МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЭНЦИКЛОПЕДИЯ

MECHANICAL ENGINEERING

Encyclopaedia

Главный редактор академик РАН
К.В. Фролов

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЭНЦИКЛОПЕДИЯ
В СОРОКА ТОМАХ

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

ФРОЛОВ К.В.
Председатель редакционного совета

Члены совета:

Белянин П.Н. (зам. Председателя редсовета и главного редактора), Колесников К.С. (зам. Председателя редсовета и главного редактора), Адамов Е.О., Анфимов Н.А., Асташев В.К., Бессонов А.П., Бюшгенс Г.С., Васильев В.В., Васильев Ю.С., Воронин Г.П., Долбенко Е.Т., Жесткова И.Н., Кирпичников М.П., Клюев В.В., Коптев Ю.Н., Ксеневич И.П., Мартынов И.А., Митенков Ф.М., Новожилов Г.В., Образцов И.Ф., Панин В.Е., Паничев Н.А., Патон Б.Е., Пашин В.М., Платонов В.Ф., Пугин Н.А., Румянцева О.Н., Силаев И.С., Федосов Е.А., Фортов В.Е., Черный Г.Г., Шемякин Е.И.

МОСКВА "МАШИНОСТРОЕНИЕ" 2011

Раздел IV

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

Том IV-24

ГОРНЫЕ МАШИНЫ

Редактор-составитель д-р техн. наук
Ю.А. Лагунова

Ответственный редактор д-р техн. наук
В.К. Асташев

МОСКВА "МАШИНОСТРОЕНИЕ" 2011

УДК 622
ББК 33
М38

Авторы: Ю.А. Лагунова, А.П. Комиссаров, В.С. Шестаков, С.В. Белов, Л.А. Гаврилова, И.Ю. Иванов, Н.П. Косарев, К.П. Порожский, Н.В. Савинова, Н.М. Суслов, А.Д. Табарин, С.Г. Фролов, С.А. Червяков, В.Е. Эпштейн

Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др.
М38 М.: Машиностроение. **Горные машины.** Т. IV-24 / Ю.А. Лагунова, А.П. Комиссаров, В.С. Шестаков и др.; под общ. ред. В.К. Асташева, 2011. 496 с.: ил.

ISBN 978-5-94275-567-6

Рассмотрены вопросы проектирования и эксплуатации горных машин и оборудования. Приведенный материал охватывает всю цепочку использования горной техники: от горно-проходческих работ до методов добычи, рудоподготовки и обогащения полезных ископаемых. Представлены технические характеристики, схемы, описание конструкций, методы расчета и испытаний горных машин.

УДК 622
ББК 33

ISBN 978-5-94275-567-6

© ООО «Издательство Машиностроение», 2011

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, опубликованных в данной книге, допускаются только с разрешения издательства и со ссылкой на источник информации

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 8

Раздел 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГОРНЫХ МАШИН С ПОРОДОЙ 9

Глава 1.1. Условия эксплуатации горных машин и основные свойства пород (*Н.П. Косарев*) . . . 9
1.1.1. Горно-геологические и горно-технические условия разработок 9
1.1.2. Физико-механические свойства горных пород 9
1.1.3. Технологические свойства горных пород 10
1.1.4. Классификации горных пород по трудности разработки 11

Глава 1.2. Статические виды разрушения горных пород (*А.П. Комиссаров*) 12
1.2.1. Разрушение пород резанием . . 12
1.2.2. Копание 16
1.2.3. Разрушение пород при внедрении рабочего органа 17
1.2.4. Разрушение пород шарошками 17

Глава 1.3. Динамические виды разрушения горных пород (*В.С. Шестаков*) 18
1.3.1. Высокоскоростное резание . . . 18
1.3.2. Ударное разрушение 18
1.3.3. Вибрационное разрушение . . . 19

Глава 1.4. Физические и комбинированные способы разрушения горных пород (*И.Ю. Иванов*) 19
1.4.1. Разрушение пород струями высокого давления 19
1.4.2. Разрушение пород взрывом . . 19
1.4.3. Термическое разрушение пород . 20
1.4.4. Комбинированные способы разрушения пород 20

Глава 1.5. Процессы дробления и измельчения горных пород (*Ю.А. Лагунова*) 20
1.5.1. Назначение операций дробления и измельчения 20
1.5.2. Степень и стадии дробления и измельчения 21
1.5.3. Способы дробления и измельчения 22

Список литературы 23

Раздел 2. БУРОВЫЕ МАШИНЫ ДЛЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ 25

Глава 2.1. Общая характеристика буровых машин (*К.П. Порожский*) 25
2.1.1. Назначение и классификация буровых машин 25
2.1.2. Основные требования, предъявляемые к буровым машинам 25
2.1.3. Общее устройство и конструктивные схемы буровых машин 25

Глава 2.2. Теория рабочих процессов буровых машин (*А.П. Комиссаров*) 27
2.2.1. Теория рабочего процесса машин вращательного бурения режущим инструментом 27
2.2.2. Теория рабочего процесса машин шарошечного бурения 29
2.2.3. Теория рабочего процесса машин ударного бурения 30
2.2.4. Термическое бурение 31

Глава 2.3. Инструмент буровых машин (*И.Ю. Иванов*) 32
2.3.1. Требования к инструменту . . . 32
2.3.2. Режущий инструмент 32
2.3.3. Инструмент шарошечного бурения 34
2.3.4. Инструмент ударного бурения . . 42
2.3.5. Комбинированный буровой инструмент 46
2.3.6. Буровые штанги 47

Глава 2.4. Исполнительные механизмы и оборудование буровых машин (*В.Е. Эпштейн, С.Г. Фролов*) 48
2.4.1. Вращательно-подающие механизмы 48
2.4.2. Ударные механизмы 49
2.4.3. Устройства для удаления буровой мелочи из скважины, пылеулавливания и пылеподавления 52
2.4.4. Устройства для хранения и подачи штанг, свинчивания (развинчивания) бурового става . . . 53
2.4.5. Гидравлические системы 55
2.4.6. Пневматические системы 57
2.4.7. Ходовое оборудование 57
2.4.8. Вспомогательное оборудование . 58

Глава 2.5. Технические характеристики и конструкции буровых машин (*Л.А. Гаврилова, С.Г. Фролов*) 59
2.5.1. Станки буровые шарошечные . . 59
2.5.2. Станки вращательного бурения резцовыми долотами 62
2.5.3. Станки ударно-вращательного бурения 63
2.5.4. Станки ударно-канатного бурения 64
2.5.5. Станки комбинированного бурения 65
2.5.6. Шнекобуровые машины 65

Глава 2.6. Основные расчетные зависимости буровых машин (*С.В. Белов*) 66
2.6.1. Режимы бурения и определение режимных параметров 66
2.6.2. Расчет мощности двигателей . . . 69
2.6.3. Производительность буровых машин 69

Список литературы 70

Раздел 3. ВЫЕМОЧНО-ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ (ЭКСКАВАТОРЫ) 71

Глава 3.1. Классификация и конструктивные схемы экскаваторов (*А.П. Комиссаров*) . . . 71

3.1.1. Классификация, типажи и параметрические ряды экскаваторов 71
3.1.2. Конструктивные схемы одноковшовых экскаваторов 78
3.1.3. Конструктивные схемы многоковшовых экскаваторов 79
Глава 3.2. Конструкции рабочего оборудования экскаваторов (*А.П. Комиссаров*). . . . 80
3.2.1. Рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов 80
3.2.2. Рабочее оборудование многоковшовых экскаваторов 93
Глава 3.3. Конструкции рабочих механизмов экскаваторов (*А.П. Комиссаров*). . . 104
3.3.1. Рабочие механизмы одноковшовых экскаваторов 104
3.3.2. Рабочие механизмы многоковшовых экскаваторов 108
3.3.3. Опорно-поворотные устройства экскаваторов 111
Глава 3.4. Ходовое оборудование экскаваторов (*Н.М. Суслов*). 113
3.4.1. Общие сведения 113
3.4.2. Гусеничное ходовое оборудование 114
3.4.3. Шагающее ходовое оборудование 119
3.4.4. Рельсовое ходовое оборудование 120
3.4.5. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование 121
Глава 3.5. Металлические конструкции экскаваторов (*В.С. Шестаков*). . . . 122
3.5.1. Общие сведения 122
3.5.2. Материалы металлических конструкций экскаваторов. 122
3.5.3. Ферменные конструкции экскаваторов. 123
3.5.4. Рамные конструкции экскаваторов. 124
Глава 3.6. Общий расчет экскаваторов (*В.С. Шестаков*) 126
3.6.1. Задачи общего расчета 126
3.6.2. Определение основных параметров экскаваторов 127
3.6.3. Расчет сил сопротивления на рабочем органе и мощности приводов главных механизмов. . . . 128
3.6.4. Расчет рабочего оборудования и металлоконструкций экскаваторов. 134
3.6.5. Тяговый расчет ходового оборудования 140
3.6.6. Статический расчет экскаваторов. 144
3.6.7. Определение производительности экскаваторов 154
3.6.8. Расчет на ЭВМ продолжительности цикла и работы приводов основных механизмов одноковшового экскаватора. 155
3.6.9. Оптимизация параметров экскаваторов. 165
Глава 3.7. Технические характеристики и конструкции экскаваторов (*Н.П. Косарев*). 168
3.7.1. Одноковшовые экскаваторы . . 168
3.7.2. Многоковшовые экскаваторы. . 179
3.7.3. Фрезерные экскаваторы 185
Список литературы 185

Раздел 4. ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ 187
Глава 4.1. Общая характеристика выемочно-транспортирующих машин (*Ю.А. Лагунова*) 187
4.1.1. Общая характеристика базовых машин. 187
4.1.2. Назначение, область применения и классификация бульдозеров . . 192
4.1.3. Технические характеристики бульдозеров, рыхлителей и бульдозерно-рыхлительных агрегатов. . . . 201
4.1.4. Назначение и область применения скреперов. 203
4.1.5. Назначение и область применения погрузчиков 204
Глава 4.2. Конструктивные особенности рабочего оборудования ВТМ (*Ю.А. Лагунова*). 213
4.2.1. Рабочее оборудование бульдозера 213
4.2.2. Рабочее оборудование рыхлителя. 214
4.2.3. Рабочее оборудование скрепера 216
4.2.4. Рабочее оборудование погрузчика 216
Глава 4.3. Расчет основных параметров ВТМ (*И.Ю. Иванов*). 218
4.3.1. Расчет параметров бульдозера. . 218
4.3.2. Расчет параметров рыхлителя . . 219
4.3.3. Расчет параметров скрепера . . . 220
4.3.4. Расчет параметров одноковшового погрузчика 220
Глава 4.4. Тяговый и статический расчеты ВТМ (*Н.М. Суслов*) 221
4.4.1. Общие вопросы. 221
4.4.2. Расчет бульдозера 222
4.4.3. Расчет рыхлителя 224
4.4.4. Расчет скрепера. 225
4.4.5. Расчет погрузчика 226
Глава 4.5. Расчет производительности ВТМ (*Л.А. Гаврилова*) 228
4.5.1. Бульдозер 228
4.5.2. Рыхлитель 229
4.5.3. Скрепер. 229
4.5.4. Одноковшовые погрузчики. . . 230
Список литературы 230

Раздел 5. МАШИНЫ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ 231
Глава 5.1. Гидромониторы (*К.П. Порожский*) . 231
5.1.1. Классификация и технические характеристики 231
5.1.2. Общее устройство гидромониторов. 232
5.1.3. Импульсные водометы 235
5.1.4. Расчет гидромониторов. 237
Глава 5.2. Землесосные снаряды (*Л.А. Гаврилова*) 245
5.2.1. Общие вопросы. 245
5.2.2. Классификация, технические характеристики и особенности конструкции. 246
5.2.3. Расчет землесосных снарядов . . 265
5.2.4. Производительность землесосных снарядов 266

Глава 5.3. Драги (*Ю.А. Лагунова*) 268
5.3.1. Классификация и технические характеристики 268
5.3.2. Конструктивные особенности драг 269
5.3.3. Принцип действия драг 275
5.3.4. Расчетная схема. 280
5.3.5. Производительность драг и расчет мощности 283
Список литературы 284

Раздел 6. РАСЧЕТ И ВЫБОР ВЫЕМОЧНЫХ И ПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ. 285
Глава 6.1. Общая характеристика горных машин и оборудования для подземных работ (*А.П. Комиссаров*) 285
6.1.1. Основные типы и классификация горных машин и оборудования. 285
6.1.2. Выбор и расчет рабочего инструмента горных машин. 290
6.1.3. Исполнительные органы горных машин 294
Глава 6.2. Выемочные машины и оборудование (*А.П. Комиссаров*). 309
6.2.1. Общие вопросы. 309
6.2.2. Оборудование для отбойки взрывом 319
6.2.3. Крепь очистных забоев 326
6.2.4. Системы выемочных машин и оборудования. 335
Глава 6.3. Расчет и выбор проходческих машин и оборудования (*В.С. Шестаков*) . . . 346
6.3.1. Проходческие комбайны. . . . 346
6.3.2. Буровое проходческое оборудование 353
6.3.3. Оборудование для проходки буровзрывным способом 354
6.3.4. Оборудование для крепления и поддержания выработок 358
6.3.5. Системы проходческих машин и оборудования 364
Список литературы 369

Раздел 7. ДРОБИЛКИ 371
Глава 7.1. Щековые дробилки (*Н.В. Савинова*) 371
7.1.1. Принцип действия и классификация 371
7.1.2. Технические характеристики, конструкции ЩД 373
7.1.3. Основные параметры ЩД . . 381
7.1.4. Производительность и расчет мощности привода 383
Глава 7.2. Конусные дробилки (*Ю.А. Лагунова*) 384
7.2.1. Классификация, принцип действия 384
7.2.2. Технические характеристики, особенности конструкции конусных дробилок крупного дробления 385
7.2.3. Определение основных параметров и производительности конусных дробилок крупного дробления (ККД и КРД) 391
7.2.4. Технические характеристики, особенности конструкции конусных дробилок среднего и мелкого дробления (КСД и КМД) 394
7.2.5. Определение основных параметров и производительности КСД и КМД 400
7.2.6. Расчет профиля камеры дробления для КМД. 401
Глава 7.3. Конусные инерционные дробилки (КИД) (*С.А. Червяков, А.Д. Табарин*). 418
7.3.1. Конструкция, основные особенности и технические характеристики 418
7.3.2. Расчет действующих дробящих сил. 421
7.3.3. Определение основных параметров 423
Глава 7.4. Вибрационные конусные дробилки (ВКД) (*С.А. Червяков, А.Д. Табарин*). 424
7.4.1. Конструкция, принцип действия ВКД с вертикальными колебаниями дробящих конусов . . . 424
7.4.2. Особенности кинематики и динамики ВКД 426
7.4.3. Производительность ВКД. . . 428
Глава 7.5. Валковые дробилки (*Ю.А. Лагунова*) 428
7.5.1. Принцип действия и классификация 428
7.5.2. Основные конструктивные схемы и технические характеристики валковых дробилок 429
7.5.3. Основные параметры 439
Глава 7.6. Роторные дробилки (*Ю.А. Лагунова*) . 440
7.6.1. Назначение и классификация. . 440
7.6.2. Конструкция и технические характеристики дробилок. 441
Глава 7.7. Молотковые дробилки (*Ю.А. Лагунова*) 447
7.7.1. Принцип действия и классификация 447
7.7.2. Конструкции дробилок, их технические характеристики 448
7.7.3. Основные параметры 455
Глава 7.8. Центробежные дробилки (*А.Д. Табарин*). 458
7.8.1. Общие вопросы 458
7.8.2. Конструктивные особенности и технические характеристики 459
Список литературы 461

Раздел 8. МЕЛЬНИЦЫ 463
Глава 8.1. Барабанные шаровые и стержневые мельницы (*С.А. Червяков*) 463
8.1.1. Общие вопросы. 463
8.1.2. Принцип действия, конструктивные схемы и технические характеристики 464
8.1.3. Определение основных параметров. 475
8.1.4. Потребляемая мощность и производительность 477
Глава 8.2. Мельницы самоизмельчения (*Ю.А. Лагунова*) 483
8.2.1. Конструктивные схемы и технические характеристики. . . . 483
8.2.2. Мельницы динамического самоизмельчения и центробежные мельницы 490
Список литературы 493

ПРЕДИСЛОВИЕ

Горные машины относятся к классу машин, работающих в экстремальных режимах, обусловленных сложными горно-геологическими и горно-техническими условиями эксплуатации: большим горным давлением, возможностью обрушения горных пород, большим диапазоном изменения температуры окружающей среды (от +40 до –40 °С), перемещением машины вслед за подвиганием забоя и т.д., резко переменными внешними нагрузками и изменчивостью характера опирания машин на грунт и др.

Характерными особенностями горного производства на современном этапе являются, с одной стороны, ухудшение горно-геологических условий разработки полезных ископаемых и, с другой — переход на более сложные технологии, обеспечивающие глубокую переработку полезных ископаемых.

Развитие горно-добывающих отраслей промышленности определяет необходимость коренного технического перевооружения производства. Внедрение новой техники и технологии ведения горных работ позволит создать горные предприятия нового типа — высокоэффективные, экологически чистые и безотходные.

Рассматривая горные машины как средства производства, а технологию ведения горных работ как способ производства, можно отметить ряд диалектических противоречий между способом и средствами производства:

механизация производственных процессов с применением в основном горных машин цикличного действия, характеризующихся относительно малой производительностью и большой энергоемкостью рабочего процесса, ограничивает возможности внедрения наиболее прогрессивной непрерывной (поточной) технологии ведения горных работ;

серийное производство горных машин на заводах горного и тяжелого машиностроения обусловливает в ряде случаев необходимость переоборудования (адаптации) конструкции машины для работы в конкретных условиях эксплуатации, отличных от расчетных;

отсутствует внутреннее силовое замыкание, т.е. внешние нагрузки воспринимаются всей машиной, величина их ограничивается параметрами машины (массой) и, в конечном счете, имеет место большая нагруженность машин.

Разрешение противоречий возможно на основе совершенствования рабочих процессов и средств механизации.

Разработка научно-методической базы создания горных машин нового поколения на основе установления многообразных типов связей в системе горные породы–технологический процесс–горные машины является основной задачей горного машиностроения.

Раздел 1

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГОРНЫХ МАШИН С ПОРОДОЙ

Глава 1.1

УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНЫХ МАШИН И ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ПОРОД

1.1.1. ГОРНО-ГЕОЛОГИЧЕСКИЕ И ГОРНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РАЗРАБОТОК

Горно-геологические условия определяются типом месторождения полезных ископаемых. К основным горно-геологическим условиям относятся прочность и устойчивость горных пород (полезного ископаемого и вмещающих пород); размеры месторождений по простиранию, углу падения и мощности; морфология месторождения; гидрогеологические условия и др. Показатели разрушаемости горного массива относятся к числу основных данных для обоснования типа и конструктивного исполнения горной машины, а также средств доставки. Мощность и угол падения залежи, свойства кровли и почвы существенно влияют на выбор параметров и схему компоновки машин комплекса.

Горно-технические условия определяются системой разработки месторождения полезного ископаемого, характеризуются возможностью взаимодействия рабочих органов горных машин с труднопреодолимым препятствием; непостоянством рабочих зон (забоев); запыленностью, влажностью и химической активностью окружающей среды и т.д.

Открытые горные работы связаны со значительной территорией и разобщенностью участков работ, а также широким применением взрывных работ.

Для подземных разработок характерны ограниченность рабочего пространства, опасность внезапных выбросов пыли, газа и породы.

В целом условия эксплуатации горных машин являются весьма тяжелыми и имеют тенденции к ухудшению: увеличению доли скальных пород, углублению разработок, росту горного давления и т.п.

1.1.2. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРНЫХ ПОРОД

Сопротивление разработке и устойчивость горных пород как основания для горной машины определяются их физико-механическими свойствами.

Знание физико-механических свойств горных пород имеет большое значение для расчета горных машин, нормирования и планирования производственных процессов, для определения областей применения горных машин. Необходимо знать, от каких факторов зависит сопротивление горных пород разрушению, т.е. провести его качественную оценку и определить его величину.

Физико-механические свойства пород различны в зависимости от минералогического состава, строения, условий образования и метаморфизма.

К физическим свойствам относят такие фундаментальные свойства, как плотность, липкость, связность и др.

Плотность ρ (кг/дм^3 или т/м^3) — отношение массы породы к ее объему при естественной влажности. Для горных пород ρ = = 1,5...6 т/м^3.

Насыпная плотность — плотность в разрыхленном состоянии.

Связность определяется сцеплением отдельных частиц породы между собой и характеризует ее способность сопротивляться их разделению. От связности зависят прочность породы и ее сопротивление деформации и разрушению.

Механические свойства характеризуют способность горных пород оказывать сопротивление внешнему воздействию. К механическим свойствам относят прочность, крепость, твердость, абразивность и др.

Прочность — способность горной породы сопротивляться разрушению (сопротивление разрыву, сжатию и др.). Критерием прочности является временное сопротивление, или предел прочности при разрушении.

Горные породы не представляют собой монолитных изотропных тел. Они, как правило, анизотропны, т.е. их механические свойства не одинаковы в разных направлениях. Так, например, при раздавливании угля перпендикулярно к напластованию предел прочности на сжатие примерно в 1,5 раза выше, чем при раздавливании по напластованию.

Временное сопротивление горных пород сжатию в несколько раз выше, чем растяжению.

Предел прочности горных пород при сжатии меняется в диапазоне от 10 (бурый уголь и др.) до 400 МПа (крепкие руды, базальты и др.).

Крепость — сопротивление горной породы общему разрушению. Крепость зависит от твердости, вязкости, хрупкости, упругости, минералогического состава и структуры породы, ее кливажа, трещиноватости и других факторов. Крепость горных пород оценивается *коэффициентом крепости*. Ориентировочно коэффициент крепости f составляет 0,1 предела прочности горной породы при одноосном сжатии $\sigma_{сж}$, МПа.

Твердость (контактная прочность) — способность породы оказывать сопротивление проникновению в нее другого, более твердого тела, не испытывающего при этом каких-либо остаточных деформаций. Твердость породы характеризуется сопротивлением ее поверхностного слоя воздействию внешней силы (например, бурового инструмента).

Абразивность — свойство горной породы истирать (изнашивать) инструмент горных машин. Абразивность пород оценивается средней потерей в массе мерного стержня при истирании его в определенных условиях. По величине показателя абразивности все породы подразделяют на восемь классов: от весьма малоабразивных (известняки, мрамор, апатит) до высокоабразивных (граниты, диориты и корундосодержащие породы).

При создании и эксплуатации горных машин обязательно должна учитываться абразивность пород, так как вследствие износа нарушаются условия взаимодействия машины с породой, существенно увеличиваются сопротивление породы и энергоемкость разработки, возрастают нагрузки на машину.

1.1.3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРНЫХ ПОРОД

Технологические свойства характеризуют сопротивляемость породы внешнему воздействию при различных рабочих процессах в условиях естественного залегания. Технологические свойства являются комплексными свойствами, определяющимися как совокупностью физико-механических свойств, так и условиями разработок. К ним относят: сопротивляемость породы резанию, буримость, дробимость и измельчаемость, несущую способность (сопротивляемость породы вдавливанию) и др.

Сопротивляемость породы резанию — способность горной породы сопротивляться механическому воздействию, вызывающему в ней совокупность напряжений сжатия, растяжения и сдвига, преодоление которых завершается разрушением породы и отделением от массива кусков или слоев. Характеризуется коэффициентом сопротивления резанию K_F (давлению, развиваемому в зоне разрушения при внешнем воздействии).

Буримость горной породы — способность породы сопротивляться проникновению в нее бурового инструмента. Буримость характеризуется скоростью, или продолжительностью бурения при стандартных условиях и режимах бурения.

Дробимость — способность породы (кусков) разрушаться на куски меньшего размера соответственно уровню внешнего воздействия. Показателем дробимости является гранулометрическая характеристика — зависимость между процентным содержанием кусков различных размеров и относительной деформацией дробимого куска.

Измельчаемость — способность кусков породы разрушаться на мелкие частицы крупностью до десятков микрометров (0,074 мм и менее). Она характеризуется кинетикой процесса измельчения различных пород.

Несущая способность породы [3] характеризуется коэффициентом сопротивления смятию ρ_0, Н/см^3 или МПа/м, определяемым силой, Н, под действием которой стержень с опорной поверхностью торца 1 см^2 погрузится на глубину 1 см. Допустимые давления под опорными поверхностями ходовых устройств горных машин устанавливаются с учетом возможного их погружения на 6...12 см в грунт.

Коэффициенты сопротивления различных пород смятию ρ_0 в зависимости от категории породы изменяются от 2 МПа/м для мокрой глины и рыхлого песка до 13 МПа/м для сухих мергеля и плотной глины [7].

1.1.4. КЛАССИФИКАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД ПО ТРУДНОСТИ РАЗРАБОТКИ

Свойства пород изменяются в широких пределах, поэтому принято объединять породы в группы и категории с определенным диапазоном свойств и характеристик.

Первая в нашей стране классификация пород по крепости была предложена проф. М.М. Протодьяконовым (табл. 1.1.1). Все горные породы разделены автором по крепости на 10 категорий. Несмотря на широкое распространение шкалы проф. М.М. Протодьяконова, она не полностью характеризует физико-механические свойства горных пород.

1.1.1. Классификация горных пород по крепости

Породы	Коэффициент крепости f	Категория крепости по шкале Протодьяконова
Вязкие кварциты и базальты	20	I
Крепкий гранит, самые крепкие песчаники и известняки	15	II
Очень крепкие песчаники и известняки	10	III
Колчедан, крепкий известняк	8	IIIa
Обыкновенный песчаник, песчанистые сланцы	5...6	IV–IVa
Крепкий глинистый сланец, некрепкий песчаник и известняк	3...4	V–Va
Антрацит, мягкий сланец, мягкий известняк, мел, каменная соль, гипс, мерзлый грунт, разрушенный песчаник	2	VI

Окончание табл. 1.1.1

Породы	Коэффициент крепости f	Категория крепости по шкале Протодьяконова
Крепкий каменный уголь, разрушенный сланец, отвердевшая глина	1,5	VIa
Каменный уголь средней крепости, прочные наносы, плотная глина	1	VII
Мягкий уголь, мягкая песчаная глина	0,8	VIIa
Торф, влажный песок	0,6	VIII
Добытый уголь, песок, насыпной грунт, гравий	0,5	IX
Плывуны	0,3	X

В качестве физико-механической основы сопоставления горных пород по трудности их разработки В.В. Ржевский рекомендует принимать относительный (безразмерный) показатель трудности разрушения породы $П_р$ по эмпирической зависимости

$$П_р = 0{,}5K_{тр}(\sigma_{сж} + \sigma_{сдв} + \sigma_{раст}) + 0{,}5\rho,$$

где $K_{тр}$ — коэффициент, учитывающий трещиноватость горных пород; $\sigma_{сж}$, $\sigma_{сдв}$, $\sigma_{раст}$ — соответственно пределы прочности горных пород на сжатие, сдвиг и растяжение; ρ — плотность породы.

Все горные породы, подвергаемые разрушению механическим способом, по трудности разрушения делят на пять классов: класс I — легко разрушаемые ($П_р$ = 1...5); класс II — средней разрушаемости ($П_р$ = = 5,1...10); класс III — трудно разрушаемые ($П_р$ = 10,1...15); класс IV — весьма трудно разрушаемые ($П_р$ = 15,1...20); класс V — исключительно трудно разрушаемые ($П_р$ = 20,1...25). Породы с $П_р > 25$ относят к внекатегорийным.

Применительно к различным технологическим процессам (бурению, резанию и др.) разработаны соответствующие им классификации горных пород. Так, сопротивление горной породы разрушению оценивают

1.1.2. Средний приведенный предел прочности породы при разрушении механическим способом бурения

Породы	Плотность ρ, т/м^3	Коэффициент крепости f	Предел прочности, МПа		
			на сжатие $\sigma_{сж}$	на скалывание $\sigma_{ск}$	приведенный при механическом бурении $\sigma_{м.б}$
Мел, каменная соль, гипс обыкновенный, мергель, каменный уголь	2,28...2,65	2...6	34...80	2,4...23	18,2...51,5
Песчаник, конгломераты, плотный мергель, известняки	2,65...2,72		80...100	23...25	51,5...62,5
Железные руды, песчанистые сланцы, сланцевые крепкие песчаники	2,72...2,84	6...10	100...140	25...32	62,5...86
Гранит, мрамор, доломит, колчедан, порфиры	2,84...2,89	10...12	140...180	32...44	86...112
Плотный гранит, роговики	2,89...2,95	12...14	180...243	44...50	112...146,5
Крепкий гранит, кварциты, очень крепкие песчаники и известняки	2,95...3	14...16	243...272	50...52	146,5...162
Базальты, диабазы	3...3,21	16...20	272...343	52...53	162...198

по среднему приведенному пределу прочности породы при разрушении механическим способом бурения (табл. 1.1.2). Ввиду разработки горных пород преимущественно открытым способом наибольшее применение получила классификация пород по сопротивляемости копанию (Ю.И. Белякова) (табл. 1.1.3).

Глава 1.2

СТАТИЧЕСКИЕ ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

Разрушение горных пород осуществляется в основном механическим способом при малых скоростях (до 5 м/с) воздействия инструмента на породу (рис. 1.2.1): резанием; копанием, внедрением в массив породы и раздавливанием шарошками.

1.2.1. РАЗРУШЕНИЕ ПОРОД РЕЗАНИЕМ

При резании в результате воздействия инструмента на породу происходит отделение пограничных слоев разрушаемого массива (стружки[1] при резании слабых пород и частиц — при резании хрупких пород).

Рабочий инструмент перемещается обычно в двух направлениях. Одно из них — главное движение со скоростью v, при котором происходит отделение стружки, а другое, при котором изменяется толщина h стружки, является движением подачи. Скорость подачи значительно меньше скорости главного движения.

На рис. 1.2.2 показаны геометрические параметры резца.

При взаимодействии инструмента с породой действуют силы сопротивления (нормальные $N_п$, $N_з$ на гранях резца и трения $F_{тр.п}$, $F_{тр.з}$) и движущие силы резания $F_р$ и подачи (внедрения) $F_п$.

Значения сил определяются большим числом факторов: свойствами породы; видом реза (рис. 1.2.3); толщиной h стружки; шагом резания t (расстоянием между соседними резами, рис. 1.2.4); геометрическими параметрами резания (углами резания δ и др.); скоростями резания $v_р$, подачи $v_п$ и др.

[1] Термином *стружка* пользуются при обработке металлов, он не всегда отражает физическую сущность процессов, происходящих при резании пород, однако удобен при расчетах сил сопротивления резанию и копанию, а также производительности машин. Применяется условно.

1.1.3. Классификация горных пород по трудности экскавации

Категория породы	В массиве			После рыхления		Коэффициент сопротивления копанию K_F, МПа			
	Характеристика группы горных пород	Предел прочности на сжатие, МПа	Прочность породы в массиве $C_м$, МПа	Характерные группы горных пород	Коэффициент сопротивления чистому резанию K_{pF}, МПа	одноковшовым рабочим оборудованием		многоковшовым рабочим оборудованием	
						лопатой	драглайном (скрепером)	цепным	роторным
I	Мягкие и рыхлые породы (супесь, мягкий суглинок)	3	0,02	Уголь и полускальные породы	0,01...0,055	0,016...0,12	0,03...0,12	0,05...0,18	0,04...0,13
II	Довольно плотные породы, мерзлый грунт I категории (суглинок, гравий, мягкая глина)	3...8	0,02...0,04	Полускальные и скальные породы	0,057...0,11	0,07...0,16	0,12...0,2	0,15...0,3	0,12...0,25
III	Слабый уголь, плотная порода, мерзлый грунт I–II категорий (суглинок плотный, глина средняя, мягкие аргиллиты)	8...10	0,04...0,07	Скальные породы и тяжелая руда	0,11...0,17	0,12...0,25	0,16...0,3	0,24...0,45	0,2...0,35
IV	Уголь средней крепости, очень плотная порода, мерзлый грунт II–III категорий (суглинок крепкий со щебнем, глина крепкая)	10...15	0,07...0,1	Крепкий уголь, полускальные и скальные породы, тяжелые руды	0,16...0,24	0,22...0,36	0,25...0,42	0,36...0,6	0,3...0,45
V	Крепкий уголь, наименее прочные полускальные породы	15...30	0,1...0,15	Очень крепкий уголь, полускальные породы VI–VIII категорий, тяжелая руда VI–VIII категорий	0,23...0,4	0,33...0,55	0,4...0,55	0,58...0,85	0,42...0,66
	Мерзлая порода III–IV категорий	15...20							
	Сильнотрещиноватые скальные породы и руды	60...80							

Окончание табл. 1.1.3

Категория породы	В массиве			После рыхления		Коэффициент сопротивления копанию K_F, МПа			
	Характеристика группы горных пород	Предел прочности на сжатие, МПа	Прочность породы в массиве $C_м$, МПа	Характерные группы горных пород	Коэффициент сопротивления чистому резанию K_{pF}, МПа	одноковшовым рабочим оборудованием		многоковшовым рабочим оборудованием	
						лопатой	драглайном (скрепером)	цепным	роторным
VI	Очень крепкий уголь, прочные полускальные породы IV–V категорий	20...30	0,15...0,23	Полускальные породы VII категории. Скальные породы VIII–IX категорий. Тяжелая руда VIII категории	0,3...0,55	0,43...0,75	0,5...0,75	0,43...0,85	0,42...1
	Скальные породы и тяжелая руда, трещиноватые	80							
VII	Сланцы, мергель, гипс, мел, известняк, песчаник мягкий. Мерзлые породы V–VI категорий	30...60	0,23...0,35	Скальные породы и тяжелая руда VIII категории	0,5...0,7	0,8...1	1...1,3	–	
	Скальные породы и руда, среднетрещиноватые	> 80							
VIII	Скальные малотрещинованые мерзлые породы	60...80	0,35...0,55	Скальные тяжелые породы и руда практически монолитные. Породы IX категории	0,7...1	1...1,2	1,2...1,5		
	Тяжелая руда	100							
IX	Внекатегорийные породы	> 100	0,55	–					

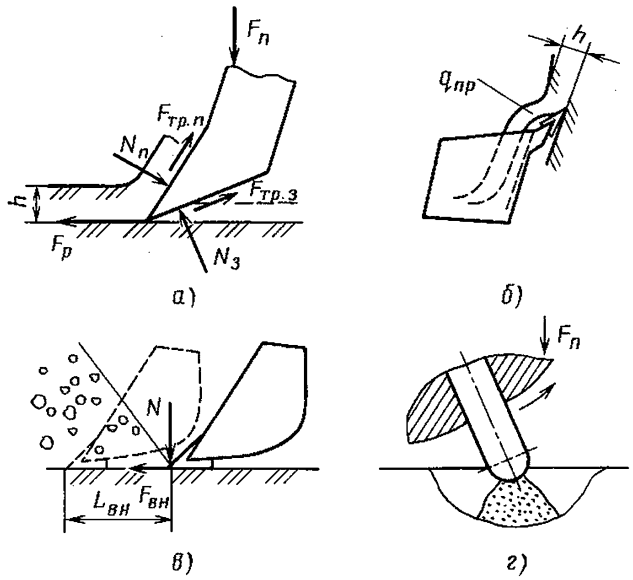


Рис. 1.2.1. Виды статического воздействия инструмента на горную породу:
а — резание; *б* — копание; *в* — внедрение в массив породы; *г* — раздавливание шарошкой; $F_п$ — сила подачи; $F_р$ — сила резания; $F_{тр.п}$, $F_{тр.з}$ — сила трения на передней и задней гранях резца; $N_п$, $N_з$ — нормальная сила на передней и задней гранях резца; h — толщина срезаемой стружки породы; $q_{пр}$ — объем призмы волочения; $L_{вн}$ — глубина внедрения зубьев ковша в породу; $F_{вн}$ — сила внедрения зубьев ковша в породу; N — касательная составляющая $F_{вн}$

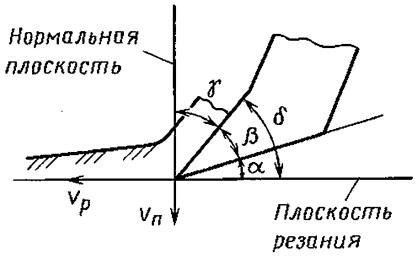


Рис. 1.2.2. Геометрические параметры резца:
α — задний угол; β — угол заострения инструмента; γ — передний угол; δ — угол резания

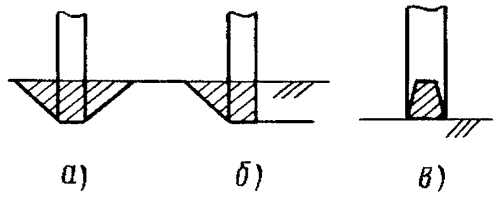


Рис. 1.2.3. Виды резов:
а — блокированный; *б* — полублокированный; *в* — свободный

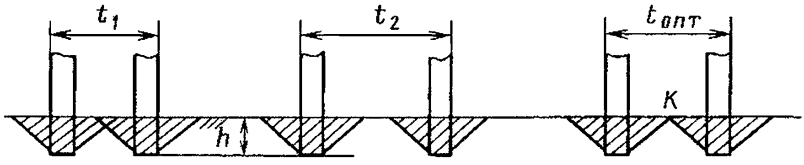


Рис. 1.2.4. Схема к определению оптимального $t_{опт}$ значения шага резания. Боковые зоны разрушения контактируют в точке *K*

С ростом угла резания происходит изменение напряженного состояния (сжатие породы вместо среза), что приводит к повышению силы резания и энергоемкости резания. Рациональное значение угла резания определяется из условия прочности инструмента и составляет, например, для зубьев ковшей экскаватора δ = 30...40°, а для буровых резцов, имеющих малые размеры, величина δ достигает 120° (при отрицательном переднем угле). При значениях заднего угла < 5...10° резко возрастает сила подачи, что связано с увеличением площади «упругого» контакта породы с задней гранью резца.

Различают следующие условия резания: блокированное, полусвободное (полублокированное) и свободное (см. рис. 1.2.3).

При блокированном резании режущая часть рабочего органа разрушает породу передней и двумя боковыми режущими кромками, при полусвободном — передней и одной боковой, при свободном — только передней режущей кромкой. Величина сопротивлений на рабочем органе при резании зависит от того, в каких условиях осуществляется резание. На практике обычно применяется полусвободное резание [2].

Ввиду наличия боковых зон разрушения процесс резания характеризуется оптимальным значением шага резания $t_{опт}$, при котором достигается минимум затрат энергии (см. рис. 1.2.4).

Одним из основных показателей рабочего процесса является энергоемкость разрушения горных пород:

$$a = A/V,$$

где A — работа, расходуемая на разрушение; V — объем разрушенной горной массы.

Энергоемкость резания определяется крепостью породы и условиями резания (типом резца, режимами резания и др.).

Процесс резания отличается высокой производительностью ввиду непрерывности, низким уровнем вибраций, а также малым пылеобразованием. Недостаток процесса — большой износ инструмента ввиду постоянного контакта инструмента с породой.

1.2.2. КОПАНИЕ

Копание — процесс отделения породы от массива (или от штабеля) — включает в себя резание, перемещение отделенной породы по рабочему органу (в частности, в ковшах экскаваторов) и взаимное перемещение отделенных слоев породы (рис. 1.2.5).

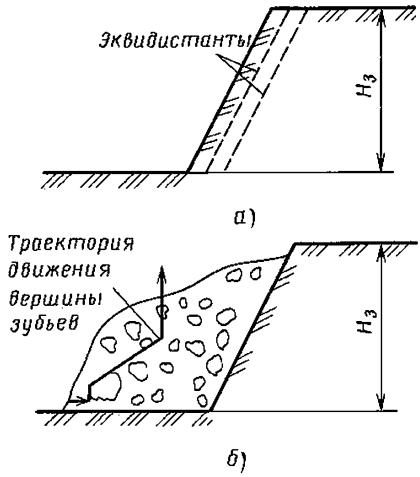


Рис. 1.2.5. Схемы отработки забоев:
а — связные, плотные породы; *б* — скальные породы; $H_з$ — высота забоя

Перемещение срезанной породы по рабочему органу, а также скопление породы перед ним (призмы волочения) вызывают в ряде случаев значительные силы сопротивления на рабочем органе, иногда более высокие, чем собственно от разрушения.

Горно-технические условия разработок определяют параметры процесса: вид траектории движения рабочего органа, силы сопротивления копанию и другие параметры. На рис. 1.2.5 показаны схемы отработки забоя ковшом экскаватора для плотных и скальных пород.

Разработка связных грунтов ведется путем снятия слоя породы (стружки) по всей высоте забоя. При этом должны быть реализованы заданные траектории движения вершины режущей кромки ковша, представляющие собой эквидистанты (кривые, удаленные на одинаковом расстоянии, равном максимальной толщине стружки). Высота забоя $H_з$ не должна превышать максимальной высоты черпания $H_{ч\,max}$ по условию безопасной работы.

При разработке скального забоя траектория каждого последующего черпания (внедрения ковша) определяется профилем развала, образующегося после предыдущего черпания, и зависит от структуры забоя. При хоро-

шей подготовке забоя характерны «гладкие» траектории, при плохой подготовке — ломаные. В последнем случае появляются частые стопорения ковша, затрудняется управление ковшом.

Как показывают исследования рабочего процесса, средняя скорость ковша при черпании взорванной горной массы не превышает 0,6...0,7 м/с и существенно ниже скорости подъема $v_п$ при работе в плотных породах, поскольку траектория включает в себя горизонтальный (внедрение ковша) и вертикальный (вывод) участки. Высота забоя по Правилам технической безопасности может существенно превышать максимальную высоту черпания (при хорошей подготовке забоя) $H_з \leq 1{,}5H_{ч\,max}$. Рекомендуемое соотношение рабочих скоростей $v_н/v_п \approx 1$, где $v_н$ — скорость напора.

Энергоемкость процесса копания зависит от свойств и структуры пород, конструкции ковша и других факторов.

1.2.3. РАЗРУШЕНИЕ ПОРОД ПРИ ВНЕДРЕНИИ РАБОЧЕГО ОРГАНА

При внедрении рабочего органа в массив (штабель) различают следующие способы его загрузки: раздельный и многоступенчатый (рис. 1.2.6). При раздельном способе рабочий орган внедряется в штабель на полную длину (до упора кромки развала в его заднюю стенку), затем происходят его поворот и заполнение. После этого рабочий орган поднимают (вырывают) в транспортное положение. Этот способ используется при загрузке материала с небольшой насыпной плотностью (сланца, шлака).

Многоступенчатый способ представляет собой несколько последовательных внедрений, сочетающихся с поворотом. Применяют его при погрузке тяжелых руд.

При внедрении ковша в горный массив (навал) происходит выдавливание породы, что обусловливает рост действующих нагрузок и, соответственно, увеличение энергоемкости внедрения. Так, для гидравлических экскаваторов с погрузочным рабочим оборудованием сила, действующая на ковш, составляет 40...60 % от силы тяжести экскаватора.

1.2.4. РАЗРУШЕНИЕ ПОРОД ШАРОШКАМИ

При разрушении горных пород шарошками (см. рис. 1.2.1, *г*) возникают большие нагрузки, необходимые для вдавливания в породу рабочих элементов шарошек, поэтому машины с шарошечным инструментом имеют большую массу и габаритные размеры. По сравнению с процессом резания разрушение горных пород шарошками отличается малым износом инструмента ввиду прерывистого (импульсного) характера воздействия. Различают штыревые и дисковые шарошки, что, в свою очередь, влияет на процесс разрушения горных пород.

При перекатывании штыревой шарошки контакт с забоем прерывистый и процесс разрушения состоит из последовательных единичных актов вдавливания ее рабочих выступов (штырей) в горную породу. В результате вдавливания штыря на поверхности породы образуется углубление — лунка выкола. На дне лунки обычно появляется нарост из сильно

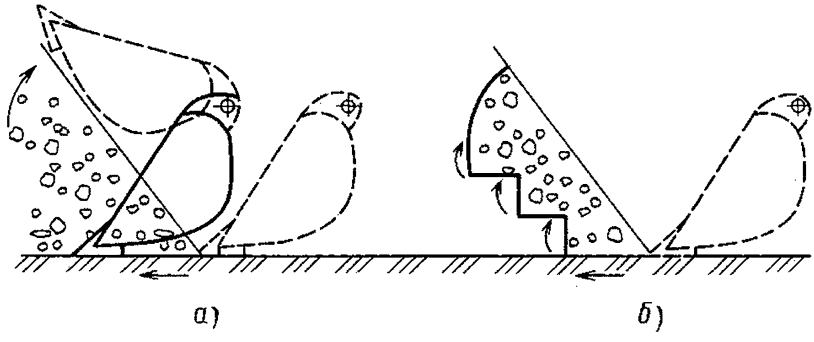


Рис. 1.2.6. Способы загрузки ковша:
а — раздельный; *б* — многоступенчатый

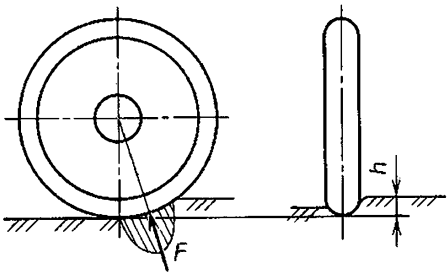


Рис. 1.2.7. Раздавливание дисковой шарошкой:
F — нагрузка

уплотненных породных частиц. Фактически глубина выкола обычно превышает глубину вдавливания h штыря.

При раздавливании дисковой шарошкой диск, внедряясь в породу, уплотняет ее поверхностный слой и перемещает его на некоторую глубину без хрупкого разрушения (рис. 1.2.7). При увеличении глубины вдавливания образуется уплотненное ядро, которое, погружаясь на заданную глубину и одновременно увеличиваясь в размерах, давит во все стороны, что приводит к сколу частиц породы по сторонам диска.

Процесс разрушения дисковой шарошкой отличается стабильностью режимных параметров.

Глава 1.3

ДИНАМИЧЕСКИЕ ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

1.3.1. ВЫСОКОСКОРОСТНОЕ РЕЗАНИЕ

С увеличением скорости резания зона действия пластической деформации породы уменьшается и твердое тело разрушается, как хрупкое или квазихрупкое.

Высокоскоростное разрушение горных пород осуществляется главным образом на камнерезных машинах, где рабочие скорости резания при использовании, например, алмазного инструмента достигают 80 м/с. В качестве режущего инструмента камнерезных машин используют дисковые пилы, режущие цепи и др.

Эффективность процесса высокоскоростного разрушения прочных пород зависит от их физико-механических свойств, геометрических параметров резцов и других факторов.

Применение высокоскоростных рабочих органов (скоростью резания > 5 м/с) для разрушения пород позволяет в определенных условиях существенно повысить производительность машин.

1.3.2. УДАРНОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Ударное разрушение пород наиболее широко используют при бурении шпуров и скважин (буровые молотки или перфораторы и буровые станки), а также при проходке горных выработок (молоты).

Основной характеристикой удара является ударный импульс. Форма и величина последнего зависят от массы и размеров элементов ударной системы, геометрии соударяющихся поверхностей, упругопластических свойств породы и других факторов (рис. 1.3.1). Например, более длинные ударники, обеспечивающие большую продолжительность силового воздействия, разрушают породу в 1,5–2 раза эффективнее коротких и утолщенных. При ударе утолщенным ударником существенно возрастает величина отраженного импульса.

Эффективность ударного разрушения определяется большим числом факторов: свойствами горных пород, энергией единичного удара и др. Установлено [4], что энергоемкость разрушения крепких пород уменьшается с увеличением энергии удара.

К преимуществам ударного способа разрушения относят возможность применения его в породах любой крепости и большую стойкость инструмента. Благодаря тому что при ударном разрушении не требуются большие статические нагрузки, машины ударного действия отличаются малой массой. Недос-

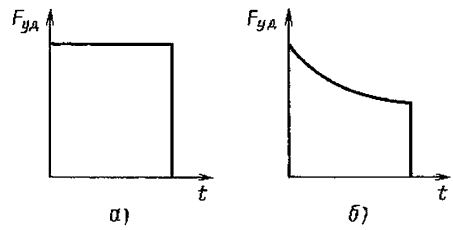


Рис. 1.3.1. Формы ударных импульсов:
а — при соударении стержней равного сечения; *б* — при ударе утолщенным стержнем по тонкому; $F_{уд}$ — сила удара

татки ударного способа — большая энергоемкость ввиду значительных затрат на дезинтеграцию породы, большой шум и вибрация при работе.

1.3.3. ВИБРАЦИОННОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Процесс взаимодействия вибрирующего рабочего органа с породой впервые был рассмотрен Г.И. Покровским в 1934 г. Установлен [1] эффект снижения внутреннего трения пород («разжижение») при вибрациях.

Разрушение пород возможно, если напряжения в зоне контакта рабочего органа с породой превышают предел прочности породы. При меньших значениях напряжений осуществляется только уплотняющее действие вибрирующего рабочего органа на породу.

Вибрационное разрушение целесообразно применять при дезинтеграции песка, гравия и других диспергированных сред.

Глава 1.4

ФИЗИЧЕСКИЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ СПОСОБЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

Основными физическими способами разрушения пород являются: разрушение струями высокого давления, разрушение взрывом и термическое.

Физические и комбинированные способы разрушения горных пород находят ограниченное применение (кроме разрушения пород взрывом). В перспективе с развитием соответствующих технических устройств и технологий данные способы могут составить альтернативу механическим способам разрушения пород.

1.4.1. РАЗРУШЕНИЕ ПОРОД СТРУЯМИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Разрушение пород струями высокого давления (до 500 МПа) происходит аналогично разрушению породы резцом: струя движется по свободной поверхности породы с постоянной скоростью, а разрушение происходит по мере накопления ядром уплотнения потенциальной энергии.

Различие данных способов разрушения заключается в характере формирования зон разрушения. При разрушении струей жидкость растекается по породе, размывает и уносит части ядра уплотнения. В этих условиях при перемещении струи в породе образуется щель определенной глубины.

Энергия струи уменьшается при увеличении ее длины из-за роста ее сечения, турбулентного движения, распада на части, поэтому необходимо приближать сопло к породе [5].

Разрушение породы осуществляется отбойкой элементарными объемами или по схеме щель–целик (прорезание параллельных щелей с последующим скалыванием межщелевых целиков). Этот способ разрушения считается перспективным для пород крепостью $f = 1...10$.

1.4.2. РАЗРУШЕНИЕ ПОРОД ВЗРЫВОМ

При открытом способе разработки месторождений, сложенных скальными породами, буровзрывные работы являются одним из основных технологических процессов. От качества (рыхления) подготовки к разработке горных пород зависит эффективность работы экскавационного и транспортного оборудования.

Процесс разрушения горных пород действием взрыва определяется влиянием большого числа факторов: крепости горных пород, строения и трещиноватости горного массива, положения заряда взрывчатых веществ (ВВ) в массиве породы, состава и дисперсности ВВ, величины волнового импульса, количества энергии, остающейся в продуктах детонации после генерирования волны напряжений, действия отраженных волн и др.

Процесс разрушения пород взрывом включает в себя следующие этапы: трещинообразование, расширение трещин и разделение объема на куски, сдвижение массива, разлет кусков [3].

Вызванная энергией взрыва волна напряжений приводит взрываемый массив в колебательное движение. При этом проявляется влияние степени трещиноватости массива как на характер смещения отдельных его частей, так и на степень дробления (рыхления) пород при взрыве. Наличие ослабленных контактов по напластованиям предопределяет наибольшие смещения по этим контактам.

По мере повышения напряжений резко увеличивается число вновь образуемых трещин и, соответственно, возрастает степень дробления пород.

Удельный расход ВВ составляет 0,5... 5 кг/м^3 в зависимости от способа ведения буровзрывных работ и типа ВВ.

Энергоемкость при взрывном способе разрушения составляет ориентировочно 5... 20 МДж/м^3.

Актуальной научно-технической задачей является разработка способов оперативного управления действием взрыва для обеспечения рациональной степени дробления пород, при которой выход фракций с размером 500...1200 мм будет составлять 100 %.

1.4.3. ТЕРМИЧЕСКОЕ РАЗРУШЕНИЕ ПОРОД

Термическое разрушение пород происходит в основном по двум механизмам: разрушению породы за счет теплового расширения, расплавлению и испарению породы.

В первом случае при интенсивном разогреве породы (например, пламенем или газами горелки) в поверхностном слое породы возникают разрушающие напряжения. Величина напряжений зависит от разности температур слоев породы, т.е. определяется теплопроводностью породы.

Во втором случае на породу действует высокотемпературная газовая струя, вызывающая превращение породы в жидкое или газообразное состояние. Здесь примерами могут служить перегонка горючих сланцев в жидкое топливо и газификация углей, заключающаяся в их подземном сжигании и отводе получаемого при этом горючего газа.

1.4.4. КОМБИНИРОВАННЫЕ СПОСОБЫ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД

Из комбинированных способов разрушения пород наибольшее применение получили механогидравлический способ разрушения углей (резание инструментом исполнительного органа комбайна и отбойка струей высокого давления), термомеханический и режуще-шарошечный способы [5].

Применение комбинированных способов разрушения целесообразно при существенном изменении свойств и крепости пород в рабочей зоне.

Глава 1.5

ПРОЦЕССЫ ДРОБЛЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

1.5.1. НАЗНАЧЕНИЕ ОПЕРАЦИЙ ДРОБЛЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Дробление и измельчение — процессы уменьшения размеров кусков (зерен) полезных ископаемых путем разрушения их под действием внешних сил, преодолевающих внутренние силы сцепления, которые связывают между собой частицы твердого вещества. Принципиально процессы дробления и измельчения не различаются между собой. Условно считают, что при дроблении получают продукты преимущественно крупнее, а при измельчении мельче 5 мм. Для дробления применяют дробилки, а для измельчения — мельницы.

Дробление и измельчение на обогатительных фабриках служат подготовительными операциями перед обогащением и применяются для разъединения зерен различных минералов, содержащихся в полезном ископаемом, тесно переплетенных и сросшихся между собой. Чем полнее раскрываются (освобождаются один от другого) минералы при дроблении и измельчении, тем успешнее последующее обогащение полезного ископаемого.

Иногда минералы, слагающие куски полезных ископаемых, обладают различными физико-механическими свойствами. После дробления или измельчения таких ископаемых в специальных условиях одни, более твердые и прочные, минералы будут представлены крупными кусками, другие, менее твердые и хрупкие, — кусками значительно меньшего размера. Последующий рассев дробленого продукта позволит отделить одни минералы от других, т.е. произвести обогащение полезного ископаемого. Дробление или измельчение в этом случае равнозначны обогатительной операции и называются *избирательным дроблением*.

Крупность зерен, до которых надо дробить или измельчить исходный материал перед обогащением, определяется размером вкрапленности полезных минералов и процессом, принятым для обогащения данного ископаемого. Эта крупность устанавливается опытным путем при исследованиях обогатимости каждого полезного ископаемого.

Дробление проводится не только на обогатительных фабриках. Дроблению и измельчению подвергаются: уголь или сланец на электростанциях; уголь на коксохимических заводах перед коксованием; известняки и доломиты, используемые в качестве флюсов на металлургических заводах; камень с целью приготовления щебня для промышленного и дорожного строительства и т.д. В этих случаях продукты дробления и измельчения используются непосредственно и процесс дробления имеет самостоятельное значение. Крупность получаемых при этом продуктов устанавливается исходя из требований технологии потребляющих производств.

1.5.2. СТЕПЕНЬ И СТАДИИ ДРОБЛЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Отношение размеров кусков или зерен исходного материала перед дроблением и измельчением к размеру кусков или зерен дробленого или измельченного продукта называют *степенью дробления* или *степенью измельчения*.

Со степенью дробления связаны расход энергии и производительность дробилок и мельниц. Для определения степени дробления предложено несколько расчетных формул. Обычно ее определяют как отношение размеров максимальных по крупности кусков материала до и после дробления

$$i = D_{max}/d_{max},$$

где D_{max} — диаметр максимального куска материала до дробления; d_{max} — то же, после дробления.

В практике обогащения диаметром кусков сыпучих материалов считают наименьшую величину отверстий сит, через которые при грохочении куски еще проходят. Поэтому степень дробления вычисляют как отношение диаметров предельных отверстий сит для грохочения дробимого материала и дробленого продукта. Форма отверстий сита при этом должна быть одинаковой, так как она влияет на результаты грохочения [6].

Степень дробления, рассчитанная по вышеприведенной формуле, характеризует процесс дробления недостаточно полно. Допустим, что при дроблении двух материалов, имеющих одинаковые исходные характеристики крупности, получены продукты с одинаковыми максимальными кусками, но с разными характеристиками крупности (рис. 1.5.1).

Суммарная характеристика «по плюсу» для одного продукта выпуклая, а для другого — вогнутая. Это означает, что второй продукт раздроблен мельче, чем первый, но если подсчитать степени дробления по отношению размеров максимальных кусков, то они окажутся одинаковыми. Отсюда следует, что степень дробления более правильно вычислять как отношение средних диаметров, которые находятся с учетом характеристик

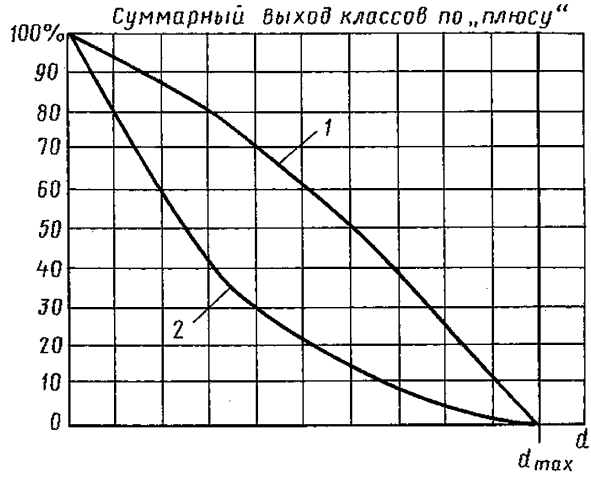


Рис. 1.5.1. Характеристики крупности продуктов дробления:
1 — в продукте преобладают крупные классы; *2* — то же, мелкие

крупности исходного материала и продукта дробления:

$$i = D_{ср}/d_{ср},$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр кусков исходного материала; $d_{ср}$ — средний диаметр кусков дробленого продукта.

На обогатительных фабриках дробление и измельчение полезных ископаемых перед обогащением обычно выполняются с высокой степенью сокращения размеров кусков. Например, перед флотационным обогащением полезное ископаемое измельчают до крупности < 0,1 мм. Если при этом руда поступает с карьеров, то размер максимальных кусков в исходном материале может доходить до 1500 мм. Тогда общая степень сокращения размеров составит

$$i = 1500/0{,}1 = 15\,000.$$

Получение таких высоких степеней сокращения размеров в одной машине практически невозможно. По своим конструктивным особенностям машины для дробления и измельчения эффективно работают только при ограниченных степенях сокращения размеров кусков, а потому рациональнее дробить и измельчать материал от исходной крупности до требуемого размера в нескольких последовательно работающих дробильных и измельчающих машинах. В каждой из таких машин будет осуществлена лишь часть общего процесса дробления или измельчения, называемая *стадией дробления*, или *измельчения*.

В зависимости от крупности дробимого материала и дробленого продукта стадии дробления имеют особые названия: *первая стадия* — крупное дробление от 1500...300 до 350...100 мм; *вторая стадия* — среднее дробление от 350...100 до 100...40 мм; *третья стадия* — мелкое дробление от 100...40 до 30...5 мм (пределы крупности исходного и дробленого продукта, ограничивающие стадии, условны и приблизительны).

Известны случаи, когда дробление осуществляется в четыре стадии. Например, четырехстадийные схемы дробления применены на некоторых обогатительных фабриках для железных руд, содержащих значительное количество крупных плоских кусков.

Последующую операцию, в которую поступает материал после мелкого дробления (куски размером < 30 мм), называют *измельчением*. В зависимости от требуемой крупности материала перед обогащением его можно измельчать в одну, две или даже три последовательные стадии, которые соответственно называют первой, второй и третьей стадиями измельчения.

Дробление и особенно измельчение — весьма энергоемкие операции, на которые расходуется около половины энергии, потребляемой обогатительной фабрикой.

1.5.3. СПОСОБЫ ДРОБЛЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Принцип действия традиционных видов дробильного оборудования основан на соответствующих способах дробления: раздавливании, раскалывании, истирании и ударе (рис. 1.5.2).

Необходимые для разрушения кусков материала силы развиваются в дробильных машинах, конструкции которых обеспечивают осуществление определенного способа дробления. В условиях непрерывного процесса вследствие неупорядоченности размещения кусков в рабочем пространстве дробильной машины наблюдаются все способы дробления, но всегда главную роль играет тот способ, для реализации которого сконструирована данная машина [8–10].

Способ дробления выбирают в зависимости от физико-механических свойств дробимого материала и крупности его кусков.

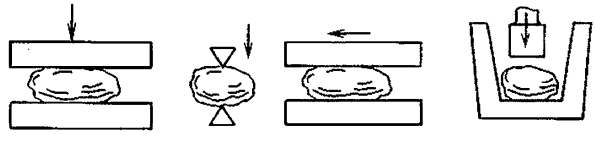


Рис. 1.5.2. Основные способы дробления:
а — раздавливание; *б* — раскалывание; *в* — истирание; *г* — удар

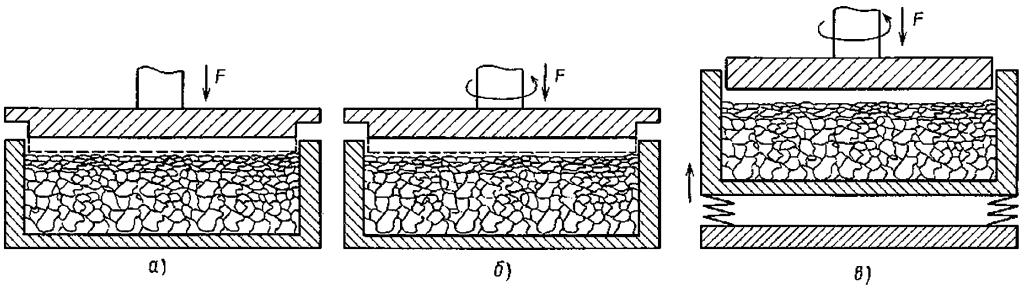


Рис. 1.5.3. Схемы разрушения материала в слое при заданной нагрузке *F*:
а — без сдвига; *б* — со сдвигом; *в* — со сдвигом и интенсивным вибрационным воздействием

Крупное, среднее и мелкое дробление твердых (прочных) и хрупких пород целесообразно проводить раздавливанием, а твердых и вязких — раздавливанием с участием истирания. Крупное дробление мягких и хрупких пород лучше выполнять раскалыванием, а среднее и мелкое — ударом.

Крупное, среднее и мелкое дробление обычно сухое. Мокрое дробление применяют только в тех случаях, когда дробимый материал содержит глину, которую и стараются отмыть одновременно с дроблением.

Измельчение полезных ископаемых выполняется ударом с участием истирания.

Мокрое измельчение более производительно, осуществляется без пылеобразования и позволяет легко транспортировать измельченные продукты. Сухое измельчение применяют только в тех редких случаях, когда нельзя допускать контакта дробимого материала с водой или когда измельченный продукт также обрабатывается всухую.

В конструкциях дробильно-размольного оборудования реализуются новые способы дробления и измельчения, соответствующие принципам рациональной организации процесса селективного разрушения минералов.

На рис. 1.5.3 показаны способы разрушения материала в слое. Здесь куски материала могут взаимодействовать друг с другом, но их относительные перемещения весьма малы и однонаправлены. Образующаяся мелочь заполняет местные пустоты между кусками, препятствуя дальнейшей деформации. При таком процессе разрушения используются преимущества взаимодействия кусков друг с другом (прочный кусок разрушает дефектный).

Более рациональный способ разрушения материала показан на рис. 1.5.3, *б*. Частицы слоя в момент сжатия подвергают сдвигу (на рисунке показан поворот пуансона). Наличие сдвига в момент сжатия способствует повышению селективности. Улучшению хода процесса помогает и более равномерное заполнение пустот между кусками благодаря сдвигу, что позволяет довести уровень допустимой деформации до большей величины и, следовательно, повысить степень дробления [10].

На рис. 1.5.3, *в* показана схема способа разрушения, реализованная в новом классе виброинерционных машин. Разрушение материала в слое осуществляется при заданной регулируемой нагрузке *F* в условиях интенсивного вибрационного воздействия. Деформация слоя в этом случае определяется его сопротивлением разрушению. Кроме того, может проводиться настройка на предел прочности межкристаллических связей, который существенно ниже прочности самого кристалла или их блоков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вибрационная** дезинтеграция твердых материалов / В.И. Ревнивцев, Г.А. Денисов, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. М.: Недра, 1992. 430 с.

2. **Егоров П.В., Старичнев В.В., Лаптев А.Г.** Основы горного дела: учеб. для вузов. М.: Изд. МГГУ, 2003. 408 с.

3. **Лидин Г.Д., Лебедев А.Д., Беляев В.С.** Горное дело: терминологический словарь. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 694 с.

4. **Логов А.Б., Герике Б.Л., Раскин А.Б.** Механическое разрушение крепких горных пород. Новосибирск: Наука, 1989. 138 с.

5. **Никонов Г.П., Кузьмич И.А., Гольдин Ю.А.** Разрушение горных пород струями высокого давления. М.: Недра, 1986. 150 с.

6. **Основные** закономерности изменения состояния сыпучего тела при сжатии /

В.И. Ревнивцев, О.П. Безруков, Н.А. Иванов, Г.С. Ходаков // Обогащение руд. 1984. № 4. С. 3-6.

7. **Подэрни Р.Ю.** Механическое оборудование карьеров: Учеб. для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. МГГУ, 2003. 606 с.

8. **Протасов Ю.И.** Разрушение горных пород. 2-е изд., стер. М.: Изд. МГГУ, 2001. 453 с.

9. **Ревнивцев В.И.** Пути реализации рациональной организации процесса раскрытия минералов // Развитие теории, совершенствование техники и технологии подготовки руд к обогащению. Л.: Механобр, 1982. С. 3-7.

10. **Финкельштейн Г.А., Цукерман В.А.** О классификационных признаках различных способов дробления и измельчения и относительной перспективности соответствующего оборудования // Совершенствование и развитие процессов подготовки руд к обогащению. Л.: Механобр, 1985. С. 19-37.

Раздел 2

БУРОВЫЕ МАШИНЫ ДЛЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

Глава 2.1

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БУРОВЫХ МАШИН

2.1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ БУРОВЫХ МАШИН

Назначение буровых машин:

– образование в породном массиве скважин[1] (или шпуров) для различных целей: разведочных, вентиляционных, для размещения взрывчатых веществ и др.;

– выемка полезных ископаемых посредством выбуривания скважин.

Буровые машины, применяемые на открытых разработках, классифицируют по назначению и способу разрушения горной породы.

По назначению буровые машины делят на три группы:

– машины для бурения шпуров и небольших скважин (бурильные установки, мотобуры, перфораторы и т.д.);

– машины для бурения скважин (буровые станки);

– машины для выемки полезных ископаемых (бурошнековые установки).

По способу разрушения горной породы буровые машины подразделяют на машины, осуществляющие механические и физические способы разрушения.

2.1.2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К БУРОВЫМ МАШИНАМ

Из основных требований, предъявляемых к буровым машинам, следует выделить общие и специальные.

К общим требованиям относят: социальные, экономические, эксплуатационные и технологические.

Социальные требования включают в себя обеспечение максимальной безопасности эксплуатации буровых машин; комфортности труда; легкости и удобства управления, а также создание необходимых санитарно-гигиенических условий труда.

К экономическим требованиям причисляют обеспечение минимальных трудовых и материальных затрат при изготовлении и эксплуатации машин.

Эксплуатационные требования заключаются в обеспечении максимальной производительности машины в конкретных условиях эксплуатации, а также в поддержании ее работоспособного состояния.

К технологическим требованиям относят обеспечение соответствия конструкции машины производственным мощностям и характеру производства.

Тяжелые эксплуатационные условия обусловливают ряд специфических требований к буровым машинам: приспособляемость (адаптация) конструкций машин к изменяющимся условиям эксплуатации (свойства пород, структура породного массива и др.); устойчивость (равновесие) машины при действии максимальных нагрузок.

2.1.3. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ БУРОВЫХ МАШИН

Конструкции буровых машин содержат следующие основные узлы и механизмы: породоразрушающий инструмент; буровые штанги, соединяющие инструмент с рабочими механизмами (ударным, вращательно-подающим и др.); привод (силовое оборудование, передаточные механизмы) и систему управления.

Конструктивная схема буровой машины зависит от назначения машины, способа разрушения горной породы, а также направления бурения.

На рис. 2.1.1 изображена установка перфоратора в карьере, предназначенного для разделки негабаритов шпуровыми зарядами.

---

[1] Скважина — цилиндрическая полость диаметром > 75 мм и глубиной > 5 м; шпур — полость меньших размеров.

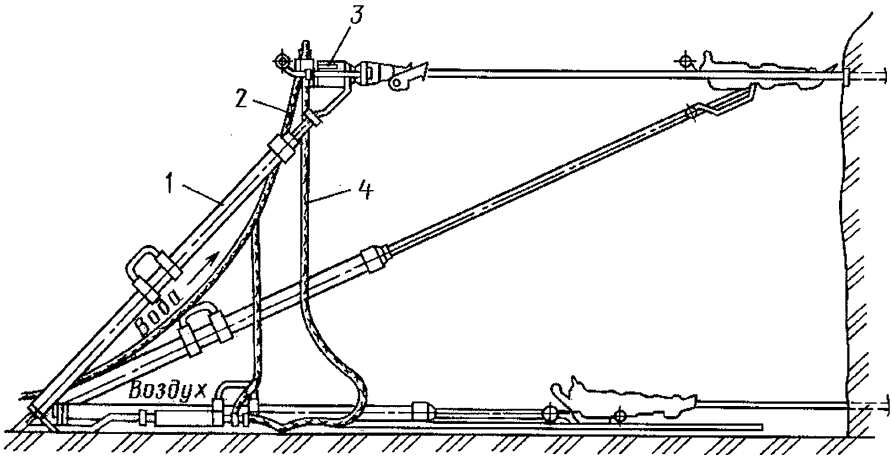


Рис. 2.1.1. Различные положения перфоратора с пневмоподдержкой при бурении шпуров:
1 — пневмоподдержка; *2* — воздушный шланг; *3* — перфоратор; *4* — шланг для подачи воды

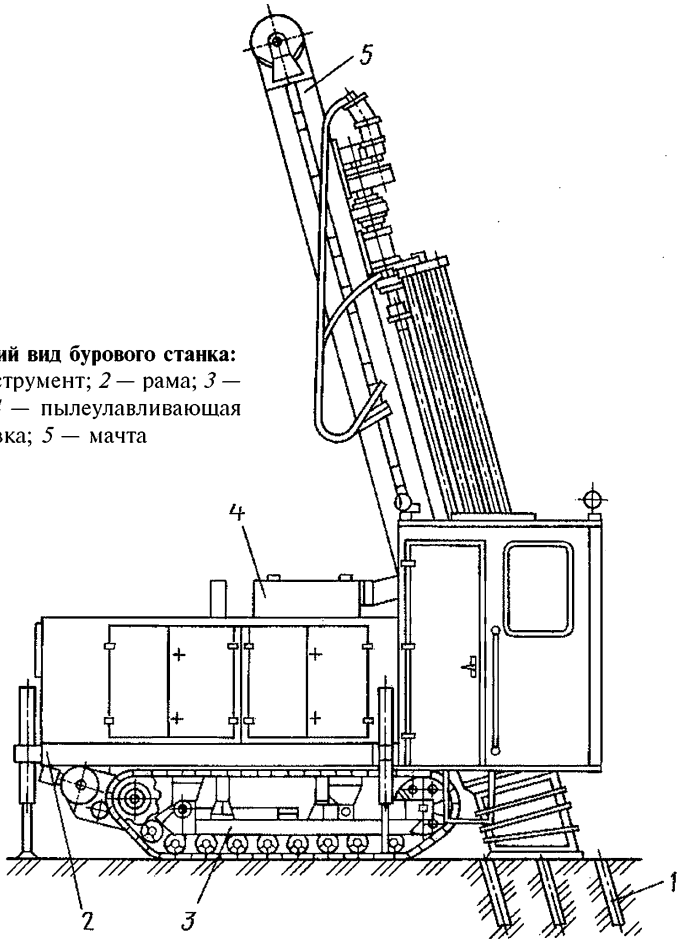


Рис. 2.1.2. Общий вид бурового станка:
1 — рабочий инструмент; *2* — рама; *3* — ходовая часть; *4* — пылеулавливающая установка; *5* — мачта

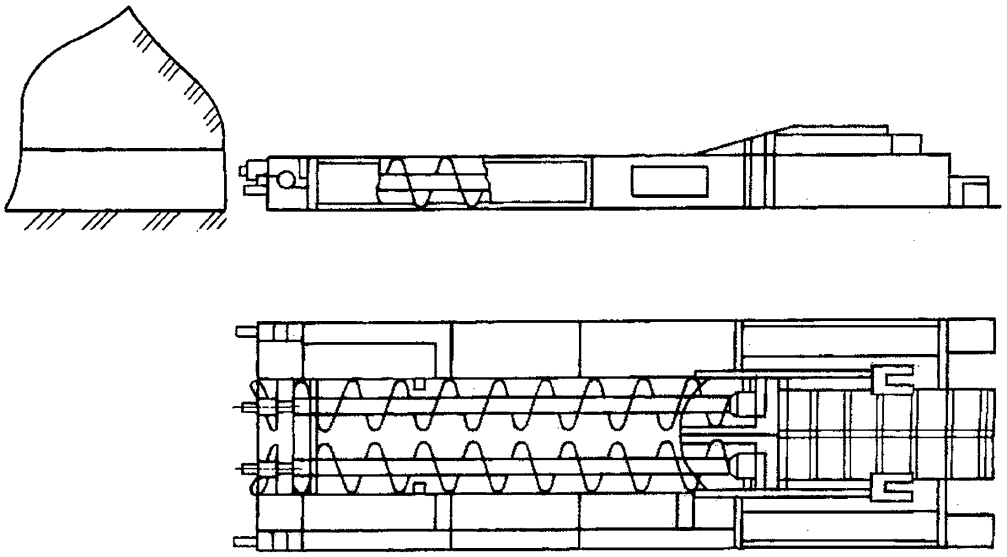


Рис. 2.1.3. Схема бурошнековой установки

На рис. 2.1.2 приведен общий вид бурового станка, служащего для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин. Буровые станки снабжены мачтами для размещения штанг и другого оборудования.

На рис. 2.1.3 показана схема бурошнековой установки, предназначенной для выемки полезных ископаемых при пологом залегании пластовых месторождений.

Глава 2.2

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ БУРОВЫХ МАШИН

При создании высокоэффективных буровых машин одним из наиболее важных вопросов является определение характера и величины сопротивлений, которые могут возникать при разрушении горных пород.

Величина сопротивлений, с одной стороны, является основной характеристикой рабочего процесса, определяющей энергоемкость рабочего процесса, производительность машины и другие показатели. С другой стороны, сопротивления обусловлены как свойствами горных пород, так и способом воздействия на породу, режимными параметрами рабочего процесса и т.д.

Особенность процесса бурения проявляется в существенном изменении напряженности контактного взаимодействия инструмента с породой в радиальном направлении, что обусловлено как ростом линейной скорости, так и действием упругого отжима породы, определяемого реологическими свойствами породы.

2.2.1. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИН ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЖУЩИМ ИНСТРУМЕНТОМ

Вращательное бурение осуществляют инструментом, непрерывно вращающимся вокруг оси, совпадающей с осью скважины. Одновременно буровому инструменту сообщается осевая подача на забой, что обеспечивает непрерывное скалывание породы и высокую скорость бурения. Однако вращательное бурение имеет ограниченную область применения, которая определяется сравнительно небольшой крепостью породы. Это объясняется значительным износом бурового инструмента, даже армированного твердым сплавом.

Рабочими элементами инструмента являются режущие лезвия (рис. 2.2.1), создающие под влиянием внешнего воздействия напряжения, большие предела прочности породы.

При вращательном бурении порода разрушается под действием силы подачи $F_{\text{п}}$ и вращающего момента M. При этом сила подачи должна преодолеть сопротивление по-

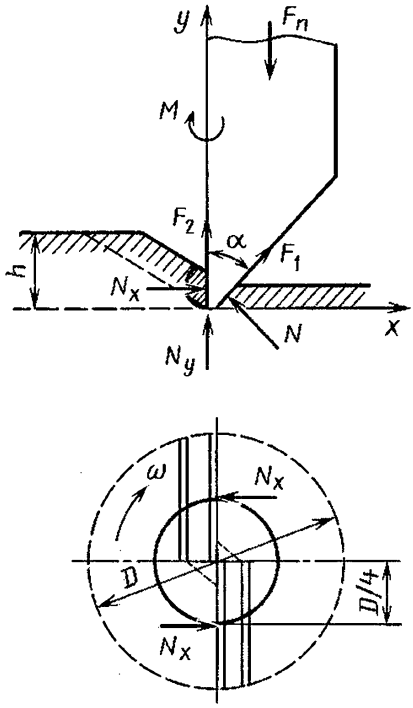


Рис. 2.2.1. Схема сил, действующих на долото при вращательном бурении:
$F_п$ — сила подачи; M — вращающий момент; F_1, F_2 — силы трения соответственно на передней и задней гранях резца; α — угол заострения инструмента; N — сила сопротивления породы; N_x, N_y — составляющие силы N; h — глубина внедрения инструмента в породу

роды внедрению торцовых площадок режущих лезвий инструмента даже при их затуплении, а момент должен превысить момент сил сопротивления сколу участков породы, прилегающих к передним режущим граням лезвий.

Исследование с применением скоростной киносъемки, методов фотоупругости, тензометрии и др. показали, что механизм разрушения пород резанием имеет сложный характер [4, 10, 13].

При бурении слабых пород разрушение происходит непрерывно, представляя собой процесс резания пластичного материала с образованием стружки, отделяющейся по плоскостям скольжения.

При бурении хрупких пород разрушение идет циклично, в виде отдельных сколов, образующихся за счет развития трещин от места контакта инструмента с породой к свободной поверхности. В этом случае изменение сил сопротивления породы представляет собой нестационарный процесс, обусловленный случайным характером прочностных свойств породы, изменения сечений сколов из-за неравномерности подачи инструмента, распределения в массиве включений и т.д.

Вращательное бурение состоит в основном из двух процессов:

– разрушения породы на забое скважины;

– извлечения буровой мелочи на поверхность.

Впервые такой взгляд на сущность процессов, происходящих при бурении, был высказан известным русским ученым профессором Петербургского горного института И.А. Тимме. Впоследствии это направление было развито и уточнено в ряде работ других авторов, в частности в книгах [3, 13].

Работа резца, согласно этой теории, состоит из:

– внедрения в породу под действием силы подачи;

– скалывания элементарных призм его передней гранью.

Такое разделение единого процесса разрушения горной породы весьма условно, но оно приводится с целью облегчения его изучения.

Теоретическое исследование процесса внедрения инструмента имеет целью установить глубину его внедрения, а следовательно, и возможную скорость бурения при заданной силе подачи или же, наоборот, установить величину силы подачи, необходимой для обеспечения заданной скорости бурения.

Скорость бурения является функцией от глубины внедрения инструмента h, частоты вращения n и числа режущих лезвий $Z_д$:

$$v_б = hnZ_д.$$

Глубина внедрения, в свою очередь, определяется из условия равенства работы силы подачи $A_{F_п}$, зависящей от мощности привода механизма подачи, и энергии $A_д = \sigma_в Sh$, затрачиваемой на деформацию породы торцовыми площадками режущих лезвий, где $\sigma_в$ — предел прочности породы при вдавливании; S — величина поверхности торцовых площадок, определяемая размерами инструмента.

Установлено [3], что главным физическим критерием интенсивности рабочего процесса при бурении режущим инструментом яв-

ляется удельная сила подачи $F_{п.уд} = F_п / D$ (см. рис. 2.2.1), определяющая глубину внедрения инструмента.

Для каждой породы существует критическое значение $F_{п.уд}$, меньше которого бурение становится неэффективно. В этом случае оно происходит благодаря поверхностному разрушению породы с образованием тонкодисперсного материала при резком росте энергозатрат.

Величина минимальной силы подачи, при которой начинается объемное разрушение породы, определяется из эмпирического выражения [15]

$$F_{п\,min} = 0{,}5\sigma_{м.б} S_{зат},$$

где $\sigma_{м.б}$ — предел прочности породы при механическом способе бурения; $S_{зат}$ — площадка затупления долота (нижний предел относится к бурению пород невысокой крепости, а верхний — к бурению тяжелых пород), $S_{зат} = 0{,}5...3$ см^2.

Потребная сила подачи на режущем инструменте диаметром D, необходимая для его внедрения на глубину h, определяется из выражения [6]

$$F_п = 0{,}25 K_з D h \sigma_{м.б},$$

где $K_з$ — коэффициент, учитывающий затупление инструмента.

Вращающий момент на инструменте с учетом затрат энергии на преодоление сил трения скольжения резца по породе составит

$$M = 0{,}5 D F_п Z_л (1 + \mu),$$

где μ — коэффициент трения стали о породу.

Реализация больших удельных сил при бурении крепких пород обеспечивает более рациональное использование подводимой к забою энергии, однако величина их ограничивается прочностью и износостойкостью инструмента.

2.2.2. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИН ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Движение шарошек представляет собой комбинацию трех одновременно происходящих движений (рис. 2.2.2): вращения $\omega_д$ совместно с корпусом долота; вращения $\omega_ш$ шарошки вокруг наклонной оси; движения подачи.

Процесс разрушения при шарошечном бурении состоит из последовательных единичных актов вдавливания рабочих элементов в горную породу. В результате вдавливания на поверхности породы образуется углубление — лунка выкола. Ввиду прерывистого контакта рабочих элементов с забоем силовое воздействие имеет импульсивный характер, что обеспечивает возможность бурения в крепких скальных породах. Величина силового импульса определяется, с одной стороны, крепостью породы, а с другой — размерами рабочих элементов.

Внедрение рабочих элементов при перекатывании шарошки происходит кратковременно, поэтому работа сил трения и износ элементов существенно снижаются по сравнению с режущим инструментом.

Математическое описание действительного процесса перекатывания шарошки по породе, сопровождающегося разрушением последней, с учетом упругих деформаций породы и зубьев шарошки в силу значительной степени неопределенности протекания физических явлений весьма затруднительно. Поэтому в качестве упрощенной модели рабочего процесса принимается схема разрушения породы при контактном взаимодействии рабочих элементов шарошки с породой.

Зубья шарошки периодически соприкасаются с породой, и под действием силы подачи каждый из них внедряется на глубину h. Если долото имеет $Z_ш$ шарошек (обычно 3), каждая из которых контактирует с забоем на длине L, то общая длина линий одновременного контакта зубьев долота с породой будет $LZ_ш$.

Вследствие вторичного дробления уже отделенной от массива породы общая линия контакта зубьев шарошки еще более увеличится и приближенно может быть принята равной половине диаметра долота.

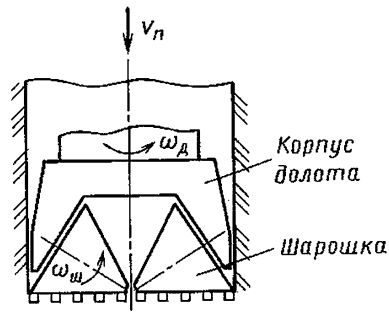


Рис. 2.2.2. Кинематика шарошечного долота

Основными задачами теории работы шарошечного долота являются определение глубины внедрения рабочих элементов и, в конечном счете, скорости бурения (производительности машины).

Из условия равенства работы силы подачи и энергии, затрачиваемой на деформацию породы, необходимая сила подачи определяется из эмпирического выражения [14]

$$F_п = kD\sigma_{сж},$$

где k — конструктивный коэффициент (большие значения принимаются для долот большего диаметра), $k = 6...8$; $\sigma_{сж}$ — предел прочности породы при одноосном сжатии, МПа; D — диаметр долота, м.

При этом глубина внедрения h зуба шарошки с углом заострения зуба α в породу крепостью f определяется по формуле [16]

$$h = 150F_п/\{Df[\mathrm{tg}(\alpha/2) + \mu]K_з\},$$

где $K_з$ — коэффициент затупления зуба ($K_з$ = = 1,1...1,3 — большее значение для пород более высокой крепости и абразивности).

Здесь $F_п$ в кН; D в мм.

Максимальная глубина погружения зуба (штыря) шарошки в породу должна составлять 0,75...0,8 его высоты, равной 10...15 мм у штыревых и 15...25 мм у зубчатых долот.

Вращающий момент (Н·м) составит

$$M = 2{,}84k_1D(0{,}22F_п)^n,$$

где k_1 — коэффициент буримости горных пород (большие значения для пород при f = = 6...8), $k_1 = 2...12$; $F_п$ — сила подачи, кН; n — показатель, зависящий от качества очистки скважины (для очень хорошей он равен 1,25; для удовлетворительной 1,5; для плохой 1,75).

В результате экспериментальных и теоретических исследований [10, 14] установлено наличие минимума энергоемкости шарошечного бурения (и, соответственно, максимума скорости бурения), которое зависит от крепости горных пород, силы подачи и конструктивных особенностей инструмента. Так, при малой величине силы подачи глубина внедрения рабочих элементов долота уменьшается, что приводит к снижению скорости бурения и, соответственно, к росту энергоемкости рабочего процесса. При чрезмерном увеличении силы подачи резко возрастает сопротивление перекатыванию шарошек, что обусловливает рост энергозатрат и в целом энергоемкости процесса.

Шарошечные долота характеризуются способностью передавать значительные мощности ввиду ударного характера взаимодействия с породой, а также повышенной стойкостью инструмента благодаря увеличенной рабочей поверхности элементов.

Шарошечное бурение отличается высокой эффективностью рабочего процесса при бурении полускальных и скальных пород.

2.2.3. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИН УДАРНОГО БУРЕНИЯ

Разрушение породы при ударном бурении происходит в результате преобразования кинетической энергии инструмента при его соударении с породой в работу деформации и разрушения породного массива (рис. 2.2.3).

Лезвие заостренного под углом α бурового инструмента внедряется в породу на глубину h. В массиве создается сложное напряженное состояние: под действием сжимающих напряжений под инструментом образуется уплотненное ядро из раздробленной породы, а под действием сдвигающих напряжений происходит скол частиц породы под углом $\theta \geq \alpha$.

Внедрение инструмента прекращается, как только силы сопротивления становятся

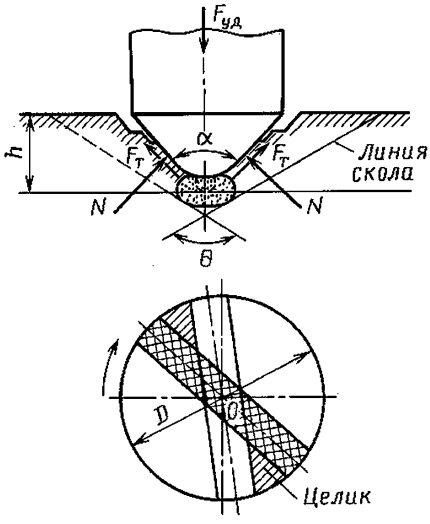


Рис. 2.2.3. Схема сил, действующих на долото при ударном бурении

равными максимальной величине действующей силы (амплитуде ударного импульса):

$$F_{уд.max} = 2[F_{тр}\cos(\alpha/2) + N\sin(\alpha/2)]K_з,$$

где $F_{тр}$ — сила трения лезвия долота о породу; N — нормальная сила на боковой поверхности лезвия долота; $K_з$ — коэффициент, учитывающий затупление лезвия долота, $K_з = 1{,}2...1{,}3$.

Нормальная сила

$$N = \sigma_{м.б} Dh/\cos(\alpha/2).$$

Максимальная глубина внедрения лезвия составит

$$h_{max} = 0{,}5F_{уд.max}/\{\sigma_{м.б} Dh[\mathrm{tg}(\alpha/2) + \mu]K_з\}.$$

После каждого удара долото должно поворачиваться на некоторый угол, величина которого должна быть такой, чтобы скалывались целики между следами соседних ударов. Угол поворота долота после удара определяет число ударов за один его оборот, при котором будет отделен слой породы со всей поверхности скважины.

Требуемое число ударов долота по забою за один оборот

$$Z_о = \pi D/[2Z_л h\,\mathrm{tg}(\theta/2)],$$

где $Z_л$ — число лезвий на долоте ($Z_л = 2$ — для двухлезвийного; $Z_л = 4$ — для крестового).

Установлено [1, 3, 13, 17], что величина и форма начального импульса зависят от конструкции ударного узла буровой машины и скорости соударения. При соударении ударника одинакового с инструментом поперечного сечения в последнем формируется импульс прямоугольной формы, который создает минимальные напряжения в инструменте. В зависимости от свойств породы при прочих равных начальных условиях нагружения часть ударного импульса будет отражаться от породы, не производя полезной работы. С возрастанием энергии удара величина отраженного импульса уменьшается и, соответственно, повышается коэффициент передачи удара.

Следовательно, можно изменять в широком пределе величину передаваемой на забой энергии, что определяет задачу нахождения наиболее целесообразной формы ударного импульса в конкретных условиях разрушения и коэффициента использования энергии при заданном характере нагружения.

2.2.4. ТЕРМИЧЕСКОЕ БУРЕНИЕ

Термическое разрушение горной породы происходит вследствие ее интенсивного одностороннего нагревания, ведущего к большему расширению поверхностных слоев нагреваемой породы по сравнению с нижележащими. Неравномерное расширение создает механические напряжения в породе, и, когда они достигают величины временного сопротивления скалыванию, происходит хрупкое разрушение. Величина напряжений в породе зависит от разности температур ее слоев, т.е. от температурного градиента.

В породах с низкой теплопроводностью отмечается более резкий перепад температур, чем в породах с более высокой теплопроводностью. Следовательно, при прочих равных условиях температурный градиент в первом случае будет выше.

Температурный градиент зависит также от величины теплового потока, т.е. от количества теплоты, передаваемого газовой струей в единицу времени единице поверхности горной породы.

Удельный тепловой поток q при известном количестве теплоты $Q_п$, сообщаемый газовыми струями в единицу времени поверхности F, находят по формуле

$$q = Q_п/F.$$

На величине удельного теплового потока сказывается скорость струи газов, и эта величина возрастает с увеличением данной скорости. Температура газов ограничена термической стойкостью горелки.

Скорость термобурения зависит от петрографических особенностей породы, а также от скорости подачи и частоты вращения термобура. Эффективность термического бурения горных пород определяют по их склонности к хрупкому термическому разрушению, и зависит она от структуры, текстуры, прочностных, упругих и теплофизических показателей пород. Эти показатели определяют необходимые для разрушения породы тепловой поток и температуру. С повышением подачи скорость бурения сначала растет, но, достигнув максимального значения, падает. С увеличением частоты вращения процесс разрушения породы улучшается и до некоторого предела растет скорость бурения. Увеличение частоты вращения выше этого предела ведет к снижению скорости бурения.

Глава 2.3
ИНСТРУМЕНТ БУРОВЫХ МАШИН

Способность буровой машины разрушать породу определенной крепости зависит прежде всего от типа применяемого инструмента. Так, для бурения слабых пород применяют режущий инструмент, крепкие (скальные и полускальные) породы разрушают с помощью инструмента шарошечного бурения или комбинированного инструмента. Для разрушения наиболее крепких пород используют инструмент ударного бурения.

Комплект бурового инструмента состоит из собственно рабочего инструмента и штанги.

2.3.1. ТРЕБОВАНИЯ К ИНСТРУМЕНТУ

С увеличением мощности и силовых параметров буровых машин возрастают требования к прочности и стойкости инструмента. Требуемой прочности и износостойкости достигают путем увеличения сечений, упрощения форм, использования легированных сталей (например, 35ХГСА) и пр. Стойкость инструмента повышается благодаря армированию его твердыми сплавами. Наибольшее распространение получили металлокерамические сплавы типа ВК.

Инструмент, предназначенный для бурения в крепких породах, должен обеспечивать высокую термостойкость с целью достижения требуемой производительности машины.

2.3.2. РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

Конструкцию режущего инструмента (коронки) определяет схема разрушения забоя (рис. 2.3.1): разрушение сплошным забоем по линейной и ступенчатой схемам; щелевая схема со скалыванием целиков между щелями.

При ступенчатой форме забоя эффективность работы инструмента возрастает вследствие снижения прочностных характеристик породы по краям ступеней.

При щелевой схеме достигается снижение энергоемкости бурения ввиду малой величины разрушающих напряжений при сколе.

Режущий инструмент классифицируют по следующим признакам [6, 13, 16]:

– назначению (для бурения в слабых и крепких породах);

– форме режущей кромки (со сплошной кромкой и кромкой ступенчатой формы);

– виду контакта режущих элементов с забоем (постоянный, непостоянный) и т.д.

Специфика бурения в слабых породах ($f \leq 4$) обусловлена большими скоростями подачи инструмента на забой. При этом возникает необходимость защиты инструмента от износа на значительной высоте корпуса.

Наибольшее распространение здесь получили коронки со сплошной режущей кромкой (рис. 2.3.2), отличающиеся простотой конструкции.

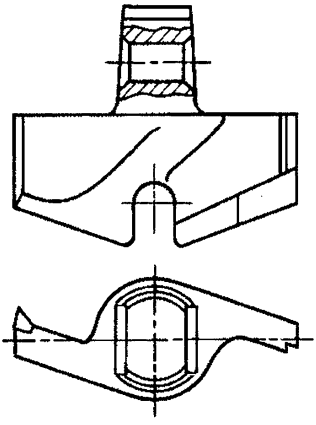


Рис. 2.3.2. Коронка со сплошной режущей кромкой

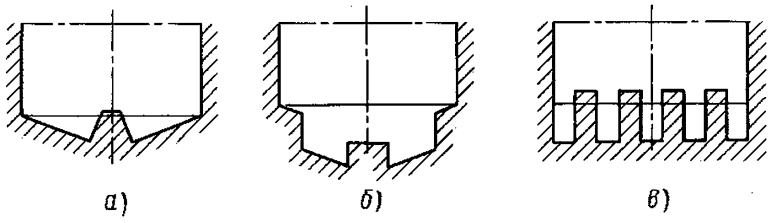


Рис. 2.3.1. Схемы разрушения породы:
а, б — линейная и ступенчатая (сплошной забой); *в* — щелевая

При бурении в крепких породах применяются коронки со ступенчатой формой режущей кромки (рис. 2.3.3), что создает разрыв сплошности забоя и увеличивает устойчивость инструмента при больших рабочих нагрузках.

Наиболее эффективно использовать в этих условиях щелевую схему разрушения породы, обеспечивающую создание больших давлений на забой при уменьшении длины контакта режущих элементов при одновременном снижении разрушающих напряжений во время режуще-скалывающего воздействия на породу. Данная схема реализуется при оснащении коронки резцами за счет их несимметричной установки (рис. 2.3.4).

Применение коронок с вращающимися резцами (рис. 2.3.5) позволяет повысить стойкость инструмента ввиду непостоянного контакта режущих элементов с забоем.

Повышение эффективности процесса бурения в неоднородных породах достигается у коронки, предложенной КузПИ — теперь КузГТУ (г. Кемерово) (рис. 2.3.6). Она состоит из двух сварных лопастей, на каждой из которых размещено по три резца, и хвостовика, служащего для присоединения коронки к буровому ставу. Режущими элементами коронки являются специальные резцы, снабженные фасонными хвостовиками. Каждая из лопастей имеет глухой продольный паз, состоящий из цилиндрической и прямоугольной частей. В цилиндрическую часть паза заводятся поперечные цилиндрические части хвостовиков резцов (бонки). В его прямоугольной части размещаются продольные цилиндрические части хвостовиков. В лопасти расположена эластичная емкость, заполненная жидкостью.

Описанная буровая коронка работает следующим образом. Под влиянием реакции породы, действующей на передние грани рабочей части резцов, они стремятся повернуться на некоторый угол относительно осей поперечных цилиндров хвостовиков. При этом продольные цилиндрические части хвостовиков давят на поршни, которые, перемещаясь, давят на жидкость емкости. Это давление каждого из резцов передается на соседние резцы. Все три поршня лопасти перемещаются на одну и ту же величину лишь тогда, когда реакции породы на всех резцах одинаковы. Поскольку в большинстве случаев породы не изотропны и имеют самые разные нарушения своей струк-

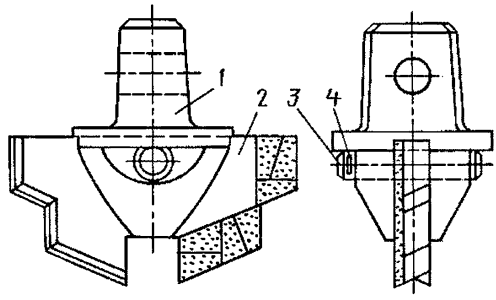


Рис. 2.3.3. Коронка со ступенчатой режущей кромкой:
1 — хвостовик; *2* — съемный корпус; *3* — палец; *4* — шплинт

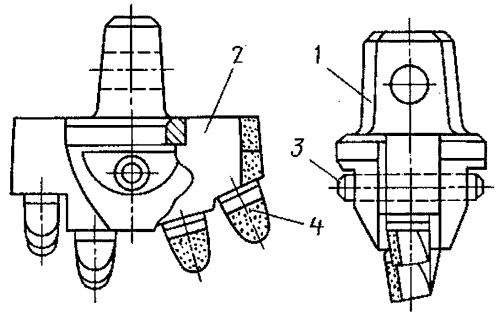


Рис. 2.3.4. Коронка, оснащенная несимметрично установленными резцами:
1 — хвостовик; *2* — корпус; *3* — палец; *4* — съемный резец

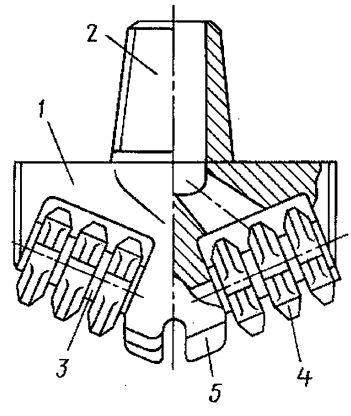


Рис. 2.3.5. Коронка с вращающимися резцами:
1 — корпус; *2* — хвостовик; *3* — шайба; *4* — резец; *5* — забурник

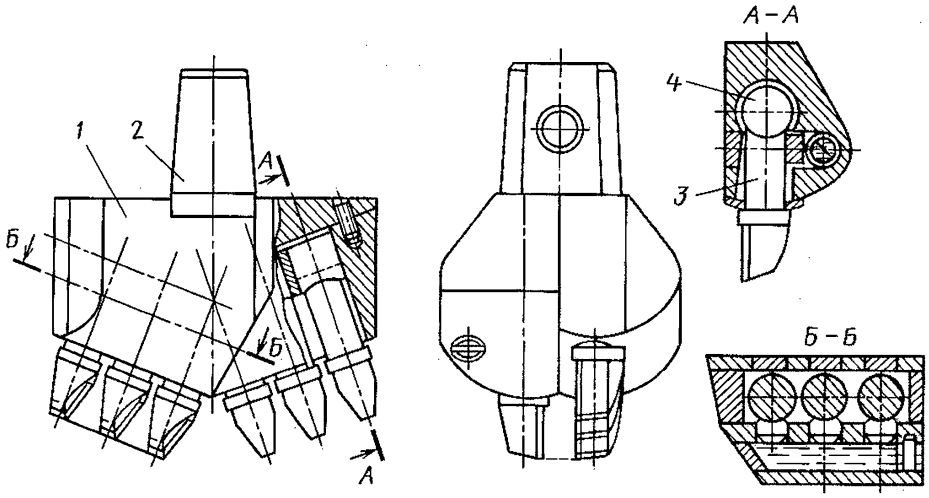


Рис. 2.3.6. Коронка с качающимися резцами:
1 — лопасть; *2* — хвостовик; *3* — резец; *4* — бонка

туры (включения, трещины, пустоты и т.п.), реакция на каждом из резцов различна и изменяется с течением времени. Например, при разрушении крепкого включения одним из резцов действующая на него реакция резко увеличивается. Это вызывает его отставание. При этом давление жидкости в емкости возрастает, происходит перемещение вперед других резцов, взаимодействующих с более слабой породой. Это способствует обнажению и вырыву включения из массива.

Таким образом, при бурении резцы занимают положение, определяемое физико-механическими свойствами буримой породы, что обеспечивает коронке высокую степень приспособляемости к постоянно изменяющимся физико-механическим свойствам буримой породы и облегчает разрушение небольших твердых включений, и, в конечном счете, энергоемкость процесса бурения снижается.

2.3.3. ИНСТРУМЕНТ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Инструмент шарошечного бурения разделяется:

– по области применения (для бурения в породах различных крепости и абразивности);

– по типу рабочих элементов (фрезерованные и вставные зубья);

– по числу шарошек (одно-, двух- и трехшарошечные);

– по расположению и конструкции промывочных или продувочных (рис. 2.3.7) каналов [с центральной промывкой (Ц), с боковой гидромониторной промывкой (Г), с центральной продувкой (П), с боковой продувкой (ПГ)];

– по конструкции опоры шарошек [на подшипниках с телами качения (В); на одном радиальном подшипнике скольжения и остальными подшипниками с телами качения (Н); на одном радиальном подшипнике скольжения с герметизацией маслонаполненной

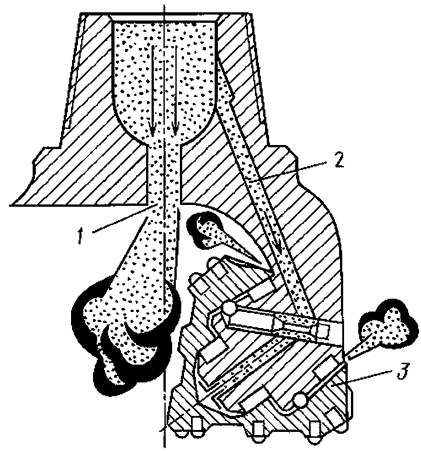


Рис. 2.3.7. Схема продувки шарошечного долота:
1, *2* — каналы; *3* — шарошка

2.3.1. Типы и область применения шарошечных долот

Тип	Породы	Вооружение долота
	f = 1...6	
М	Мягкие	С фрезерованными зубьями
МЗ	Мягкие абразивные	С твердосплавными вставными зубками
МС	Мягкие с пропластками пород средней твердости	С фрезерованными зубьями
МСЗ	Мягкие абразивные с пропластками пород средней твердости	С фрезерованными зубьями и вставными зубками
	f ≤ 8	
С	Средней твердости	С фрезерованными зубьями
СЗ	Абразивные средней твердости	Со вставными зубками
СТ	Средней твердости с пропластками твердых пород	С фрезерованными зубьями
	f = 8...12	
Т	Твердые	С фрезерованными зубьями
ТЗ	Твердые абразивные	Со вставными зубками
ТК	Твердые с пропластками крепких пород	С фрезерованными зубьями и вставными зубками
ТКЗ	Твердые абразивные с пропластками крепких пород	Со вставными зубками
	f = 12...20	
К	Крепкие	Со вставными зубками
ОК	Очень крепкие	То же

опоры (НУ); на двух и более подшипниках скольжения (А); на двух и более подшипниках скольжения с герметизированными маслонаполненными опорами (АУ)].

В табл. 2.3.1 приведены основные типы инструмента шарошечного бурения (долот) [16].

Приведем пример условного обозначения долота: *III-215,9-СЗ-ГНУ ГОСТ 20692–2003.* Оно расшифровывается так:

III — долото трехшарошечное;

215,9 — диаметр долота, мм;

СЗ — тип долота (для бурения абразивных пород средней твердости);

Г — обозначение вида промывки (боковая гидромониторная);

НУ — обозначение вида опоры (герметизированная маслонаполненная на одном радиальном подшипнике скольжения и остальных — подшипниках с телами качения).

В горной промышленности применяются в основном трехшарошечные долота (рис. 2.3.8) с опорами Р-Ш-Р, имеющими два силовых роликоподшипника и между ними замковый шариковый подшипник.

В табл. 2.3.2 приведены технические характеристики шарошечных долот.

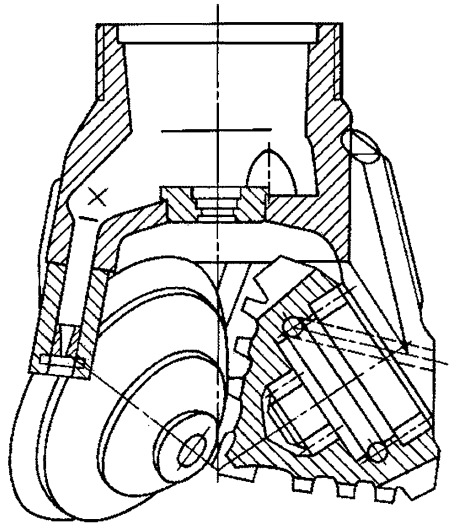


Рис. 2.3.8. Трехшарошечное долото

2.3.2. Технические характеристики шарошечных долот

Фирма-производитель	Марка рабочего инструмента	Твердость породы	Тип продувки	Высота долота, мм	Присоединительная резьба	Масса долота, кг	Допустимая нагрузка, кН	Допустимая частота вращения, $мин^{-1}$
	Шарошечные долота							
ОАО «Белгородский завод горного машиностроения»	215,9 ОК-ПГВ Ш11	15...20	Боковая	260	3-117	33	200	110
	215,9 ОК-ПВ Ш10		Центральная					
	215,9 ТКЗ-ПГВ Ш15	8...16	Боковая	265		34		100
	215,9 ТКЗ-ПВ Ш14		Центральная					
	244,5 ОК-ПГВ Ш2,33УН	15...20	Боковая	275	3-121у	41	250	110
	244,5 ОК-ПВ Ш2,22УН		Центральная					
	244,5 ТКЗ-ПГВ Ш2,35УН	8...16	Боковая	278		41,5	230	100
	244,5 ТКЗ-ПВ Ш2,36УН		Центральная					
	244,5 ТКЗ-ПГВ Ш3,35УН		Боковая	288	3-152	45		
	250,8 ТКЗ-ПГВ Ш3,05УН			293		46	250	
	250,8 ТКЗ-ПГВ Ш3,01УН	15...20		280	3-121у	43	230	
	250,8 ОК-ПГВ Ш3,03УН			290	3-152	46	270	105
ОАО «Уралбурмаш» (г. Верхние Серьги, Свердловской обл.)	III 250,8 ОК-ПВ	8...12	Центральная		3-121 ГОСТ Р 50864–96		250	110
	III244,5 К-ПВ	12...20		285	3-121 ГОСТ 5286–75	41	270	
	III250,8 ТКЗ-ПВ	8...12				46	250	
	III244,5 ТКЗ-ПВ					41		
	III244,5 Т-ПВ					44		
	III215,9 ОК-ПВ	12...20		273		38,2	220	

	III215,9 ТЗ-ПВ	8...12		276	3-117 ГОСТ 5286–75	39		
	III146 ОК-ПВ	12...20		200	3-88 ГОСТ 200692–75	13,4	200	
	III215,9 Т-ПВ	8...12		276	3-117 ГОСТ 5286–75	40	250	
ОАО «Волгабурмаш» (г. Самара)	*Буровые долота с фрезерованным вооружением*							–
	130,2 М-ПН	1...6	Центральная	264	3-76 укороченная	5,5		
	149,2 С-ПН	1...8		422	3-88	9		
	158,7 С-ПГН		Боковая	256		12,7		
	215,9 М-ПГВ	1...6		217	3-117 укор.	30,8		
	215,9 Т-ПВ	8...12	Центральная	234				
	244,5 Т-ПГВ		Боковая	221	3-121 укор.	46,2		
	244,5 Т-ПВ		Центральная	304				
	250,8 С-ПГВ	1...8	Боковая	452	3-152	55		
	Буровые долота с твердосплавным вооружением							–
	98,4 М3-ПН	1...6	Центральная	342	3-66 укор.	4,0		
	114,3 М3-ПН			327		5,0		
	120,6 М3-ПН			343	3-76 укор.	5,5		
	130,2 ТЗ-ПГН	8...12	Боковая	291		7,0		
	142,9 М3-ПН	1...6	Центральная	340	3-88	8,2		
	142,9 ТКЗ-ПГН	8...12	Боковая	347		8,8		
	152,4 ТЗ-ПГН			277		16,0		
	171,4 ТКЗ-ПГВ			408		19,2		

Окончание табл. 2.3.2

Фирма-производитель	Марка рабочего инструмента	Твердость породы	Тип продувки	Высота долота, мм	Присоединительная резьба	Масса долота, кг	Допустимая нагрузка, кН	Допустимая частота вращения, $мин^{-1}$
ОАО «Волгабурмаш» (г. Самара)	187,3 МЗ-ПГВ	1...6	Боковая	426	3-117	30,0	–	
	200 МЗ-ПГВ			458		30,5		
	200 ОК-ПГВ	12...20		407		32,0		
	215,9 ТЗ-ПВ	8...12	Центральная	235	3-117 укор.	34,5		
	215,9 ОК-ПВ	12...20		360		35,0		
	228,6 МЗ-ПГВ	1...6	Боковая	436	3-117	40,0		
	244,5 К-ПГВ	12...20		258	3-121 укор.	49,8		
	250,8 МЗ-ПГВ	1...6		257	3-152	60		
	250,8 ТКЗ-ПГАУ	8...12		292		62		
	250,8 ОК-ПВ	12...20	Центральная	356	3-121 укор.	59		
	269,9 ТЗ-ПГВ	8...12	Боковая	288	3-152	67,7		
	269,9 ОК-ПГВ	12...20		220		73		
	279,4 К-ПГВ			433				
	311,1 МЗ-ПГВ	1...6		272		96,5		
	311,1 ТКЗ-ПГВ	8...12		202		100		
	311,1 К-ПГВ	12...20		462		98,6		
	349,2 К-ПГВ			489		154		
	393,7 ТКЗ-ПГВ	8...12		434	3-177	190		

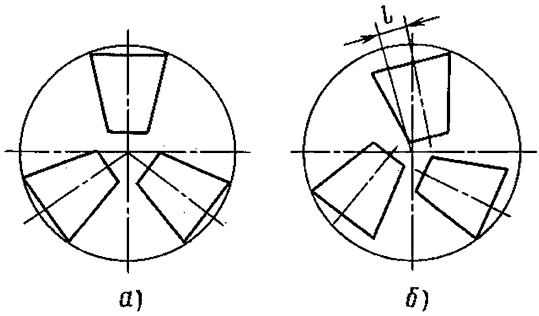


Рис. 2.3.9. Схемы установки шарошек:
а — центральная при бурении крепких пород;
б — со смещением при бурении мягких пород

При бурении мягких пород для увеличения скалывающего воздействия на породу оси шарошек смещены в горизонтальной плоскости относительно оси долота (рис. 2.3.9).

При бурении крепких вязких пород с целью улучшения выноса из забоя выбуренных частиц применяются самоочищающиеся долота, выполненные с межзубковыми фрезерованными пазами. При бурении зубчатый венец одной шарошки входит в проточку между венцами другой, благодаря чему улучшается очистка зубьев от породы.

При бурении глубоких скважин целесообразно применять сферические долота, характеризующиеся высокой стойкостью опор и в целом долота (рис. 2.3.10).

Дополнительные устройства для шарошечных долот. Шарошечные долота с целью повышения эффективности процесса бурения оснащают следующими устройствами: лубрикаторами, маслоотделительными втулками, шламозащитными клапанами, амортизаторами, стабилизаторами и др.

Смазку опор долота осуществляют с помощью масляно-воздушного лубрикатора (рис. 2.3.11), устанавливаемого над долотом.

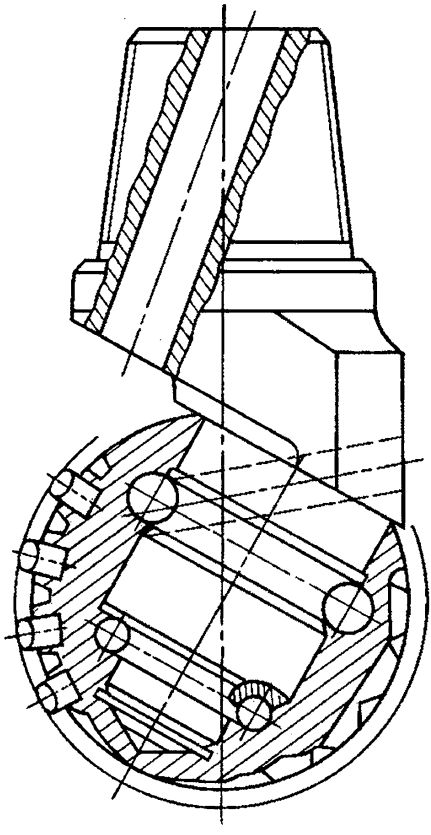


Рис. 2.3.10. Сферическое долото

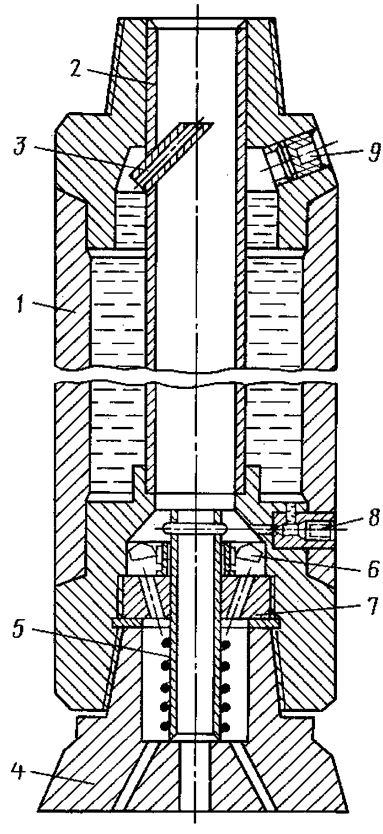


Рис. 2.3.11. Масляно-воздушный лубрикатор

Масло находится в кольцевой полости, образованной корпусом *1* и трубой *2*. Давление сжатого воздуха, поступающего от компрессора, передается на масло через напорную трубку *3*. Для предотвращения утечек масла через центральное отверстие в долоте между лубрикатором и долотом *4* предусмотрена прижимная втулка *5*. Смесительная камера, где расположена турбинка *6*, сообщается через каналы во втулке *7* и каналы в долоте с опорами подшипников. Расход масла регулируют дросселем *8*. Масло в корпус заливают перед бурением через отверстие, закрываемое пробкой *9*.

Под действием давления сжатого воздуха, а также собственной силы тяжести масло при открытом дросселе *8* попадает в смесительную камеру на турбинку *6*, вращающуюся под действием струи продувочного сжатого воздуха, перемешивается с ним, дробясь на капельки. Далее масляно-воздушная смесь через каналы во втулке *7* поступает к подшипникам шарошек, смазывая их, а воздух выходит через зазор между шарошкой и опорой, предупреждая попадание буровой мелочи в опоры подшипников шарошек.

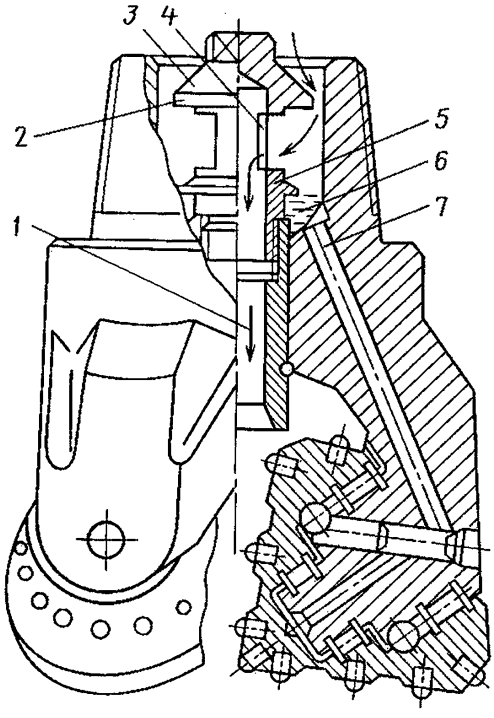


Рис. 2.3.12. Долото с маслоотражательной втулкой:
1 — продувочное отверстие; *2* — втулка; *3* и *5* — отражатели; *4* — отверстие для подачи воздуха; *6* — камера; *7* — канал для подачи воздуха и смазки

Во ВНИИ буровой техники (г. Пермь) разработан достаточно простой способ подачи смазки к опорам шарошек: с отделением масла из воздушного потока в ниппельной полости долота и направлением его в подшипники долота с помощью специальной маслоотражательной втулки (рис. 2.3.12).

Долото выполнено с центральным продувочным отверстием и каналами в лапах для подачи в опоры воздуха и смазки. В центральный канал устанавливают втулку с боковыми отверстиями для подачи воздуха на забой. В верхней части втулка снабжена отражателем, обеспечивающим выделение имеющегося в воздушном потоке масла и скапливание его в кольцевой камере, откуда оно вместе с воздухом поступает в продувочные каналы в лапах. Ниже предусмотрен дополнительный отражатель, препятствующий разбрызгиванию масла воздушным потоком и попаданию его в центральный продувочный канал. Маслоотражательную втулку устанавливают в ниппельной полости долота и крепят к центральному соплу. Долота с маслоотражательными втулками имеют более равномерный износ вооружения.

При бурении обводненных скважин целесообразно применять обратные клапаны, предохраняющие важнейшие элементы долота и полости бурильных штанг от шлама (рис. 2.3.13).

Во время бурения продувочный агент поступает в каналы лап, предотвращая зашламовывание опор шарошек, одновременно охлаждая их и смазывая. В случае прекращения подачи продувочного агента тарелка клапана с помощью пружины прижимается к крышке и во внутренних полостях центрального сопла и ниппеля долота образуется воздушная подушка.

Для гашения низкочастотных колебаний бурового става, возникающих при интенсификации режимов бурения (повышения частоты вращения долота и силы подачи), и уменьшения передачи вибраций на конструкции станка применяют амортизаторы, которые размещают в различных местах бурового снаряда (рис. 2.3.14). Во время осевых перемещений трубы *1* под действием внешних сил происходит упругая деформация резиновых колец *2*. Одновременно идет перетекание амортизационной жидкости через зазоры, образованные жиклерами *4* и втулками *3*, и превращение механической энергии в тепловую.

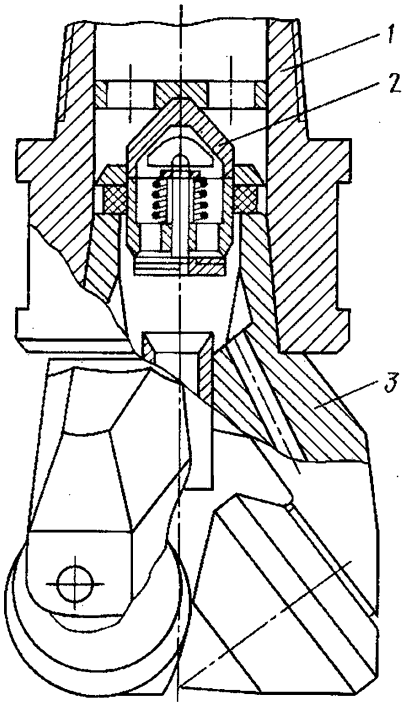


Рис. 2.3.13. Долото с противошламовым клапаном:
1 — корпус; *2* — клапан; *3* — долото

Основной объем производства шарошечных долот за рубежом для горнорудной промышленности приходится на фирмы США. Несколько фирм фактически являются монополистами: это компании Yuth, Smith, Securite, Chicago Pneuvmatic, Reed, Oil manufacture, Sandvik и др.

Этими фирмами была разработана и широко используется конструкция комбинированной опоры шарошек, состоящей из большого роликового подшипника, располагаемого у основания цапфы: замкового шарикового подшипника, размещаемого в средней части цапфы; концевого подшипника скольжения и торцовой опорной пяты.

Для уменьшения трения в подшипнике скольжения и торцевой пяте конец цапфы наплавляют твердым сплавом и шлифуют, а в шарошку запрессовывают втулку из антифрикционного материала и опорную пяту. Пята и втулка перед запрессовкой охлаждаются до температуры –100 °С.

Чтобы обеспечить проход сжатого воздуха к поверхностям трения в долотах с продувкой опор, на цапфе подшипника скольжения предусматривают продольные пазы.

Торцовая опорная пята надежно воспринимает тангенциальную составляющую нагрузки на долото, позволяя разгрузить замковый шариковый подшипник и торцы роликов от восприятия тангенциальной составляющей, а это резко уменьшает износ шариков, исключает перекос и заклинивание роликов в процессе работы и тем самым увеличивает срок службы опор.

Сложность изготовления такой опоры состоит в необходимости выплавки цапфы из твердого сплава с последующей шлифовкой, изготовлением и запрессовкой опорной пяты и втулки из антифрикционного материала, прецизионной точности изготовления и сборки опоры.

Кроме того, за рубежом шарошечные долота изготавливают из высоколегированных сталей, обеспечивающих повышенные прочность и износостойкость материала шарошек и лап долота. Благодаря выполнению подшипникового узла с более высокой точностью уменьшается люфт шарошек на цапфах и увеличивается срок службы долот. Применение герметизированных опор шарошек препятствует попаданию продуктов разрушения в опорные подшипники и этим существенно снижает их износ. Изготовление долот с устройствами для консистентной смазки опор из масленок, смонтированных в лапах долот, позволяет улучшить условия работы опор и увеличить ресурс подшипников и долот в целом.

Использование шарошечных долот с боковой продувкой улучшает аэродинамическую характеристику и повышает стойкость долот.

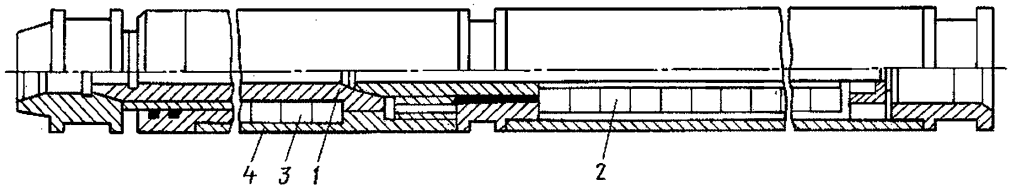


Рис. 2.3.14. Амортизатор резиногидравлический:
1 — труба; *2* — резиновые кольца; *3* — втулки; *4* — жиклер

Применяются специальные формы рабочих поверхностей твердосплавных штырей шарошек: коническая, клиновая с овальным притуплением и др.

Конструктивные и технические особенности зарубежных шарошечных долот способствуют значительному увеличению эффективности разрушения породы на забое и их работоспособности. Однако до сих пор ни одной из зарубежных фирм не освоено серийное изготовление комбинированных режуще-шарошечных долот, разборных (со съемными лапами) долот и долот для бурения скважин некруглой формы, разработанных в России.

2.3.4. ИНСТРУМЕНТ УДАРНОГО БУРЕНИЯ

Инструмент ударного бурения подразделяют:

– по типу рабочих элементов (лезвийные и штыревые);

– по расположению рабочих элементов [одно-, двух- (с опережающим лезвием) и многоступенчатые].

Долота с одним лезвием (рис. 2.3.15) просты и легко затачиваются. Высокая удельная (на длину лезвия) энергия удара обеспечивает большую скорость бурения, однако в процессе бурения (особенно по абразивным породам) диаметр долота уменьшается, образуется обратный конус и долото заклинивается. Заклинивание происходит также при бурении по трещиноватым породам. Выполнение долота с дополнительными лезвиями (рис. 2.3.16) позволяет повысить стойкость долота и, в конечном счете, эффективность рабочего процесса.

Многолезвийные долота с тремя и четырьмя (крестовые) лезвиями (рис. 2.3.17) износоустойчивы, хорошо формируют стенки скважины по диаметру и практически не заклиниваются при бурении трещиноватых пород.

Их недостатки: трудность заточки лезвий и относительно небольшая скорость бурения из-за малой удельной энергии удара. Кроме того, в многолезвийных долотах при большом диаметре (≥ 100 мм) наблюдается интенсивный диаметральный износ лезвий. При этом сечение скважины приобретает форму многоугольника, что затрудняет заряжание и отрицательно сказывается на качестве отбойки.

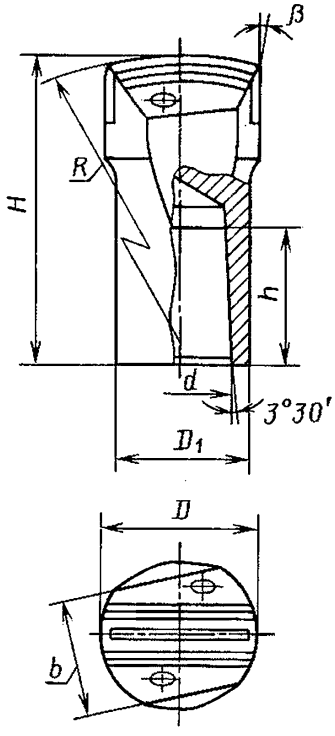


Рис. 2.3.15. Коронка долотчатая пластинчатая: D — диаметр коронки; b — ширина резца коронки; D_1 — диаметр хвостовика коронки; d — внутренний диаметр хвостовика; h — высота хвостовика; H — высота коронки; R — радиус закругления долота; β — угол заточки долота

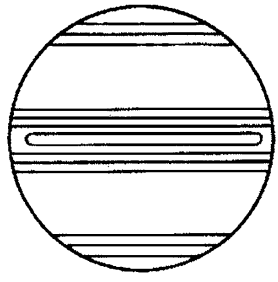


Рис. 2.3.16. Коронка долотчатая с дополнительными лезвиями

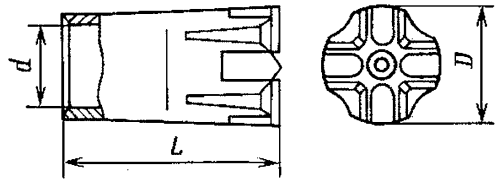
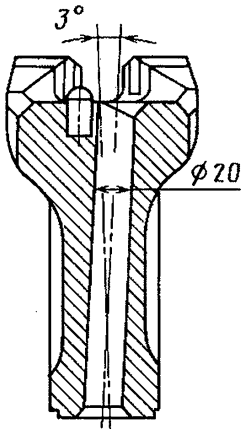


Рис. 2.3.17. Крестовая коронка: D — диаметр коронки; d — внутренний диаметр хвостовика; L — длина коронки



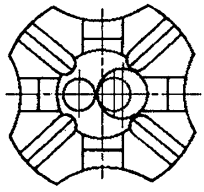


Рис. 2.3.18. Коронка Х-образная

Коронки Х-образные (рис. 2.3.18) благодаря рациональной форме, приближающейся к долотчатой, обеспечивают большую скорость бурения и позволяют получить менее искаженное сечение скважины [9].

Долото с опережающим лезвием (рис. 2.3.19) гарантирует хорошее центрирование (облегчается забуривание), а также менее искаженное сечение скважины, создает опережающий вруб и дополнительную плоскость обнажения, что облегчает работу боковых лезвий. Кроме того, при бурении разрушенные частицы имеют больший размер, что уменьшает пылеобразование.

Штыревые коронки (рис. 2.3.20) обеспечивают бóльшие площадь разрушения забоя и крупность частиц разрушенной породы (чем лезвийные) и, в конечном счете, меньшую энергоемкость разрушения, что обусловливается более равномерным распределением ударных сил на забой. В последние годы все шире применяют самозатачивающиеся коронки с плоским торцом, армированные цилиндрическими штырями со сферической рабочей поверхностью. При бурении корпус такой коронки изнашивается быстрее вставок, поэтому коронка остается работоспособной до полного

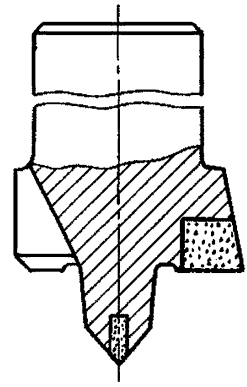


Рис. 2.3.19. Коронка с опережающим лезвием

износа последних. Штыри требуют периодической их заточки для придания им закругленной формы и снятия с поверхности штырей усталостных трещин.

Ввиду специфики взаимодействия с забоем штыревые коронки имеют следующие особенности: повышается скорость бурения, обеспечивается высокая стойкость между заточками благодаря самозаточке, снижается вибрация бурового става и повышается надежность машины в целом, уменьшается удельный расход твердого сплава.

Кроме того, применение штыревых коронок позволяет улучшить забуривание, снизить вероятность заклинивания и затраты на инструмент благодаря сокращению числа типоразмеров пластин твердого сплава и применению более простого заточного оборудования. Штыревые коронки нецелесообразно использовать в вязких породах и породах невысокой крепости из-за уменьшения скорости бурения.

Для бурения сильнотрещиноватых и склонных к самообрушению пород используются специальные коронки, имеющие в торцовой нижней части корпуса режущие кромки, которые предохраняют от заклинивания, а также дополнительно измельчают частицы породы, попадающие в призабойное пространст-

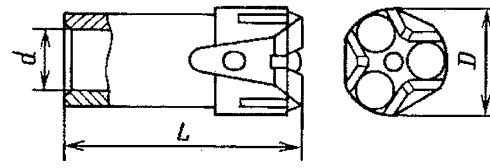


Рис. 2.3.20. Коронка штыревая

во из стенок скважины. Кроме того, коронки обеспечивают прямолинейность скважины по расчетной оси.

Технические характеристики буровых коронок для ударно-вращательного бурения приведены в табл. 2.3.3.

2.3.3. Коронки для ударно-вращательного бурения

Фирма-производитель	Наименование	Коэффициент крепости породы/класс абразивности	Длина коронки, мм	Вооружение коронки	Хвостовик (тип соединения)	Общая масса коронки/масса твердого сплава, кг
ОАО «Белгородский завод горного машиностроения»	КНШ-105-6-ШК	9...10/III...IV	180	–	Посадочный $d = 170$	4,3
	КНШ-105-6-ШС	12...14/IV...V				
	КНШ-105-6-ШСК	18...20/V...VI				
	КНШ-105-6-ШМК	9...10/III...IV	150			3,1
	КНШ-105-6-ШМС	12...14/IV...V				
	КНШ-105-6-ШМСК	18...20/V...VI				
	КНШ-110-6-БК	9...10/III...IV	170			4,3
	КНШ-110-6-БС	12...14/IV...V				
	КНШ-110-6-БСК	18...20/V...VI				
	КНШ-110-6-БВК	9...10/III...IV				
	КНШ-110-6-БВС	12...14/IV...V				
	КНШ-110-6-БВСК	18...20/V...VI				
ОАО «Завод горного оборудования» (г. Первоуральск Свердловской обл.)	К105-КА	6...20	179	Пластины твердого сплава ВК10КС и штыри ВК8В	Клин	4,5/0,417
	ККП43-25	До $f = 18$	75	ВК15	Конус	0,5/0,139
	КБЛ2-160	До $f = 4$	135	ВК10КС	Клин	3/0,411
	КДП43-25	До $f = 20$	75	ВК15	Конус	0,5/0,089
ОАО «Уралбурмаш» (г. Верхние Серьги Свердловской обл.)	КНШ 38-23	12...15	23	Зубок Г26, 6 шт.	Конус	–
	КНШ 50-31		31		Резьба круглая	
	КНШ 65-31			Зубок Г26, 12 шт.		
	КНШ-105	14...18	–	Зубок Г26, 14 шт.	Байонетное	
	КНШ-110					
	КТШ 40-25	12...15	25	Зубок Г1404, 4 шт.	Конус	
	КДП 32-22	13...17	22	Пластина Г1102, 1 шт.		
	КДП 36...22			Пластина Г1104, 1 шт.		
	КДП 40...25		25	Пластина Г1106, 1 шт.		

Окончание табл. 2.3.3

Фирма-производитель	Наименование	Коэффициент крепости породы/класс абразивности	Длина коронки, мм	Вооружение коронки	Хвостовик (тип соединения)	Общая масса коронки/масса твердого сплава, кг
ОАО «Уралбурмаш» (г. Верхние Серьги Свердловской обл.)	КДП 43-25	13...17	25	Пластина Г1107, 1 шт.	Конус	–
	БКПМ 40-25	16...18		Пластина Г1203, 4 шт.		
	БКПМ 42-25					
	БКПМ 46-25			Пластина Г1204, 4 шт.		
	БКР 43-31		31	Пластина Г1205, 4 шт.	Резьба круглая	
	БКР 45-31			Пластина Г1206, 4 шт.		
	БКР 50-31			Пластина Г1308, 4 шт.		
	БКР 55-31			Пластина Г1309, 4 шт.		
	БКР 60-31			Пластина Г1310, 4 шт.		
	БКР 65-31					
	УД-92-8А	12...15	–	Зубок К, 14 шт.	8 шлицев	
	УД-114 КВ-8В	14...18		Зубок Г26, 16 шт.		
	УД-115 КП-8А			Зубок Ш, 16 шт.		
	УД-115 КП-7А				7 шлицев	
	УД-115 КВ-8Б				8 шлицев	
	УД-115 КВ-12А			Зубок Ш, 18 шт.	12 шлицев	
	УД-115 СВ-12А	12...15		Зубок К, 18 шт.		
	УД-115 СП-7А			Зубок К, 16 шт.	7 шлицев	
	УД-127 КП-8В	14...18		Зубок Ш, 16 шт.	8 шлицев	
	УД-140 КВ-8А			Зубок Г26, 14 шт.		
	УД-152,4 КВ-8Б			Зубок Г26, 18 шт.		
	УД-165 КВ-8Б			Зубок Г26, 16 шт.		
	УД-165 КВ-8В					
	УД-171,4 КВ-8Б			Зубок Г26, 18 шт.		

2.3.5. КОМБИНИРОВАННЫЙ БУРОВОЙ ИНСТРУМЕНТ

Комбинированное воздействие на породу различных типов инструмента позволяет значительно повысить его стойкость и усилить эффект разрушения породы.

Наибольшее применение в горной промышленности нашли режуще-шарошечный и термоударный (термобур) инструменты.

Режуще-шарошечное долото 1РШД-215,9 (рис. 2.3.21) конструкции Иркутского ГТУ [14] представляет собой двухшарошечное долото с шарошками и встроенной в него режущей лопастью, которая оснащена сменными резцами типа РК-8Б. При бурении слабых пород долото работает как режущее. С увеличением крепости пород пружина сжимается под действием силы сопротивления породы и в работу вступают шарошки. Порода при этом разрушается от комбинированного воздействия режущего и шарошечного инструментов.

Термобур (рис. 2.3.22) состоит из камеры сгорания *1*, представляющей собой цилиндр, закрытый снизу сопловой крышкой *2*, а сверху — головкой *3* с завихрителем; чехла *4*, навинчиваемого на нижний конец переходника *5* штанги; коронки *6* и гильзы *7*, предохраняющей чехол от износа. Горючее в камеру *1* поступает через фильтр *8* и форсунку *9*. Воду под давлением 0,3...0,9 МПа подают в пространство между камерой и чехлом, далее по каналам к сопловой крышке и коронке для их охлаждения. Затем воду выбрасывают в скважину.

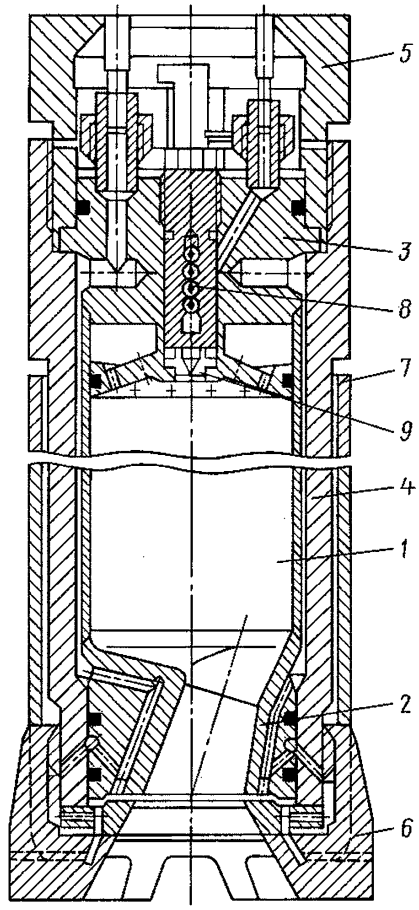


Рис. 2.3.22. Термобур

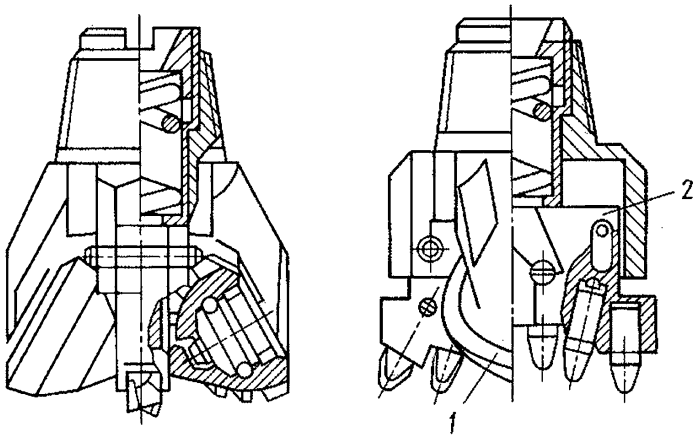


Рис. 2.3.21. Режуще-шарошечное долото:
1 — шарошка; *2* — режущая вставка

2.3.6. БУРОВЫЕ ШТАНГИ

Конструкции штанг зависят от способа бурения. Различают штанги для вращательного бурения режущими долотами (шнековые) и шарошечными; для ударно-вращательного и термического бурения.

Шнековый буровой став (рис. 2.3.23) служит для передачи вращающего момента долоту, а также очистки скважины. Он состоит из секций, в каждой из которых есть труба *1* с приваренной к ней спиралью *2* и хвостовики *3*. Штанги для шнекопневматической очистки (см. рис. 2.3.23, *д*) имеют сквозное внутреннее отверстие. Наружный диаметр шнека *D* для уменьшения трения о стенки скважины должен быть на 10 % меньше диаметра долота.

У штанг с продувкой сжатый воздух подается не только к забою скважины, но и через радиальное отверстие в трубе штанги к межвитковому пространству шнека, что позволяет смещать буровую мелочь к периферии скважины — к зоне более интенсивного движения воздушного потока. При этом эффективность бурения существенно возрастает [5, 11].

Буровые штанги для шарошечного бурения служат для передачи долоту вращающего момента и силы подачи, а также подвода к забою сжатого воздуха для выдачи из скважины буровой мелочи. В комплект буровых штанг входят одна концевая штанга (забурник) и несколько основных рабочих. Для обеспечения нормальных условий удаления буровой мелочи из скважины и получения требуемой скорости восходящего потока диаметр штанги должен быть на 20...50 мм меньше диаметра долота. Штанги изготовляют из стальных бесшовных холодно- или горячекатаных труб. К нижнему концу бурового става для шарошечного бурения крепится стабилизатор.

Стабилизаторы предназначены для предотвращения поперечных колебаний буровой штанги, приводящих к преждевременному износу последней и долота. Стабилизатор (рис. 2.3.24) представляет собой корпус, равный по диаметру штанге с выступающими вертикально установленными ребрами или роликами, наружная поверхность которых армируется. Применение стабилизатора способствует вращению долота вокруг его истинной оси, благодаря чему более эффективно реализуется сила подачи, уменьшается величина требуемого вращающего момента (благодаря снижению трения штанги о стенки скважины при ее изгибе) и обеспечивается большая плавность бурения. При бурении глубоких скважин стабилизаторы могут устанавливаться на стыках секций штанги.

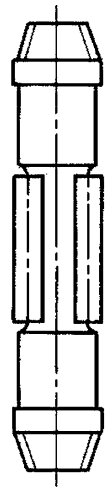


Рис. 2.3.24. Стабилизатор

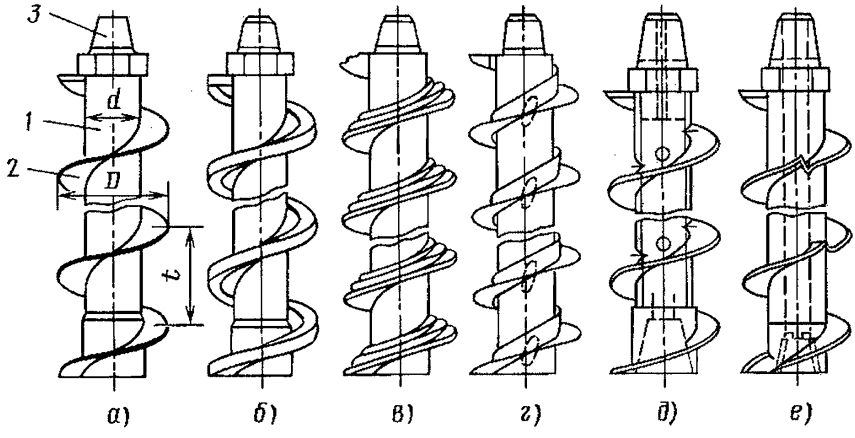


Рис. 2.3.23. Секции шнековых буровых штанг для очистки скважин со спиралью:
а — сплошной; *б* — полой коробчатой; *в* — полой уступчатой; *г* — ленточной; *д* — с радиальными отверстиями в трубе; *е* — секционной; *1* — труба; *2* — спираль; *3* — хвостовик; *D* — наружный диаметр шнека; *d* — внутренний диаметр шнека; *t* — шаг шнека

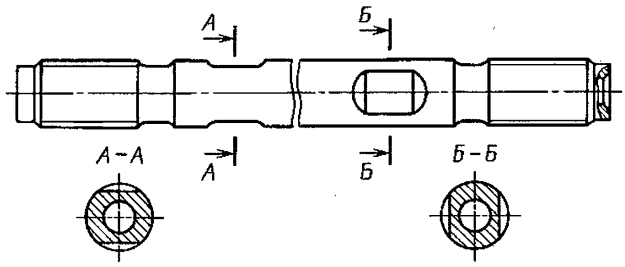


Рис. 2.3.25. Буровая штанга ударно-вращательного бурения

Буровая штанга станков ударно-вращательного бурения (рис. 2.3.25) служит для передачи вращающего момента от вращателя к долоту и одновременно выполняет функции подачи сжатого воздуха к погружному ударнику и забою скважины.

Буровая штанга для термического бурения передает термобуру вращающий момент и транспортирует рабочие компоненты и воду. Внутри штанги проходят трубопроводы для горючего и воды (или кислорода), а ее внутренняя полость служит для подачи сжатого воздуха (или воды).

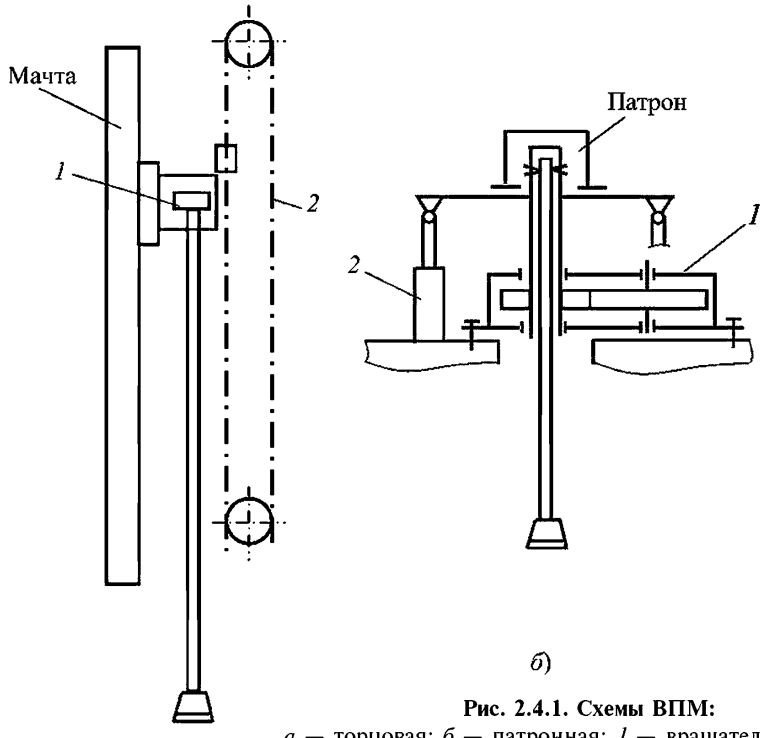
Глава 2.4

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ БУРОВЫХ МАШИН

2.4.1. ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

При вращательном бурении режущими и шарошечными долотами основным рабочим механизмом является вращательно-подающий механизм (ВПМ). По способу передачи нагрузок различают две основные схемы ВПМ:

– торцовую (передача через торец штанги, см. рис. 2.4.1, *а*);



а) *б*)

Рис. 2.4.1. Схемы ВПМ:
а — торцовая; *б* — патронная; *1* — вращатель; *2* — механизм подачи

– патронную (передача через патрон, см. рис. 2.4.1, *б*).

При торцовой схеме вращатель установлен на мачте. Торцовую схему отличают простота конструкции и обеспечение подачи на всю длину штанги (до 30 м и более). Недостаток схемы состоит в утяжелении мачты станка.

Особенностью конструкции ВПМ, выполненного по патронной схеме, является наличие пустотелого шпинделя, через который проходит штанга. Шпиндель, получая вращение, может одновременно двигаться поступательно при перемещении патрона (рис. 2.4.2).

Патронная схема благодаря установке вращателя на раме станка позволяет уменьшить массу мачты и, соответственно, станка. К недостаткам схемы относятся ограниченность величины силовых параметров из-за возможного проскальзывания кулачков патрона по штанге и малый ход подачи, что обусловливает увеличение длительности операций по наращиванию бурового става.

Конструктивные схемы ВПМ различают также по исполнению механизма подачи (цепной, гидравлический и др.).

2.4.2. УДАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Ударные механизмы представляют собой пневмо- или гидродвигатели поступательного действия, снабженные распределительными устройствами (рис. 2.4.3). Ударный механизм предназначен для преобразования энергии сжатого воздуха (или рабочей жидкости) в кинетическую энергию поршня-ударника. Распределительные устройства рассчитаны на автоматическое изменение направления потока энергоносителя (воздуха или жидкости).

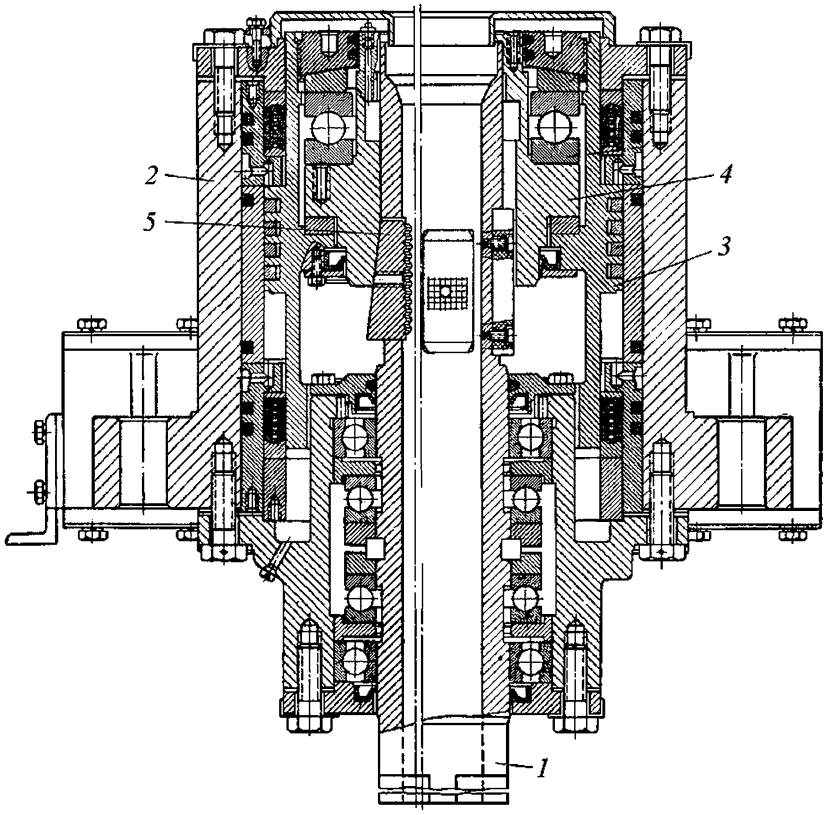


Рис. 2.4.2. Патрон:
1 — шпиндель; *2* — траверса; *3* — поршень; *4* — планшайба; *5* — кулак

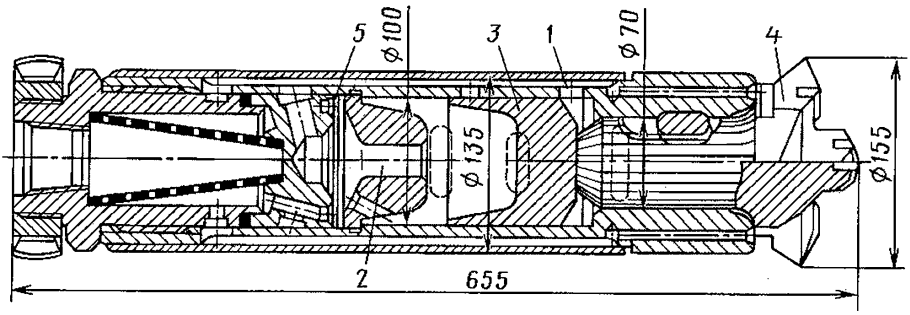


Рис. 2.4.3. Ударный механизм:
1 — корпус; *2* — крышка; *3* — ударник; *4* — коронка; *5* — клапан

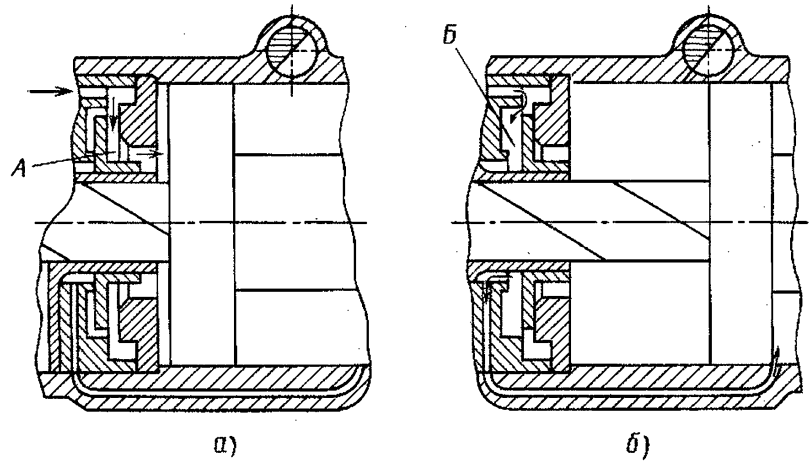


Рис. 2.4.4. Распределительное устройство клапанного типа:
а, *б* — положения элементов соответственно при рабочем и холостом ходах поршня

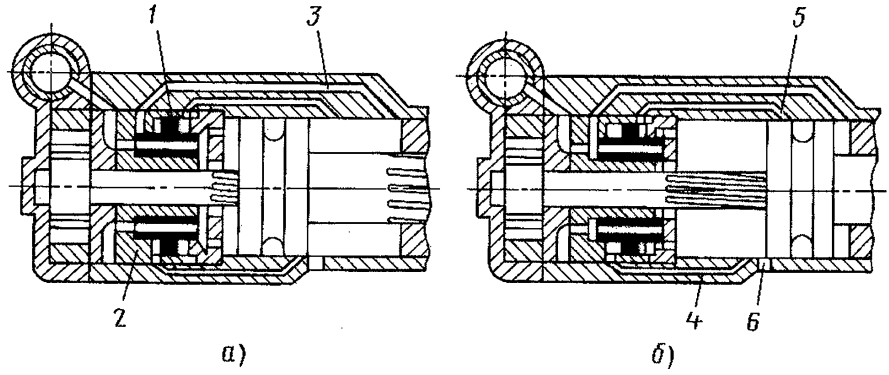


Рис. 2.4.5. Распределительное устройство золотникового типа:
а, *б* — положения элементов соответственно при рабочем и холостом ходах поршня; *1* — золотник; *2* — золотниковая коробка; 3–*6* — каналы

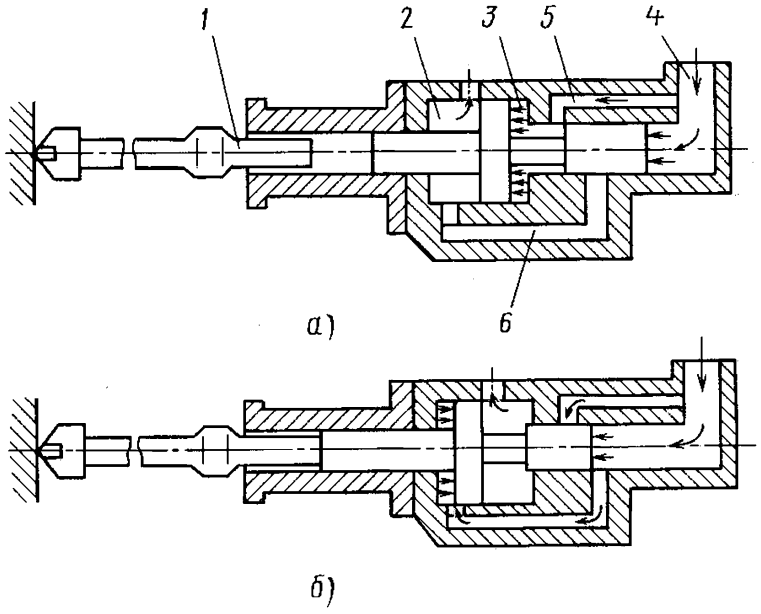


Рис. 2.4.6. Бесклапанное распределительное устройство:
а, б — положения элементов соответственно при рабочем и холостом ходах; *1* — бур; *2, 3* — камеры; *4–6* — каналы

Применяют распределительные устройства следующих типов:

– клапанные (рис. 2.4.4);

– золотниковые (рис. 2.4.5);

– бесклапанные (рис. 2.4.6).

Клапанное распределение обеспечивает большую частоту ударов ввиду малой массы клапана. К недостаткам относят малый КПД и повышенный расход энергоносителя.

Золотниковое распределение характеризуется большим КПД, но отличается меньшей частотой ударов вследствие большой массы золотника.

Бесклапанное распределение (с золотником на поршне) отличается простотой конструкции и высокой частотой ударов. В момент запуска ударного механизма возможен случай, когда поршень не сможет сдвинуться с места, так как все каналы будут перекрыты, а силы давления в полостях уравновешены. В этом случае сработает пусковое устройство. В момент запуска энергоноситель через каналы проходит в поршневую полость и толкает поршень вперед, после чего срабатывает основная схема системы распределения.

Распределительные устройства гидроударников характеризуются использованием аккумуляторов высокого и низкого давления.

Для стабилизации величины ударного импульса ударные механизмы устанавливают непосредственно на рабочем инструменте и выполняют погружными.

Ввиду значительных потерь при подаче энергоносителя в глубокие скважины погружные ударники имеют сравнительно небольшую ударную мощность. С целью повышения эффективности их использования разработана конструкция со сдвоенным поршнем (рис. 2.4.7) [8].

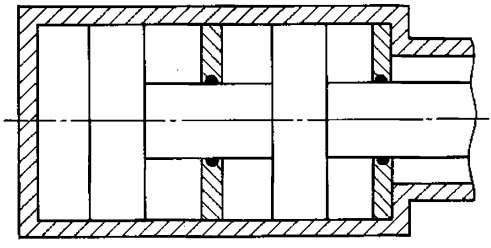


Рис. 2.4.7. Схема ударника со сдвоенным поршнем-ударником

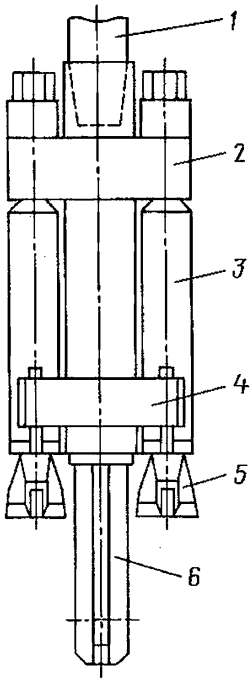


Рис. 2.4.8. Групповой пневмоударный расширитель: *1* — штанга; *2* — воздухораспределительная головка; *3* — пневмоударник; *4* — кронштейн; *5* — долото; *6* — направляющий стержень

При бурении скважин большого диаметра применяют групповой ударный механизм (рис. 2.4.8).

Гидравлические ударные механизмы позволяют увеличить производительность бурения благодаря высокому давлению энергоносителя и в целом повысить эффективность процесса бурения путем адаптации режимных параметров (энергии и частоты ударов) к конкретным условиям эксплуатации.

2.4.3. УСТРОЙСТВА ДЛЯ УДАЛЕНИЯ БУРОВОЙ МЕЛОЧИ ИЗ СКВАЖИНЫ, ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ И ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ

Буровую мелочь из скважины удаляют продувкой, шнеками или шнекопневматической очисткой, а также промывкой и отсасыванием.

Продувку скважин применяют при шарошечном и пневмоударном способах бурения.

Пневматическое транспортирование буровой мелочи осуществляют по следующей схеме. Воздух от компрессора под давлением 0,6...0,7 МПа подается во внутренний канал буровой штанги, откуда поступает к забою и далее выходит по кольцевому зазору между штангой и стенками скважины со скоростью 20...35 м/с. Для исключения попадания грунтовых вод в скважину давление воздуха в ней должно быть ≥ 0,25...0,4 МПа. Вынос породы из скважины происходит вследствие того, что подъемная сила восходящей струи воздуха, действующая на частицы породы, превышает их силу тяжести. Скорость воздуха, при которой его подъемная сила равна силе тяжести частицы, называется *скоростью витания*. В этом случае частицы породы находятся во взвешенном состоянии.

Шнековую очистку (транспортирование мелочи шнеком) применяют при вертикальных скважинах.

Шнекопневматическую очистку скважин на станках шнекового бурения проводят с использованием дополнительного оборудования: компрессора, устройства для подвода сжатого воздуха к вращающемуся буровому ставу, специальных шнековых штанг. Она увеличивает скорость и производительность бурения вследствие полной очистки забоя скважины даже при пониженной частоте вращения става, а также повышает износоустойчивость режущего инструмента и шнековых штанг.

Установка мокрого пылеподавления предусматривает вспрыскивание под давлением некоторого количества воды или мыльной эмульсии в трубопровод, подающий сжатый воздух к забою скважины через форсунки. Поднимаясь по затрубному пространству, воздушно-водяная смесь увлекает за собой частицы разбуренной породы и поднимает их в виде влажного шлама к устью скважины. Выходящая из скважины влажная порода воздушным потоком специального вентилятора сдувается в сторону от устья скважины.

Мокрое пылеулавливание способствует лучшему охлаждению долота и очистке воздуха, его используют на шарошечных станках СБШ по требованию заказчика. Недостатки способа: высокий расход воды, затраты на ее подогрев в зимнее время, невозможность использовать буровую мелочь для забойки скважины.

На всех типах станков пневмоударного бурения и на большинстве типов шарошечно-

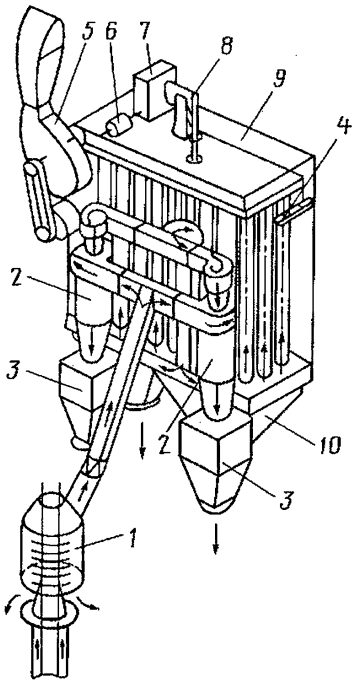


Рис. 2.4.9. Схема установки сухого пылеулавливания:
1 — пылеприемник; *2* — циклон; *3*, *10* — бункеры; *4* — фильтр; *5* — вентилятор; *6* — двигатель; *7* — редуктор; *8* — рычаг; *9* — подвижная рама фильтра

го применяют системы сухого пылеулавливания. Они работают по принципу очистки воздуха, выносящего из скважины продукты бурения, в последовательно установленных ступенях фильтров.

Установки сухого пылеулавливания отличаются друг от друга только формой пылеприемника и числом ступеней очистки фильтрационной камеры. Типовая установка сухого пылеулавливания (рис. 2.4.9) состоит из открытого пылеприемника *1*, прикрепленного к раме станка (под пылеприемником осаждаются крупные фракции бурового продукта — первая ступень очистки), и па́рного циклона *2* (вторая ступень очистки), после которого более крупные фракции падают в бункер *3*, а тонкая пыль поступает в тканевые рукавные фильтры *4*, в которых происходит окончательная очистка воздуха (третья ступень). Затем поток вентилятором *5* отсасывается и выходит в атмосферу. Для периодической очистки внутренней поверхности рукавов служит механизм встряхивания, состоящий из электродвигателя *6*, редуктора *7* и кулачков, воздействующих на рычаг *8*, связанный с подвижной рамой *9* фильтра. Выпадающая из рукавов пыль собирается в двух бункерах *10*. Управление встряхиванием дистанционное — из кабины машиниста.

2.4.4. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ХРАНЕНИЯ И ПОДАЧИ ШТАНГ, СВИНЧИВАНИЯ (РАЗВИНЧИВАНИЯ) БУРОВОГО СТАВА

Для хранения штанг и подачи их на ось бурения служат различные кассетирующие устройства (сепараторы). На буровых машинах применяют следующие основные типы кассетирующих устройств: барабанные (рис. 2.4.10) и секторные (рис. 2.4.11).

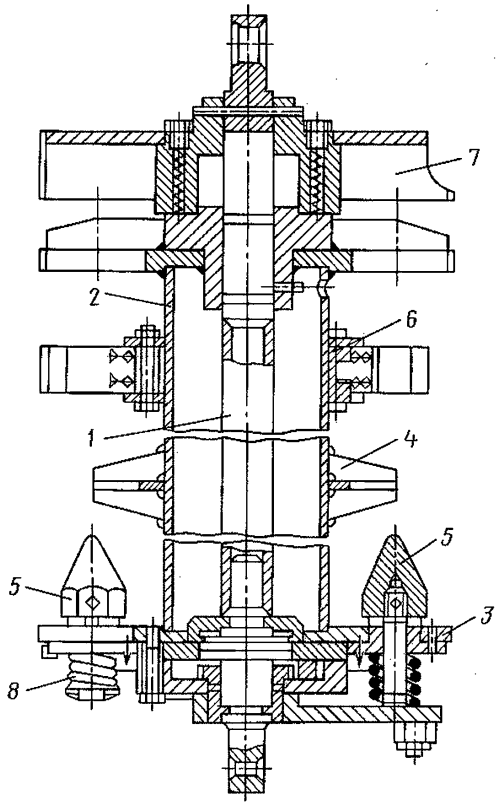


Рис. 2.4.10. Кассетирующее устройство барабанного типа станка СБУ-125-24:
1 — ось; *2* — труба; *3* — нижняя плита; *4* — опора; *5* — шестигранник; *6* — захват; *7* — обойма; *8* — пружины

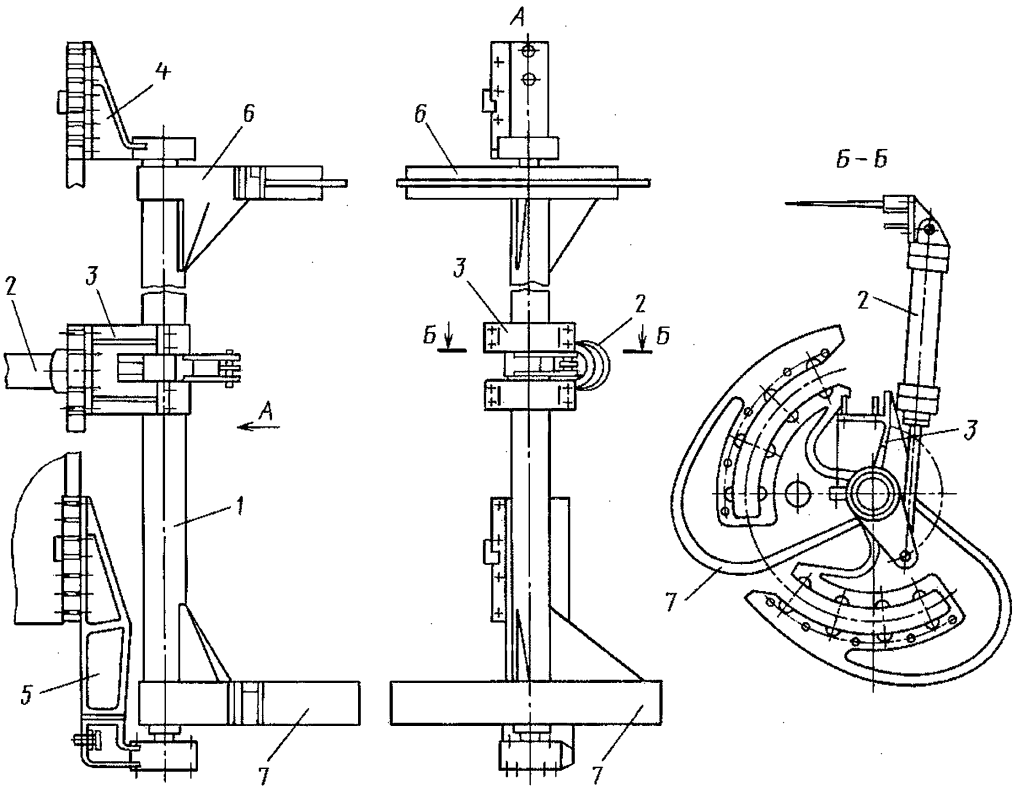


Рис. 2.4.11. Кассетирующее устройство секторного типа:
1 — кассета; *2* — гидроцилиндр; *3* — люнет; *4*, *5* — кронштейны; *6*, *7* — секторы

Кассетирующее устройство барабанного типа состоит из оси *1*, на которую надета поворотная часть, состоящая из трубы *2* с нижней плитой *3*, поддерживающей опоры *4* и верхней обоймы *7*. На нижней плите размещены шестигранники *5*, навинченные на оси и прижимаемые пружинами *8* к торцам фланцев. Буровые штанги устанавливаются в кассете вертикально и надеваются своими внутренними шестигранниками на шестигранники *5*. При этом верхние концы штанг удерживаются пружинными захватами *6*, а также обоймами.

На нижнем конце оси *1* свободно посажено храповое колесо, в зацепление с которым входят собачки, жестко связанные с нижней плитой кассеты. Рычаг, соединенный с храповым колесом, имеет ролик, который при перемещении двумя гидроцилиндрами, укрепленными на мачте, на ось скважины и обратно взаимодействует с упорами на раме и поворачивает плиту *3* через собачки. Плита удерживается от поворота шариковыми фиксаторами.

Кассетирующее устройство секторного типа имеет верхний *6* и нижний *7* секторы с тремя гнездами для штанг. Нижняя часть смонтирована в подшипниках, размещенных в стакане и кронштейне *5*, верхняя — в подшипниках, установленных в кронштейне *4*. Верхний и нижний секторы соединены валом. В каждом из гнезд нижней части сепаратора предусмотрена педаль, соединенная с тросом, перекинутым через блоки. Трос связан с защелкой, установленной на оси и соединенной с пружиной. Если штанга находится в гнезде нижнего сектора кассеты, то под действием ее силы тяжести прижимается педаль, натягивается трос и, растягивая пружину, поворачивает защелку. Защелка в ее крайнем положении охватывает штангу и фиксирует ее в пазу верхнего сектора. При подъеме штанги защелка освобождает ее, поворачиваясь под действием пружины и увле-

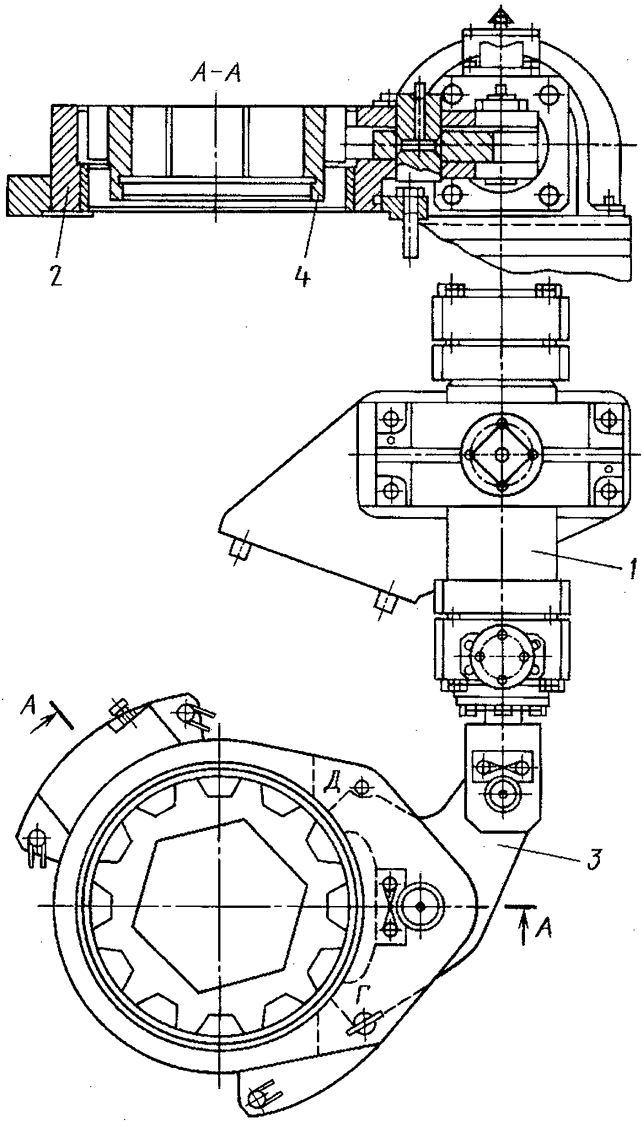


Рис. 2.4.12. Механизм свинчивания (развинчивания) бурового става:
1 — гидроцилиндр; *2* — корпус; *3* — собачка; *4* — храповое колесо

кая за собой педаль через трос-тягу. Каждая из трех штанг выводится на ось скважины поворотом сепаратора гидроцилиндром *2*, соединенным через рычаг с квадратным хвостовиком вала.

Механизм свинчивания (развинчивания) бурового става предназначен для страгивания резьбовых соединений става и выполнен в виде гидравлического ключа (рис. 2.4.12).

2.4.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

На отечественных станках получили распространение объемные гидроприводы, работающие по системе насос–силовые гидроцилиндры с дроссельным регулированием скорости и открытой схемой циркуляции жидкости. Такое регулирование отличается простотой и надежностью, позволяет использовать в гидроприводе насосы постоянной производительности. Недостаток дроссельного регулирования

скорости — повышенный расход энергии из-за необходимости поддерживать в гидросистеме максимальное давление и слив под давлением в бак части рабочей жидкости, не совершившей полезной работы.

Для привода гидравлической системы используются клапанно-поршневые насосы эксцентрикового типа Н-403, низконапорные Г12-2 и высоконапорные БГ12-2, а также пластинчатые насосы двойного действия и шестеренные типа НШ. Для обеспечения маневренности при бурении пород различной крепости и уменьшения времени на основные и вспомогательные операции маслостанции станков обычно оборудуют двумя насосами с возможностью комбинирования потоков жидкости.

Гидросистема буровых машин (рис. 2.4.13) обеспечивает:

– горизонтирование станка перед началом бурения для выполнения направленного бурения и гарантии устойчивости станка при работе с помощью трех или четырех домкратов;

– подъем мачты в рабочее и опускание в транспортное положения посредством двух гидроцилиндров;

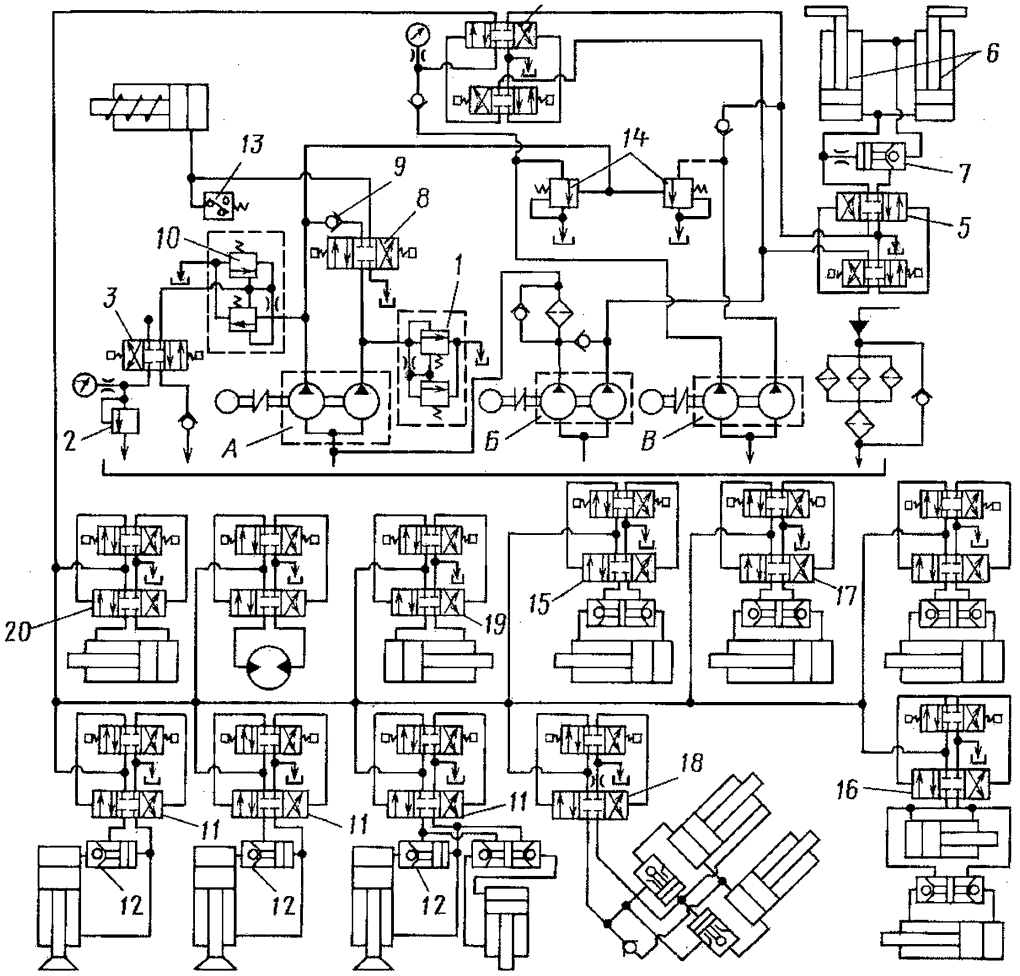


Рис. 2.4.13. Гидравлическая схема станка СБШ-250 МНА-32:
1, 2, 10, 14 — предохранительные клапаны; *3–5, 8, 11, 15–20* — распределители; *6* — гидроцилиндр подачи; *7, 12* — гидрозамки; *9* — обратный клапан; *13* — редукционный клапан; А, Б, В — насосные системы

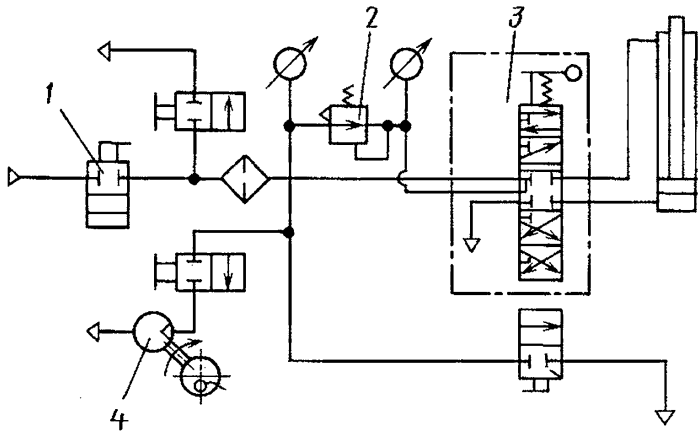


Рис. 2.4.14. Пневматическая схема станка СБУ-100Г:
1 — кран; *2* — регулятор давления; *3* — распределитель; 4 — компрессор

– подъем и опускание бурового става с плавно регулируемой подачей инструмента на забой скважины с помощью двух гидроцилиндров подачи (для плавного регулирования скорости подачи используются дроссели-регуляторы или регуляторы давления);

– зажим бурового става кулачками гидропатрона в случае применения вращательно-подающего механизма патронного типа;

– снятие натяга с резьбовых соединений штанг и долот при разборке бурового става с помощью специального механизма отвинчивания штанг с приводом от гидроцилиндра;

– поворот кассеты (сепаратора) со штангами при сборке и разборке бурового става посредством гидроцилиндра;

– вспомогательные операции (замену долота, управление кассетой при сборке и разборке бурового става, натяжение гусеничных лент, управление тормозами лебедок подачи).

2.4.6. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Пневматические системы буровых станков предназначены для удаления буровой мелочи из скважины, охлаждения долота, управления затворами бункеров пылеулавливающей установки, торможения шпинделя вертлюга при сборке и разборке бурового става. Одновременно с помощью сжатого воздуха осуществляются работа стеклоочистителей и обдув станка.

Питание пневматическая система станков 2СБШ-200-32, 2СБШ-200-40, 4СБШ-200-40 и 3СБШ-200-60 получает от компрессорной установки 6ВКМ25/8 с подачей 25 м^3/мин и давлением 0,8 МПа. С 1987 г. на станках применяют компрессорные установки 7ВВ32/7 с подачей 32 м^3/мин и давлением 0,7 МПа.

Пример пневматической схемы станка СБУ-100Г приведен на рис. 2.4.14.

2.4.7. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Ходовое оборудование буровых станков совместно с рамой платформы представляет собой опорно-несущую базу машины, предназначенную для установки машинного помещения с механизмами и рабочим оборудованием и восприятия сил, возникающих на рабочем оборудовании в период его действия и при передвижении станка.

На буровых станках применяют гусеничное и пневмоколесное ходовое оборудование.

Унифицированное гусеничное оборудование (рис. 2.4.15) — это самоходная двухгусеничная тележка с индивидуальным приводом на каждую гусеницу и с передачей вращающего момента от электро- или гидродвигателя к ведущей звездочке через редуктор и цепную или зубчатую передачу.

Пневмоколесное ходовое оборудование станка СБУ-100П представляет собой приводное индивидуальное шасси. В качестве

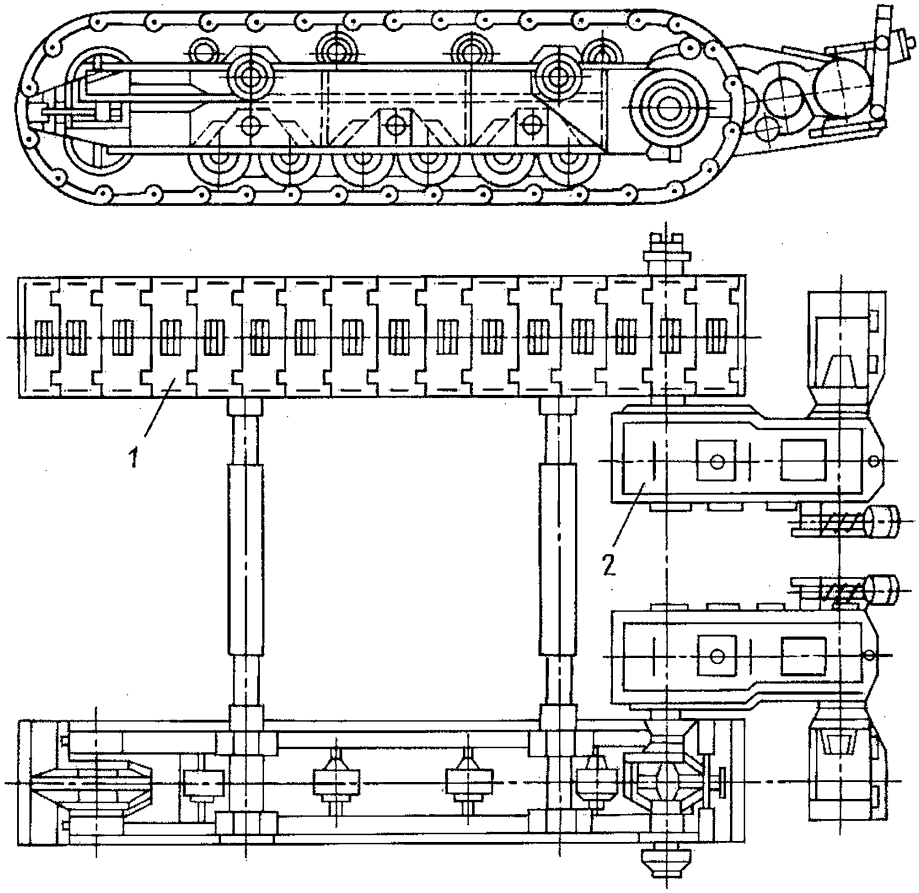


Рис. 2.4.15. Унифицированный гусеничный ход станка СБШ-250-32:
1 — гусеничная тележка; *2* — бортовой редуктор

ходового оборудования буровых машин может быть использовано также и автомобильное шасси.

2.4.8. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

К вспомогательному оборудованию буровых машин относят: устройства для подвода рабочих компонентов (сжатого воздуха и др.); центраторы; подъемную лебедку.

Для осуществления рабочего процесса к вращающемуся буровому ставу необходимо подавать сжатый воздух, воду, а у станков комбинированного бурения, имеющих термические горелки, и топливо — через невращающиеся подводящие устройства, входящие как конструктивный элемент в вертлюг.

Вертлюг является звеном, соединяющим механизм подъема бурового става с буровыми штангами. На рис. 2.4.16 изображена конструкция вертлюга станков СБШ-200 и 2СБШ-200.

Патрубок *7* с присоединенным к нему шлангом служит для подвода сжатого воздуха через шпиндель *1* к буровым штангам. Через штуцер *2* подают сжатый воздух к пневматическому тормозу вертлюга. Для смазки в последнем установлены масленки. Верхнее и нижнее положения вертлюга, перемещающегося по направляющим мачты, ограничивают посредством конечных выключателей, находящихся на мачте.

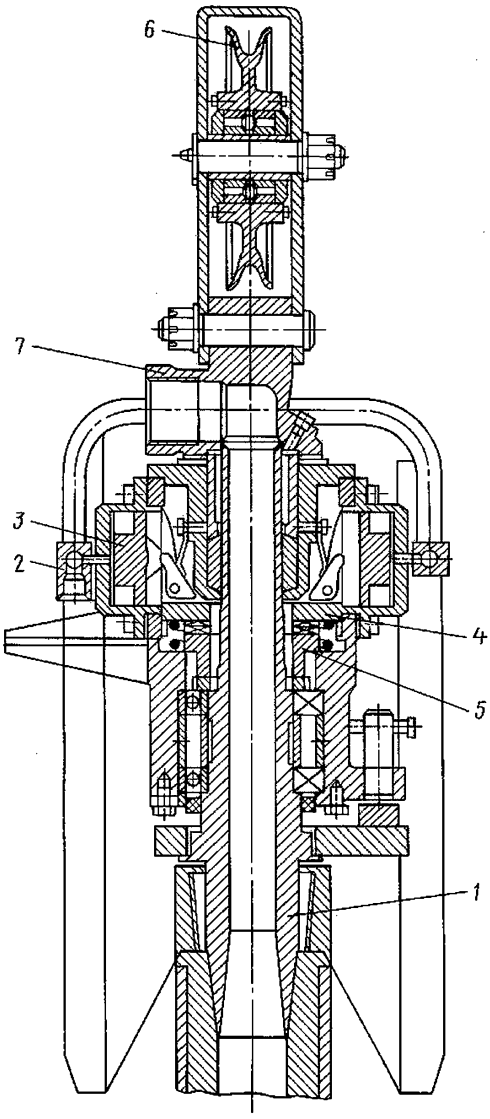


Рис. 2.4.16. Вертлюг:
1 — шпиндель; *2* — штуцер; *3* — поршень; *4*, *5* — сцепные диски; *6* — блок механизма подъема става; *7* — патрубок

Глава 2.5

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ МАШИН

2.5.1. СТАНКИ БУРОВЫЕ ШАРОШЕЧНЫЕ

Станки вращательного бурения шарошечными долотами типа СБШ предназначены для бурения взрывных скважин на горных разработках в сухих и обводненных, монолитных и трещиноватых породах с коэффициентом крепости $f = 6...18$.

Станки состоят из следующих основных узлов: гусеничного хода с индивидуальным приводом на каждую гусеницу; платформы с машинным отделением, маслостанцией, компрессорной установкой и электрооборудованием; мачты с рабочим органом, состоящим из механизма вращения и подачи бурового става; механизма свинчивания-развинчивания штанг; сепаратора или кассеты для штанг; пылеулавливающей установки или емкости для воды; кабины машиниста; гидро- и пневмосистем и кабельного барабана.

Подъем и опускание мачты осуществляют с помощью двух гидроцилиндров, а поддержание горизонта станка — посредством трех или четырех гидродомкратов.

Станки 3СБШ-200-60 и 5СБШ-200-40 являются модификациями выпускавшихся ранее станков СБШ-200-32 и 2СБШ-200-40 и имеют также патронную схему вращательно-падающих механизмов, тиристорный привод механизма вращения бурового става и хода, мачту с открытой передней панелью, кабельный барабан и штангу увеличенной длины (до 12 м против 8 м), вертлюг с отдельным приводом шпинделя, что позволяет одновременное свинчивание верхнего и нижнего ниппелей буровой штанги при свинчивании/развинчивании стыков става и сокращает затраты времени на выполнение вспомогательных операций. Система пылеулавливания сухая, кабина машиниста установлена на пружинных амортизаторах.

Станок СБШ-250МНА-32 предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин в сухих и обводненных, а также трещиноватых породах.

К основным конструктивным особенностям станка относят: наличие верхнего привода вращения бурового става, непрерывную подачу бурового става на всю длину (8 м) штанги, воздушно-водяную систему пылеподавления при бурении, механизацию операций по сборке и разборке бурового става.

Все узлы рабочего органа смонтированы в мачте. Основные из них — вращательно-подающий механизм, кассета секторного типа с тремя штангами, механизм развинчивания штанг, верхний ключ с гидроприводом.

Станки серии СБШ-250 унифицированы по ходовому оборудованию, основным меха-

низмам и двигателям, а также имеют практически одинаковые скоростные и силовые характеристики, за исключением линейных размеров мачт. К основным конструктивным отличиям станков второго поколения следует отнести наличие: двух лебедок подачи с трехкратной канатно-полиспастной системой; полной механизации операций по свинчиванию/развинчиванию бурового става; системы автоматизации режима бурения и горизонтирования станка; буровых штанг диаметром 219 мм вместо 200 мм, что увеличивает скорость потока в затрубном пространстве от 25 до 45 м/с и улучшает очистку скважины.

Станок СБШ-250-55 имеет два сепаратора (кассеты), что позволяет бурить скважины глубиной до 55 м.

Станок СБШ-320-36 (рис. 2.5.1) предназначен для бурения вертикальных скважин в породах с f<18. Он смонтирован на гусеничном ходовом оборудовании с индивидуальным приводом тележек. При бурении станок устанавливают на четыре домкрата горизонтирования.

Машинное отделение станка разделено внутренней перегородкой на две части: в передней (утепленной) размещены электрические шкафы управления, маслонасосная станция, блоки гидроаппаратуры, насосы для закачки воды в бак и орошения забоя и другое вспомогательное оборудование, в задней (неутепленной) — два винтовых компрессора. В нише хвостовой части станка установлены два кабельных барабана. С левой стороны станка расположена кабина машиниста, которая оснащена пультом управления, сиденьем машиниста, обогревателем, шкафами и прочим оборудованием. Кабина станка герметична и имеет противовибрационную защиту.

Технические характеристики станков шарошечного бурения приведены в табл. 2.5.1.

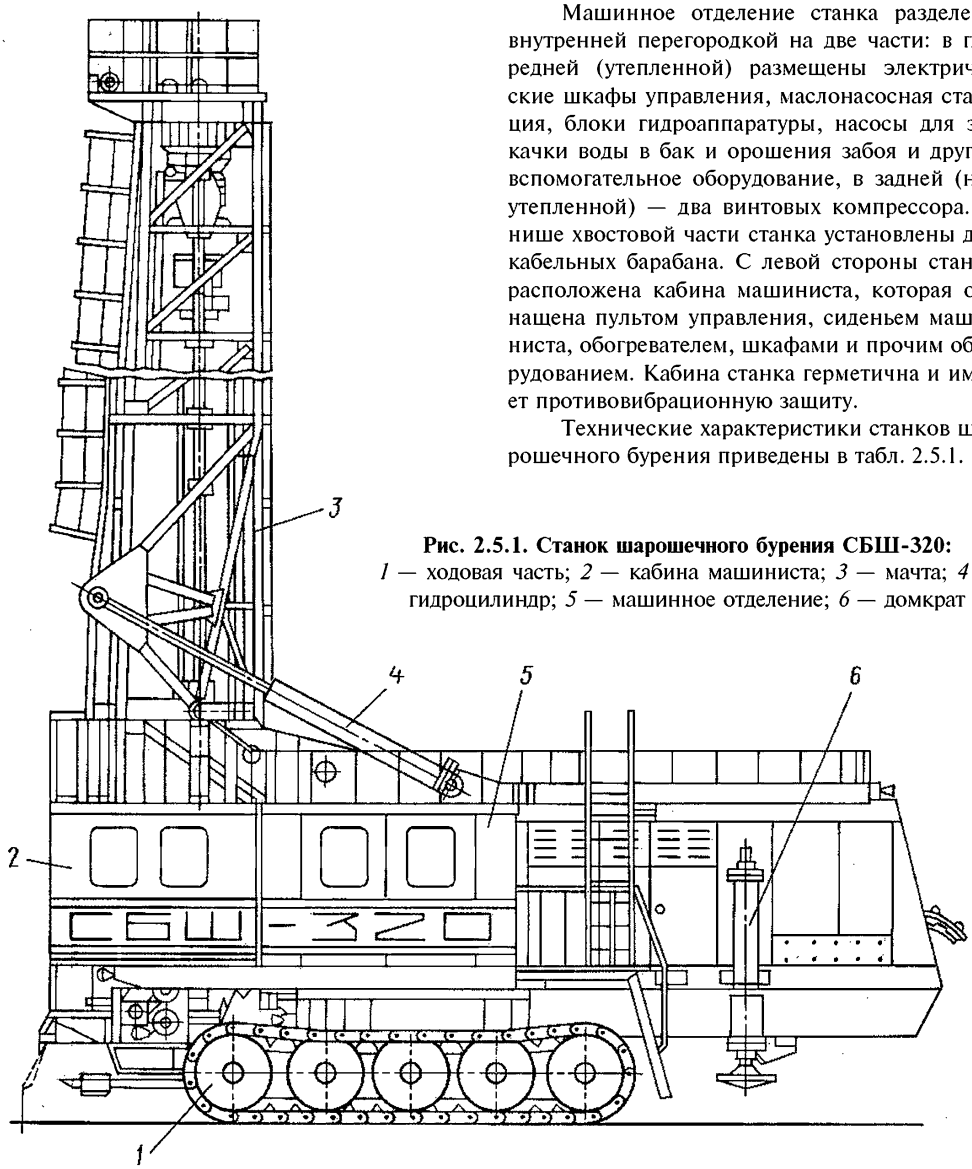


Рис. 2.5.1. Станок шарошечного бурения СБШ-320:
1 — ходовая часть; *2* — кабина машиниста; *3* — мачта; *4* — гидроцилиндр; *5* — машинное отделение; *6* — домкрат

2.5.1. Технические характеристики станков шарошечного бурения

Параметр	3СБШ-200-60	4СБШ-200-40; 5СБШ-200-40	СБШ-250МНА-32 (СБШ-250МН)	СБШ-250-55	СБШ-320-36
Скважина:	215,8;		244,5;		320
диаметр, мм	244,5		269,9		
глубина,м	60	40	32	55	36
Направление бурения к вертикали, град	0; 15; 30				0
Длина штанги, м	12	8		11,3	17,5
Ход непрерывной подачи, м	1		8	12	18
Сила подачи, кН, не более	0...300			0...350	0...600
Скорость подачи на забой, м/с	0,033	0,025	0,017	0,025	0,014
Частота вращения долота, $с^{-1}$	0,2...2,5	0,25...2,5		0,25...2,16	0...2,1
Вращающий момент, кН·м	6	3,2...5,2	4,2		8,7
Подача компрессора, $м^3/с$	0,417				0,834
Мощность электродвигателей, кВт:					
установленная	400	380	400		712
вращателя	68	52	68		100
компрессора	200				2×200
гусеничного хода	44				
Габаритные размеры в рабочем положении (длина×ширина×высота), м	10,1×5,3×18,4	10,2×5,0×14,3	9,2×5,45×15,35	11,2×5,24×17,73	12,5×5,45×25,2
Тип хода	Э-1602	УГ-60		УГ-70	ЭГ-400
Масса станка, т	62	59	71,5	85	110
Завод-изготовитель	ОАО «Бузулукский завод тяжелого машиностроения»		ОАО «Воронежский завод горно-обогатительного оборудования»		

2.5.2. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЗЦОВЫМИ ДОЛОТАМИ

Эти станки предназначены для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин по углю и породам с коэффициентом крепости $f < 6$ и имеют модификации СБР-160А-24, СБР-160Б-32 (рис. 2.5.2) и 2СБР-160-25, отличающиеся, главным образом, глубиной бурения и второстепенными деталями.

Машины состоят из следующих основных узлов и систем: многоопорного гусеничного хода с электроприводом; рамы с кузовом и кабины машиниста; мачты с направляющими для перемещения бурового става и вращателя; кассеты для хранения шнеков; механизма свинчивания/развинчивания; механизма подачи бурового става на забой; гидроцилиндров выравнивания станка и подъема мачты; компрессорной станции; гидро- и пневмосистем; электрической части; кабельного барабана. Компрессорную установку станка используют при варианте шнекопневматической очистки скважины от буровой мелочи. Привод станка электрический, от карьерной сети переменного тока.

Буровой станок 2СБР-125-30 предназначен для бурения направленных скважин по углю и породам с $f < 10$. Станок имеет гусеничный ход, гидравлические приводы вращения и подачи бурового става, пылеулавливающую установку с трехступенчатой очисткой. Кассета барабанного типа рассчитана на установку шести шнековых штанг или гладких труб. Отличительные особенности станка: наличие центратора штанг, герметизатора-расштыбовщика устья скважин, замковых соединений штанг, индикатора спуско-подъемных операций. Станок можно использовать также и с погружным пневмоударником. В этом случае применяют гладкие штанги-трубы, а источником пневмоэнергии служит передвижная компрессорная станция.

Станок СБШК-200 рассчитаны на комбинированное бурение вертикальных и наклонных скважин глубиной до 50 м в породах с коэффициентом крепости $f \leq 12$. Принципиально станок выполнен по схеме, характерной для станка шарошечного бурения. К станкам с вращатель-

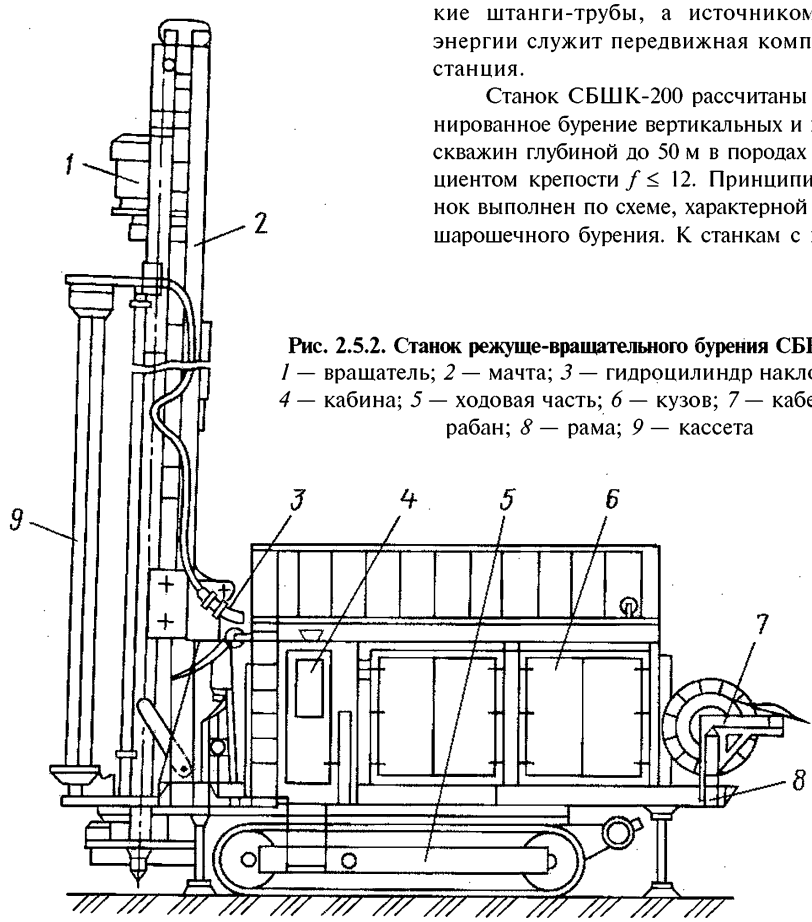


Рис. 2.5.2. Станок режуще-вращательного бурения СБР-160Б-32:
1 — вращатель; *2* — мачта; *3* — гидроцилиндр наклона мачты; *4* — кабина; *5* — ходовая часть; *6* — кузов; *7* — кабельный барабан; *8* — рама; *9* — кассета

ным способом бурения он отнесен по основному способу бурения. При бурении мягких пород ($f \leq 6$) на станке используют инструмент режущего типа, а транспортирование буровой мелочи из скважины при использовании гладких штанг осуществляется сжатым воздухом, в случае же шнековых штанг — комбинированным способом: шнеками и сжатым воздухом.

Вращающий момент буровому ставу передается от шпинделя безредукторного вращателя с высокомоментным радиально-поршневым гидродвигателем. Подачу бурового инструмента на забой осуществляют посредством двух трехкулачковых гидропатронов, соединенных со штоками двух гидроцилиндров подачи. Гидропатроны выполняют периодические захваты за направляющие мачты, что обеспечивает шагающий способ подачи с автоматическим перехватом.

Лебедка подъема става, подача кассеты и ходовое оборудование также оснащены высокомоментными регулируемыми гидромоторами.

Технические характеристики станков вращательного бурения приведены в табл. 2.5.2.

2.5.3. СТАНКИ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ

Станки ударно-вращательного бурения типа СБУ предназначены для проходки вертикальных и наклонных скважин в трудновзрываемых породах с коэффициентом крепости f = = 6...20. Их применяют при выполнении работ в сложных горно-геологических условиях на стесненных рабочих площадках открытых горных работ и строительных объектах.

Технические характеристики станков ударно-вращательного бурения приведены в табл. 2.5.3.

Станки 2СБУ-100-32 и СБУ-100ГА-50 сконструированы по общему принципу, их отличают мощность пневмоударника, глубина бурения и способ перемещения.

Станок 3СБУ-100-32 имеет гидрофицированный привод всех основных механизмов: вращателя, подачи бурового става, гусеничного хода, поворота кассеты на ось бурения, а также манипулятора мачты, позволяющего устанавливать ее под заданным углом в пространстве забоя.

2.5.2. Технические характеристики станков вращательного бурения

Параметр	Станки режущего типа		Станки комбинированные	
	СБР-160А-24	СБР-160Б-32	2СБР-125-30	СБШК-200
Условный диаметр скважины, мм	160		115; 125	190; 214
Глубина бурения, м	24	32	30	50
Направление бурения скважины к вертикали, град	0; 15; 30			
Сила подачи, кН, не более	65	80	До 40	До 196,2
Скорость подачи на забой, м/с	0...0,5		0...0,25	0,03...0,48
Частота вращения долота, $с^{-1}$	1,7; 2,3; 3,3		0...4,2	0,05...3,0
Вращающий момент, кН·м	3,2		1,8	7,5
Скорость передвижения станка, км/ч	0,9		До 1,5	0,8
Мощность электродвигателей установленная, кВт:				
вращателя	36/40/50		40	50
хода	2×15		26	2×18
Преодолеваемый уклон пути, град	15		До 15	12
Длина штанги, мм	8,39		4,2	12
Габаритные размеры в рабочем положении (длина×ширина×высота), м	7,08×3,4×12,925		5,2×3,25×7,2	10,3×4,9×18,2
Масса станка, т	25	32	12	48,2
Завод-изготовитель	Карпинский машзавод			

2.5.3. Технические характеристики станков ударно-вращательного бурения

Параметр	2СБУ-100-32, (СБУ-100Н-35)	3СБУ-100-32	СБУ-100-35; СБУ-100ГА-50	СБУ-125-24; СБУ-125А-32	СБУ-125У-52
Диаметр скважины, мм	100 (125)	85; 100; 125	100; 125	125	125...160
Глубина бурения, м	32 (35)	32	35; 50	24; 32	52
Направление бурения к вертикали, град	0; 15; 30	Манипулятор	0; 15; 30		0...30
Длина штанги, м	0,95			2,93	4,25
Диаметр штанги, мм	83			89	108
Тип пневмоударника	П-105К; П-125К	П-105К	П-125К		
Долото	К-105	К-105К	К-125К		
Ход непрерывной подачи, м	1,05	1,8	1,05	3,7	4,4
Сила подачи, кН, не более	1,0...6,0	До 25	1,0...6,0	4,5...20	До 50
Скорость подачи на забой, м/с	0,25	0,33	0,25	0,17	0,4
Частота вращения бурового става, $с^{-1}$	0,77	0,65...1,33	0,77	0,37; 0,75	0,41...1,5
Вращающий момент, кН·м	0,83	2,0	0,83	1,67; 1,37	2,4
Мощность электродвигателей, кВт:					
установленная	4	59 (дизель)	24	42	80
вращателя		4		3,8/6,2	35
хода	–		2×5,5	2×10	2×20
Скорость передвижения, км/ч	–	0,8...1,6	0,83	1,0	0,9
Давление на грунт, МПа		0,089	0,05	0,09	0,085
Габаритные размеры в рабочем положении: (длина×ширина×высота), м	2,175×1,0×2,73	–	4,0×2,21×2,21	4,25×3,0×3,0	5,6×3,2×3,2
Масса станка, т	0,71	8,5	5,0	8,5	13,5
Завод-изготовитель	Кыштымский машзавод				

Станок СБУ-125У-52 (рис. 2.5.3) на гусеничном ходу *1*, балансирно связанном с рамой платформы *8*, содержит мачту *4*, вращатель *9*, гидроцилиндр *5* подачи и кассету *3* со штангами. Разрушение породы на забое осуществляют долотом *11* пневмоударника, соединенного со штангой *10*. Процессом бурения машинист управляет из кабины *2*. Горизонтирование станка обеспечивается тремя гидродомкратами: одним задним *7* и двумя передними *12*. В кузове *6* расположены маслостанция, системы управления приводами и вспомогательные механизмы.

Технические характеристики станков ударно-вращательного бурения приведены в табл. 2.5.3.

2.5.4. СТАНКИ УДАРНО-КАНАТНОГО БУРЕНИЯ

Станки ударно-канатного бурения предназначены для бурения вертикальных разведочных или дренажных скважин по породам любой крепости на глубину до 300 м. В настоящее время на карьерах при бурении крепких пород их вытеснили станки ударно-вращательного бурения погружными пневмоударниками и шарошечные, а при бурении пород ниже средней крепости — станки вращательного бурения резцовыми коронками. Основной недостаток ударно-канатных станков — малая частота ударов

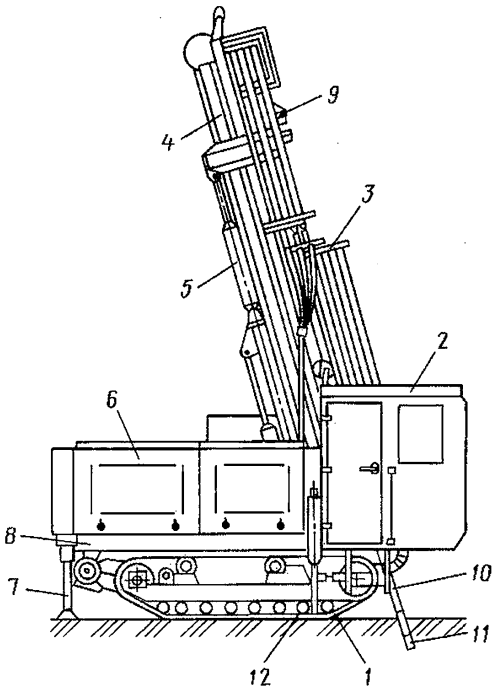


Рис. 2.5.3. Станок ударно-вращательного бурения СБУ-125У-52:
1 — гусеничный ход; *2* — кабина машиниста; *3* — кассета; *4* — мачта; *5* — гидроцилиндр подачи; *6* — кузов; *7* — задний гидродомкрат; *8* — платформа; *9* — вращатель; *10* — штанга; *11* — долото; *12* — передний гидродомкрат

(40...50 мин$^{-1}$), ограничивающая их производительность. Увеличить же частоту ударов невозможно, так как продолжительность падения бурового снаряда зависит от высоты его подъема, ускорения свободного падения и сопротивления шламовой смеси [1].

2.5.5. СТАНКИ КОМБИНИРОВАННОГО БУРЕНИЯ

Комбинированная технология (бурение вертикальных скважин шарошечным инструментом, а расширение — термическим способом) предназначена для обуривания пород средней термобуримости и труднотермобуримых. Применение ее позволяет уменьшить объем механического бурения, увеличить выход горной массы с 1 м скважины и значительно расширить область использования термического способа. Для этих целей служит станок СБШ-250МНР.

Технические характеристики станка СБШ-250МНР:

Диаметр, мм:
шарошечного долота 244,5
скважины с расширением при глубине до 20 м 400
Расход горючего, л/ч 120
Масса, т 76

Остальные параметры станка соответствуют параметрам базовой машины СБШ-250.

2.5.6. ШНЕКОБУРОВЫЕ МАШИНЫ

Шнекобуровые машины (ШБМ) предназначены для выемки полезных ископаемых (главным образом угля) из горизонтальных и пологих тонких пластов мощностью до 1 м, а в отдельных случаях и более мощных, вскрывать которые на полную глубину оказывается экономически нецелесообразным.

ШБМ выбуривают в пласте скважины (целики между которыми оставляют) и выдают уголь на поверхность шнеком. Пласты угля могут располагаться ниже дна разрезов на небольшой глубине или находиться за контуром карьерных полей после их отработки. Применение ШБМ уменьшает потери полезных ископаемых в недрах и позволяет организовать дополнительную добычу.

Одношпиндельная шнекобуровая машина ШБМ-500 с электрическим приводом рассчитана на выемку полезного ископаемого из горизонтальных и пологопадающих пластов мощностью до 1,5 м выбуриванием режущей головкой и для транспортирования его с помощью шнека до места перегрузки на разгрузочный конвейер. Станок установлен на шагающем устройстве.

У многошпиндельных машин шнеки вращаются в противоположных направлениях.

Технические характеристики шнекобуровых машин ШБМ-500:

Диаметры скважины, м 1,1; 1,3; 1,5
Производительность, т/смену, соответственно 280; 350; 460
Угол бурения при глубине бурения до 50 м, град . . . . . До 20
Длина секции шнека, м 4,2
Габаритные размеры, мм . . . 15 700×12 700×9200
Масса, т. 120

Глава 2.6

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ БУРОВЫХ МАШИН

2.6.1. РЕЖИМЫ БУРЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Эффективность использования оборудования определяется правильным выбором режимных параметров механизмов (скоростями рабочих движений, реализуемыми нагрузками на инструменте, и т.д.).

Режим бурения зависит от большого числа факторов: физико-механических свойств горных пород, конструктивных параметров машин, интенсивности рабочего процесса, квалификации оператора и др.

У ***станков вращательного бурения*** *режущим инструментом* режим бурения характеризуется силой подачи, частотой вращения бурового инструмента и эффективностью удаления продуктов разрушения.

При вращательном бурении режущим инструментом интенсивность рабочего процесса определяют удельной силой подачи.

На практике для режущих долот удельные силы подачи устанавливают в пределах 100...300 кН/м.

Частоту вращения инструмента определяют из условия транспортирования частиц породы из скважины; минимальное значение частоты вращения $n_{и.min}$ — из равенства сил трения частицы по спирали шнековой штанги и по стенке скважины (породы о породу), обусловленных центробежной силой инерции.

При угле подъема винтовой линии β

$$n_{и.min} = [g(\sin\beta + \mu\cos\beta)/(2\pi^2\mu_1 D_ш)]^{0,5},$$

где g — ускорение силы тяжести; μ — коэффициент трения стали о породу; μ_1 — коэффициент внутреннего трения породы; $D_ш$ — наружный диаметр штанги.

Требуемое значение частоты вращения бурового става $n_{ст}$ находят из соотношения между производительностью буровой машины по отбойке породы $Q_{отб}$ и производительностью шнека по транспортированию частиц породы из скважины $Q_{тр}$:

$$Q_{тр} \geq 1,1Q_{отб}.$$

Необходимая частота вращения става составит

$$n_{ст} = 4Q_{тр}/[\pi(D_ш^2 - d^2)KS\psi],$$

где d — диаметр вала шнека; K — коэффициент просыпания породы в зазор между шнеком и стенками скважины, $K = 0,8...0,9$; S — шаг винта; ψ — коэффициент заполнения объема шнека.

При сложном движении инструмента во время бурения должна быть обеспечена синхронизация движений подачи и вращения, т.е. длительность поворота лезвия инструмента на угол между лезвиями должна быть равна длительности внедрения инструмента на величину глубины внедрения h. Условие синхронизации имеет вид

$$h/v_п = \pi D/(v_р Z_п),$$

где $v_п$ и $v_р$ — скорости подачи и резания соответственно; D — диаметр инструмента; $Z_п$ — число ударов на один оборот коронки.

Отсюда соотношение между скоростями рабочих движений [7] составит

$$v_п/v_р = hZ_п/(\pi D).$$

Скорость резания ограничивается величиной мощности привода. Кроме того, при больших скоростях резания (> 5 м/с) резко возрастают динамические нагрузки и сопротивления на инструменте. При увеличении крепости породы окружную скорость коронки следует уменьшать для снижения износа инструмента. Толщина стружки также ограничена величиной мощности привода и прочностью инструмента. Число перьев определяет величину силы подачи (при заданной удельной силе подачи), нагрузку на буровой став и его прогиб. Удельная сила подачи $F_{п.уд}$ (приходящаяся на единицу длины лезвий инструмента) принимается равной 1...3 кН/см, что достаточно для разрушения пород с коэффициентом крепости f = 6...8 и не приводит к интенсивному износу инструмента.

Следовательно, параметры процесса резания взаимосвязаны и произвольный их выбор приводит к снижению эффективности рабочего процесса.

Для ***машин шарошечного бурения*** основными режимными параметрами являются сила подачи, вращающий момент на инструменте и частота вращения долота.

Рациональное значение удельной силы подачи (на диаметр долота) составляет $F_{п.уд}$ = 1... 2 МН/м. С увеличением силы подачи скорость бурения повышается. Верхний предел силы определяется прочностью долота. Сила подачи при бурении в относительно слабых породах (f = = 6...8) устанавливается исходя из исключения запрессовки шлама между зубьями шарошки.

При выборе частоты вращения шарошечного долота следует учитывать, что с ее ростом увеличиваются энергия удара зубка и число ударов в единицу времени и, как следствие, повышается скорость бурения.

Однако для большинства пород осадочного происхождения, обладающих пластичностью, с ростом частоты вращения увеличение скорости бурения замедляется. Это можно объяснить уменьшением длительности контакта зубьев с породой (зубья не успевают передать накопленную ими энергию). С увеличением твердости и хрупкости породы рациональное значение частоты вращения возрастает. Например, для мрамора рациональное значение частоты вращения ($с^{-1}$) составляет 2; для пород типа глинистых сланцев — 5...6, для песчаников 7...8; для хрупких пород типа гранитов и кварцитов $n > 8$. Следует также учитывать, что при высоких окружных скоростях резко снижается стойкость долота ввиду износа опор [2].

Кроме того, следует иметь в виду, что высокие частоты вращения часто вызывают повышенные вибрации станка, особенно при бурении крепких пород. Чтобы избежать вибрации станка в этих случаях, частоты вращения снижают до 30...80 $мин^{-1}$ [14].

Существует критическое значение частоты вращения бурового става, при котором став теряет устойчивость только от действия центробежной силы.

Вращательно-подающий механизм современного бурового станка в состоянии обеспечить удельный момент до 40 Н·м/кН силы по-

2.6.1. Рекомендуемые параметры режима бурения шарошечными долотами

Диаметр долота, мм	Наружный диаметр бурильных труб, мм	Осевая сила на долото, кН		Частота вращения, $с^{-1}$		Расход продувочного агента, $м^3/с$	
		С, СТ, Т, ТК	ТЗ, ТКЗ, К, ОК	С, СТ, Т, ТК	ТЗ, ТКЗ, К, ОК	сжатого воздуха	воздушно-водяной смеси
Долота на подшипниках качения							
146,0	89...114	60...80	80...100	2,5...2,0	2...1	0,16...0,2	–
161,0	127	100...130	130...150			0,25	
215,9	180	140...180	160...200	2,5...1,3	2...0,83	0,42	< 0,02
244,5	203	180...220	180...250			0,42...0,53	< 0,03
269,9	219	200...270	250...300			0,6...0,7	< 0,05
320,0	273	< 350	< 500			0,83...1,0	< 0,06
Долота на подшипниках скольжения							
76,0	63,5	< 30	< 40	< 2,5	< 2	0,15	< 0,01
98,4	73,0	< 40	< 60				< 0,02
112,0	89,0	< 50	< 80	2,5...1,7	2,5...1,0		
146,0	89...114	< 80	< 120	2,5...1,0			< 0,03
161,0	127,0	120...140	130...150	2...1,0	1,7...1,0	0,25	
215,9	180,0	160...200	180...220		1,0...0,83	0,42	< 0,05
244,5	203,0	200...250	220...270			0,42...0,53	
269,9	219,0	220...270	250...320			0,6...0,7	< 0,06
320,0	< 273,0	< 400	500			0,8...1,0	< 0,07

Примечания. 1. Верхние пределы осевых сил на долото соответствуют нижним пределам частот вращения долот.

2. В высшей степени крепких абразивных или в сильнотрещиноватых породах частоту вращения рекомендуется уменьшить до 1 $с^{-1}$.

3. По мере изнашивания вооружения шарошек долот М, С, Т, ТК необходимо постепенно увеличивать осевую силу на долото до верхнего предела.

дачи. На практике соотношение $M/F_п$ редко превышает значения 20...30 Н·м/кН.

В табл. 2.6.1 приведены рациональные параметры режима бурения шарошечными долотами.

Для ***буровых машин ударного и ударно-вращательного действия*** основным режимным параметром является энергия удара. При заданной глубине внедрения инструмента h требуемая энергия удара составит [15]

$$A_{уд} = 0{,}5h^2D\sigma_в[\mu + \operatorname{tg}(\alpha/2)]K_з Z_л/\eta,$$

где $\sigma_в$ — предел прочности породы при вдавливании; α — угол заострения лезвия; $K_з$ — коэффициент, учитывающий затупление лезвия; $Z_л$ — число лезвий инструмента; η — КПД ударного механизма.

Практика эксплуатации станков показывает, что скорость бурения с увеличением глубины бурения падает ввиду потерь при передаче ударного импульса в местах соединения штанг и штанги с коронкой, а также от вибрации штанг. КПД ударного механизма равен $\eta = \eta_{уд}\eta_1\eta_2$, где $\eta_{уд}$ — КПД удара; $\eta_1 = 0{,}85...0{,}95$ — коэффициент, учитывающий потери энергии удара на трение бура о стенки шпура; η_2 — коэффициент, учитывающий потери в местах соединения штанг и штанги с коронкой, а также от вибрации штанг (при резьбовом соединении штанг $\eta_2 = 0{,}75...0{,}85$; при конусном — $\eta_2 = 0{,}6...0{,}8$).

При ударно-вращательном бурении погружными пневмоударниками увеличение силы подачи обеспечивает повышение эффективности ударного воздействия на породу и рост скорости бурения. Однако одновременно возрастают силы трения лезвий о породу и необходимый вращающий момент.

Частоту ударов Z определяют из условия обеспечения требуемой производительности машины.

При бурении ударным способом важно реализовать частоту вращения инструмента (и, соответственно, число ударов за один оборот инструмента), обеспечивающую скалывающий характер разрушения породы [3].

На рис. 2.6.1 показаны схемы разрушения породы при различных углах поворота инструмента φ_1, φ_2. При малых углах поворота (при большом числе ударов за оборот) зоны разрушения перекрываются, что приводит к переизмельчению породы и росту энергозатрат. При больших углах поворота в забое остаются неразрушенные участки, что обусловливает потребность в дополнительной разработке забоя и также увеличении энергозатрат. При оптимальном значении угла поворота (контакт зон разрушения в точке k) энергоемкость разрушения имеет минимальное значение.

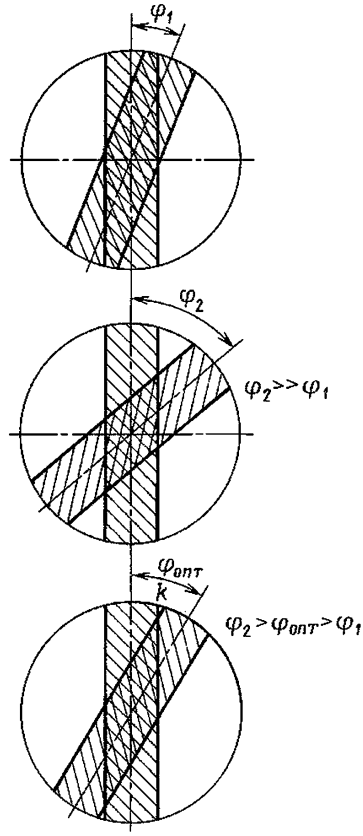


Рис. 2.6.1. Схемы разрушения породы при ударном бурении

Оптимальные значения угла поворота и частоты вращения инструмента составляют

$$\varphi_{опт} = [8\operatorname{tg}(\alpha/2)/d]\{2A_{уд}/[d\sigma_в Z_л(\operatorname{tg}(\alpha/2) + \mu)K_з]\}^{0,5};$$

$$n_{опт} = \pi\varphi_{опт}Z.$$

Режим термического бурения характеризуется температурой разрушения $T_р$ и температурным градиентом.

По известной величине коэффициента линейного теплового расширения породы $\beta_т$ определяется температура разрушения:

$$T_р = 1{,}5\sigma_{сж}(1 - \gamma_п)/(\beta_т E_у),$$

где $\gamma_п$ — коэффициент Пуассона; $E_у$ — модуль упругости породы; $\sigma_{сж}$ — предел прочности породы на сжатие.

2.6.2. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Исходными данными для определения энергетических характеристик буровых машин являются свойства горных пород, от которых зависят буримость пород, способ их разрушения, характеризующийся энергоемкостью рабочего процесса a, и требуемая производительность машины Q.

Реализуемая мощность сил сопротивления на инструменте составит

$$P_{и} = aQ.$$

Требуемое значение мощности привода (двигателя) исполнительного механизма определяют по величине режимных параметров.

Так, мощность двигателя вращателя станка шнекового бурения при угловой скорости вращения шнека $\omega_{вр}$ и КПД механизма вращателя η вычисляют из выражения

$$P_{вр} = (M + M_{п})\omega_{вр}\eta^{-1},$$

где M — вращающий момент на инструменте; $M_{п}$ — момент, необходимый для обеспечения подъема породы шнеком,

$$M_{п} = 0{,}125gK_{т}\pi D_{ш}(D_{ш}^{2} - d^{2})(\mathrm{tg}\beta + \mu_{1})H\rho\psi / K_{р},$$

где $K_{т}$ — коэффициент трения шнека о стенки скважины, $K_{т} = 1{,}5...2$; H — глубина скважины; $K_{р}$ — коэффициент разрыхления породы.

Аналогично мощность привода вращателя для станка шарошечного бурения

$$P_{вр} = M\omega_{вр}\eta^{-1}.$$

Мощность привода подачи

$$P_{п} = F_{п}v_{п}\eta^{-1},$$

где $v_{п}$ — скорость подачи бурового става.

Теоретическая мощность ударника

$$P_{у} = A_{уд}Z.$$

Мощность ударника прямо пропорциональна энергии единичного удара и частоте ударов и может возрасти при повышении давления воздуха и площади поршня. Увеличение частоты ударов обычно достигается уменьшением длины хода поршня, увеличением его площади и рабочего давления.

Требуемая мощность горелки при термическом бурении определяется по величине термобуримости горной породы:

$$П_{т.б} = \beta_{т}E_{у}/(\sigma_{р}C_{т}),$$

где $\sigma_{р}$ — предел прочности породы при растяжении; $C_{т}$ — объемная теплоемкость породы.

2.6.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ БУРОВЫХ МАШИН

Производительность (теоретическая) буровых машин определяется скоростью бурения, т.е. скоростью инструмента или скоростью подачи.

Современные буровые станки являются машинами цикличного действия, что обусловлено технологией ведения горных работ и конструктивным исполнением станка.

Технология бурения определяет последовательность выполнения операций, обеспечивающих процесс образования скважин. При обуривании части породного массива выполняют следующие операции: установку станка на заданной отметке; непосредственно бурение; наращивание бурового става по мере углубления скважины; разборку бурового става; замену изношенного инструмента; перемещение станка к отметке следующей скважины.

Техническая скорость бурения, относящаяся к чистому времени бурения отдельной скважины, зависит от соответствия показателю трудности бурения горных пород (крепости горной породы) выбранных конструкции и типа бурового инструмента, нагрузки на буровой инструмент и частоты его вращения, способа и условий удаления буровой мелочи, а также организации буровых работ. В свою очередь, от технической скорости бурения зависит эксплуатационная часовая производительность бурового станка.

Теоретическую скорость бурения для станков вращательного бурения резцовыми долотами определяют из выражения

$$v_{т} = hn_{вр}Z_{п}.$$

Техническая скорость шнекового бурения $v_{техн}$ (м/ч) долотом диаметром D (м) может быть определена по эмпирической зависимости:

$$v_{техн} = F_{п}n_{вр} / (2\sigma_{м.б}^{2}D^{2}),$$

где $F_{п}$ в кН; $n_{вр}$ в $с^{-1}$.

Для станков шарошечного бурения

$$v_{т} = hn_{вр}K_{ск},$$

где $K_{ск}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения из-за неполного скола породы между зубьями.

Техническая скорость бурения $v_{техн}$ (м/ч) скважины шарошечным долотом диаметром D (м) с силой подачи $F_п$ (МН) и частотой вращения долота $n_{вр}$ ($с^{-1}$) в породах с коэффициентом крепости f и соответствующим ему пределом прочности породы при механическом способе бурения $\sigma_{м.б}$ (МПа) может быть рассчитана по эмпирической зависимости

$$v_{техн} = 400F_п n_{вр}/(\sigma_{м.б}D^2).$$

Средняя техническая скорость бурения пород с коэффициентом крепости f = 6...16 шарошечными долотами при D = 0,2 м, $n_{вр}$ = = 2,7...1,3 $с^{-1}$ и $F_п$ = 0,12...0,22 МН составляет 20,4...7,8 м/ч; при D = 0,25 м, $n_{вр}$ = 1,35 $с^{-1}$ и $F_п$ = 0,18...0,3 МН равна 19,2...6,0 м/ч в породах с f = 6...20; при D = 0,32 м, $n_{вр}$ = 1,3 $с^{-1}$ и $F_п$ = 0,45...0,55 МН составляет 17,4...9,0 м/ч в породах с f = 12...18.

Интенсификация процесса бурения возможна при увеличении стойкости долота и частоты его вращения до 2,1...3,3 $с^{-1}$ и одновременном обеспечении виброустойчивости станка благодаря применению наддолотных амортизаторов и принудительной смазки опор долота.

У станков ударно-вращательного бурения погружными ударниками теоретическая скорость бурения

$$v_т = hn_{вр}.$$

Техническая скорость бурения $v_{техн}$ (м/ч) может быть определена по формуле

$$v_{техн} = A_{уд}Z/(D^2\sigma_{м.б}K_ф),$$

где $K_ф$ — коэффициент, учитывающий форму бурового долота (для штыревых $K_ф$ = 1,15; для крестовых 1,2; для трехперых долот 1,25).

Выполненные исследования машин ударного действия показывают, что их производительность находится в прямой зависимости от давления сжатого воздуха или рабочей жидкости. Так, увеличение давления воздуха с 0,5 на 0,1 МПа позволяет увеличить механическую скорость бурения примерно на 20 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э.** Удар. М.: Наука, 1985. 312 с.

2. **Бегагоен И.А., Бойко А.Н.** Повышение точности и долговечности бурильных машин. М.: Недра, 1986. 287 с.

3. **Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д.** Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1987. 272 с.

4. **Катанов Б.А., Сафохин М.С.** Инструмент для бурения взрывных скважин на карьере. М.: Недра, 1989. 173 с.

5. **Катанов Б.А., Высоцкий В.П., Протасов М.И.** Опыт бурения скважин со шнеко-пневматической очисткой. М.: ЦНИЭИуголь, 1983. 109 с.

6. **Катанов Б.А., Сафохин М.С.** Режущий буровой инструмент (расчет и проектирование). М.: Машиностроение, 1976. 238 с.

7. **Кантович Л.И., Дмитриев В.Н.** Статика и динамика буровых шарошечных станков. М.: Недра, 1984. 374 с.

8. **Кожевников Л.П., Белавин Л.В., Зубарев Н.А.** Исследование параметров пневмоударников с повышенным давлением сжатого воздуха // Горные машины; сборник. Свердловск: НИПИгормаш, 1982. Вып. 1. С. 37–43.

9. **Крапивин М.Г., Раков И.Я., Сысоев Н.И.** Горные инструменты. М.: Недра, 1990. 256 с.

10. **Кутузов Б.Н.** Теория, техника и технология буровых работ. М.: Недра, 1982.

11. **Лопатин Ю.С., Осипов Г.М., Перегудов А.А.** Бурение взрывных скважин на карьерах. М.: Недра, 1979. 278 с.

12. **Машины** и инструмент для бурения скважин в угольных шахтах / М.С. Сафохин, Б.А. Катанов, В.А. Суман. М.: Недра, 1982. 304 с.

13. **Медведев И.Ф.** Режимы бурения и выбор буровых машин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1986. 198 с.

14. **Перетолчин В.А.** Вращательное и шарошечное бурение скважин на карьерах. М.: Недра, 1983. 175 с.

15. **Подэрни Р.Ю.** Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. МГГУ, 2003. 606 с.

16. **Симкин Б.А., Кутузов Б.Н., Буткин В.Д.** Справочник по бурению на карьерах. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 224 с.

17. **Судошников Б.В., Есин Н.Н., Тупицын К.К.** Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия. Новосибирск: Наука, 1985. 243 с.

Раздел 3
ВЫЕМОЧНО-ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ (ЭКСКАВАТОРЫ)

Глава 3.1
КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ЭКСКАВАТОРОВ

3.1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ, ТИПАЖИ И ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ РЯДЫ ЭКСКАВАТОРОВ

Основными представителями выемочно-погрузочных машин, эксплуатируемых на открытых горных работах, являются экскаваторы. Главным качественным признаком любого экскаватора служит наличие экскавирующего (копающего) рабочего органа.

Экскаваторы классифицируют по следующим признакам: конструкции рабочего органа — одно- и многоковшовые, фрезерные; принципу действия — цикличного и непрерывного.

Важнейшим видом рабочих органов экскаваторов является ковш, конструкция которого обеспечивает разработку горных пород, различающихся как по прочности, так и по размерам кусков разрыхленной горной массы.

Одноковшовые экскаваторы, отличающиеся простым конструктивным исполнением, характеризуются относительно малой производительностью ввиду цикличности работы.

Рабочий цикл одноковшового экскаватора складывается из последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для воспроизведения нового цикла. В отличие от них многоковшовые экскаваторы, у которых все элементы рабочего цикла осуществляются одновременно (совмещено), являются машинами непрерывного действия.

К машинам непрерывного действия относят и экскаваторы, оборудованные фрезерным рабочим органом (рис. 3.1.1), применяющимся при разработке прочных (коэффициент крепости $f \leq 15$) и однородных по структуре пород.

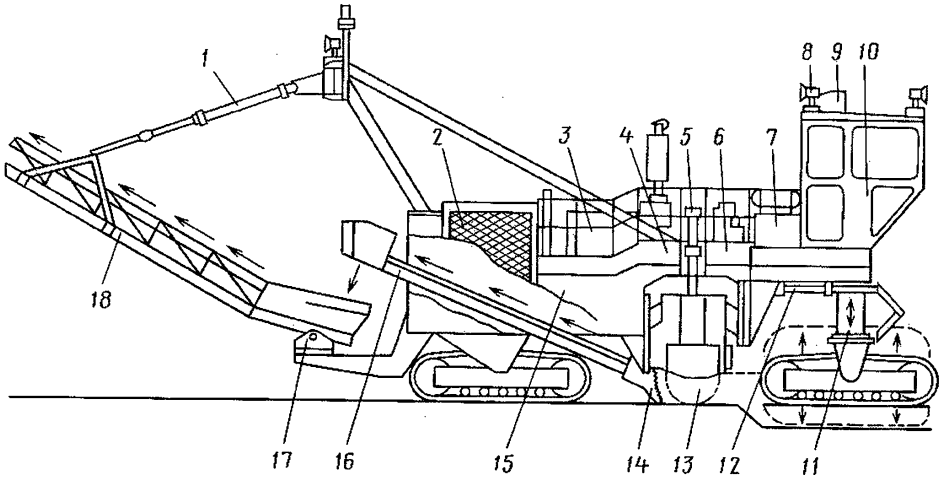


Рис. 3.1.1. Схема фрезерного экскаватора Wirtgen:
1, 5, 12 — гидроцилиндры; *2* — радиатор; *3* — двигатель; *4* — бак для гидравлической жидкости; *6* — бак для воды; *7* — коробка передач; *8* — прожектор; *9* — кондиционер; *10* — кабина оператора; *11* — механизм регулирования по высоте; *13* — режущий барабан; *14* — скреперный нож; *15* — топливный бак; *16* — приемный конвейер; *17* — поворотный стол; *18* — разгрузочный конвейер

По назначению и роду выполняемой работы экскаваторы подразделяются на следующие типажи: вскрышные; карьерные; карьерно-строительные.

Вскрышные экскаваторы предназначены для разработки покрывающих месторождение полезного ископаемого пород и перемещения их в отвал. Они отличаются увеличенными линейными размерами рабочего оборудования по сравнению с другими типами экскаваторов. Применяют следующие типы вскрышных экскаваторов: шагающие типа ЭШ (рис. 3.1.2), роторные типа ЭР (рис. 3.1.3), цепные (рис. 3.1.4), а также вскрышные лопаты типа ЭВГ (экскаватор вскрышной гусеничный) — рис. 3.1.5.

Шагающие экскаваторы имеют гибкую связь ковша с приводом (dragline), что позволяет путем снижения нагруженности стрелы увеличить вылет ковша до 80...100 м. Кроме того, использование шагающего хода, отличающегося простотой конструкции при относительно большой опорной поверхности, обеспечивает возможность применения шагающих экскаваторов при разработке пород с малой несущей способностью.

Шагающие экскаваторы характеризуются малой массой, возможностью как нижнего, так и верхнего черпания, лучшей проходимостью и маневренностью. Они отличаются большой универсальностью, обеспечивающей их широкое использование в сложных горно-геологических условиях и при разработке как слабых, так и полускальных (предварительно разрыхленных) пород.

Роторный экскаватор представляет собой самоходный агрегат непрерывного действия, экскавирующий породу ковшами, установленными на роторном колесе (роторе), и оборудованный транспортирующими устройствами.

Вскрышные роторные экскаваторы типа ЭР в определенных горно-геологических условиях (однородные нескальные горные породы осадочного происхождения, без применения буровзрывных работ перед экскавацией) являются наиболее эффективными выемочно-погрузочными машинами по ряду показателей: производительности, энергозатратам и др.

Цепной экскаватор оборудуется установленной на ковшовой раме бесконечной цепью с ковшами, размеры которой соответствуют размеру отрабатываемого забоя. Двигаясь по забою, ковши зачерпывают горную породу и транспортируют ее к приемному желобу перегрузочного устройства.

Цепные экскаваторы отличаются возможностью работ как верхним, так и нижним черпанием, а также способностью отра-

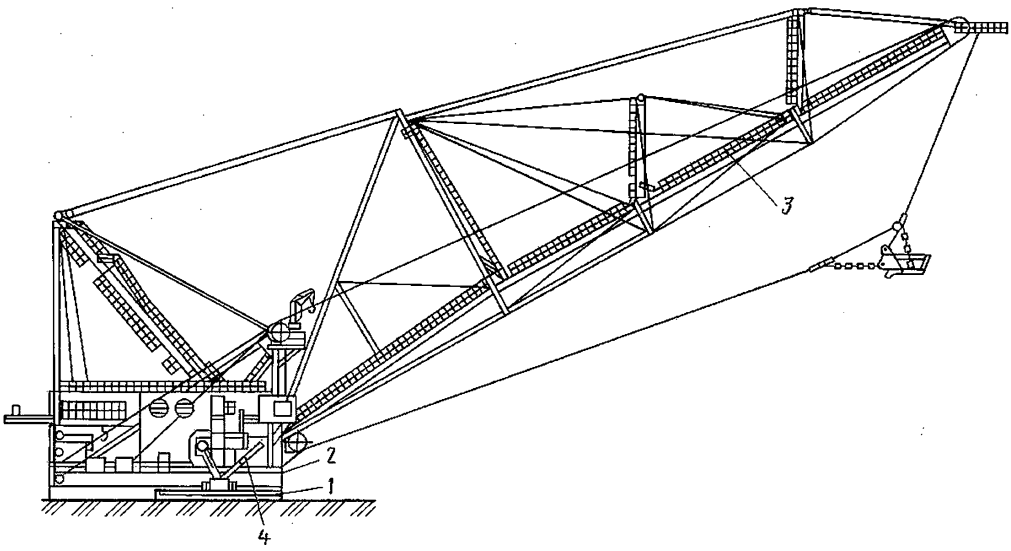


Рис. 3.1.2. Общий вид экскаватора ЭШ-15.90А:
1 — опорная база; *2* — поворотная платформа с надстройкой и механизмами; *3* — рабочее оборудование; *4* — механизм шагания

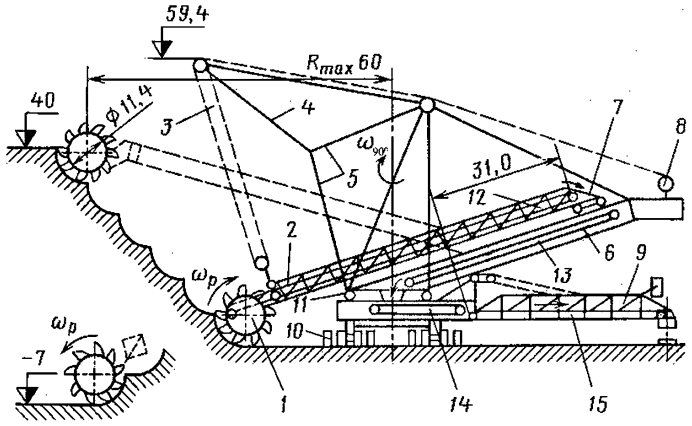


Рис. 3.1.3. Конструктивная схема роторного экскаватора с выдвижной стрелой ЭРГ-1600-40/10.31 (НКМЗ):

1 — ротор; *2* — выдвижная стрела; *3* — подвеска стрелы; *4* — пилон; *5* — надстройка; *6* — стрела противовеса; *7* — выдвижная тележка; *8* — лебедка подъема стрелы; *9* — отвальная консоль; *10* — гусеничная тележка; *11* — поворотная платформа; *12* — конвейер роторной стрелы; *13* — конвейер стрелы противовеса; *14* — перегрузочный конвейер; *15* — отвальный конвейер; ω_p — угловая скорость ротора; ω_{90} — угловая скорость платформы

ботки весьма тонких пластов; обеспечивается качественная планировка рабочего горизонта под любым углом залегания. Недостатком цепных экскаваторов является относительно большая масса ковшовой рамы и экскаватора в целом.

Вскрышные лопаты оснащены рабочим оборудованием типа «прямая лопата» с жестким креплением ковша на выдвижной рукояти. Ввиду высокого расположения центра масс экскаватора требуется использовать систему горизонтирования поворотной платформы. Характеризуются вскрышные лопаты большой массой экскаватора при относительно (по сравнению с ЭШ) небольших размерах рабочей зоны.

Вскрышные экскаваторы типа ЭВГ не производятся в РФ ввиду относительно низ-

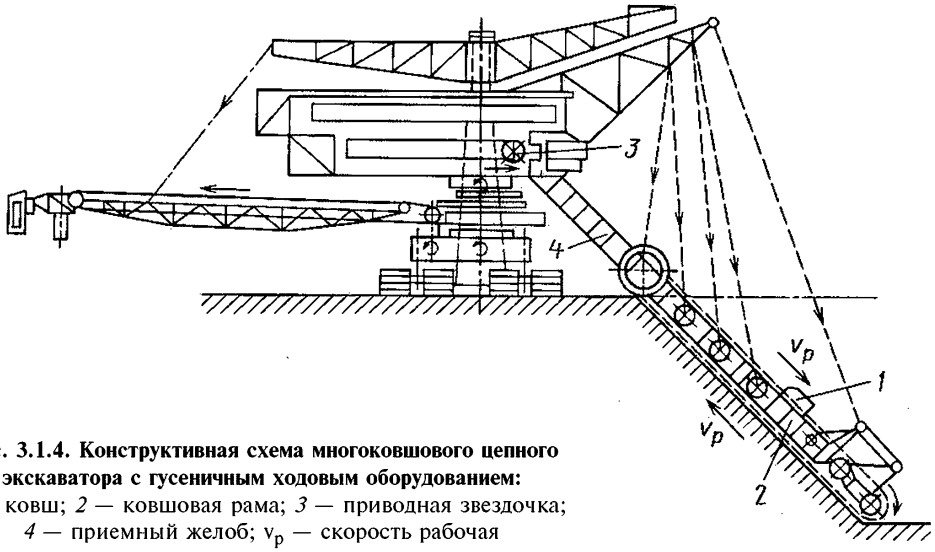


Рис. 3.1.4. Конструктивная схема многоковшового цепного экскаватора с гусеничным ходовым оборудованием:

1 — ковш; *2* — ковшовая рама; *3* — приводная звездочка; *4* — приемный желоб; v_p — скорость рабочая

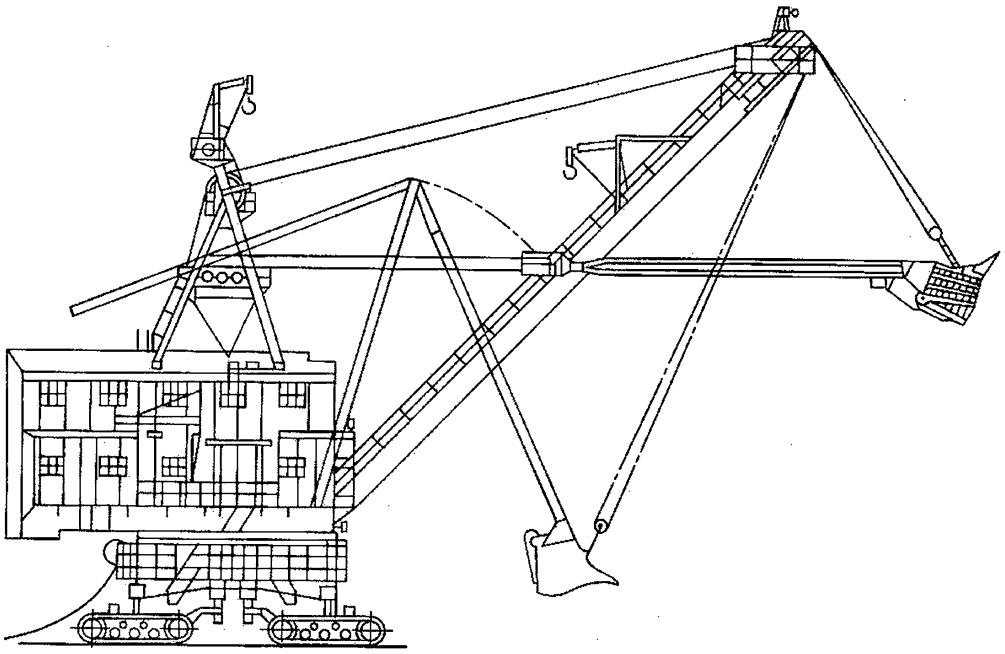


Рис. 3.1.5. Общий вид экскаватора ЭВГ-15

кой эффективности их применения по сравнению с другими вскрышными экскаваторами.

Карьерные экскаваторы предназначены для ведения добычных работ и отличаются относительно небольшими линейными размерами оборудования при его повышенной прочности; характеризуются большими силовыми возможностями и малой продолжительностью рабочего цикла (до 25 с), что обеспечивает эффективность их применения при разработке полускальных и скальных пород.

В горно-добывающей промышленности используют следующие типы карьерных экскаваторов:

– механические лопаты (мехлопаты) типа ЭКГ (экскаватор карьерный гусеничный) — рис. 3.1.6;

– гидравлические экскаваторы типа ЭГ с погрузочным рабочим оборудованием (рис. 3.1.7) и типа ЭГО, оборудованный обратной лопатой (рис. 3.1.8);

– роторные экскаваторы с повышенными силовыми характеристиками типа ЭРП (рис. 3.1.9).

Мехлопаты типа ЭКГ характеризуются способностью работать в разнообразных условиях, в том числе в особо тяжелых (при большом выходе негабаритных кусков размером до 1,5 м и более). Они оборудованы прямой лопатой, что обеспечивает возможность реализации больших сил на зубьях ковша (до 25 % веса экскаватора) при верхнем черпании.

Основным недостатком мехлопат является низкий КПД ввиду больших затрат энергии на подъем груженого ковша и рукояти при черпании.

Применение экскаваторов с гидроприводом в условиях открытых горных работ обусловлено рядом технических и технологических преимуществ этих машин по сравнению с мехлопатами.

Первоначально главным преимуществом гидропривода в экскаваторостроении считали более простую и надежную передачу мощности к рабочему оборудованию (РО) с помощью гидроцилиндров, а к приводу поворота и хода — компактными гидродвигателями. При этом упрощается конструкция экскаватора благодаря исключению передаточных устройств (редукторов, лебедок, канатно-блочных устройств и т.д.), а также обеспечивается возможность реализации всей установленной мощности привода в каждом из рабочих механизмов, повышаются интенсивность рабо-

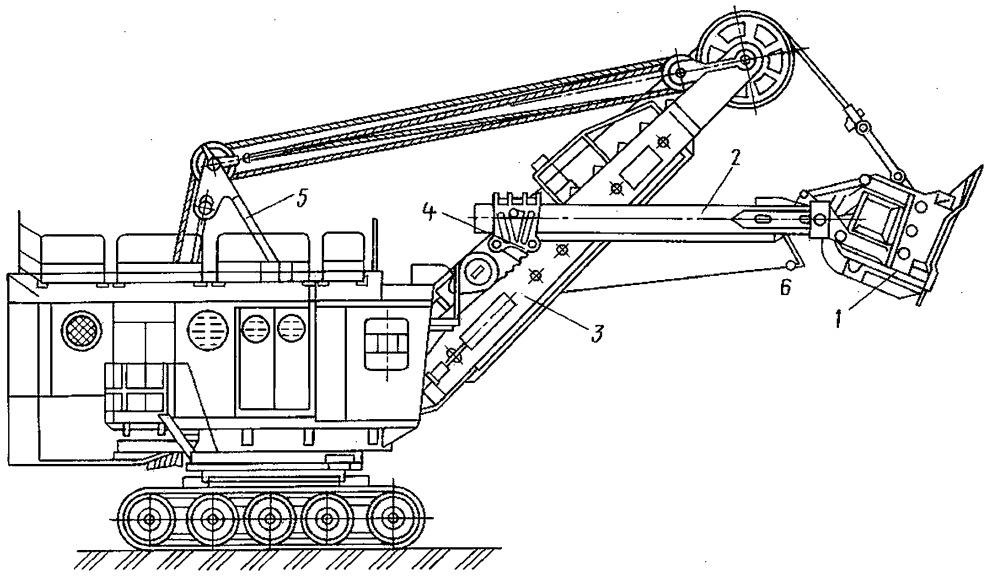


Рис. 3.1.6. Общий вид экскаватора ЭКГ-4,6А:
1 — ковш; *2* — рукоять; *3* — стрела; *4* — напорный механизм; *5* — двуногая стойка; *6* — механизм открывания днища

чих движений и производительность экскаватора в целом.

Кроме того, изменение конструктивной схемы РО путем последовательного соединения элементов (стрелы, рукояти и ковша), образующих совместно с гидроцилиндрами главные рабочие механизмы (механизмы поворота стрелы, рукояти и ковша), обеспечило повышение технологических возможностей экскаватора ввиду высокой кинематической подвижности РО и, соответственно, высокой эффективности управления рабочим органом — ковшом. В этом случае можно реализовать разнообразные траектории движения ковша и вершины режущей кромки — с постоянным углом резания, по границе массив — развал

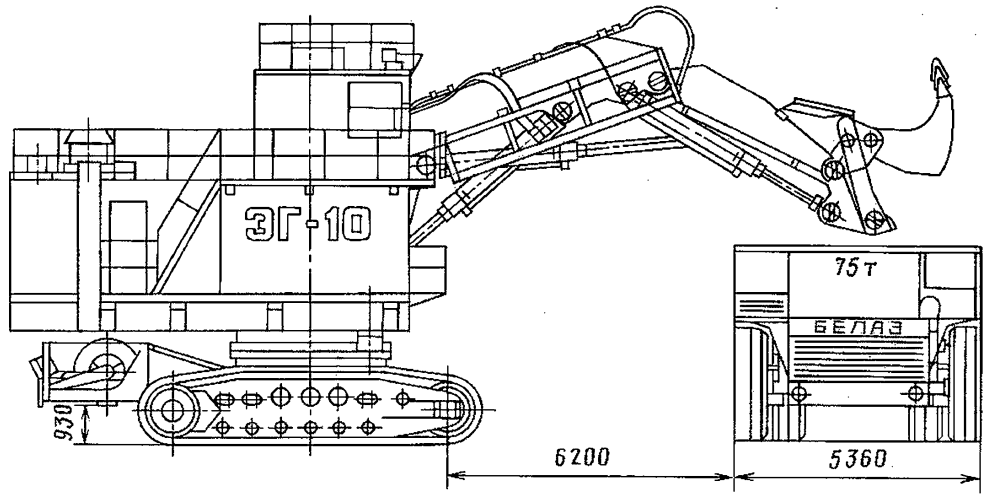


Рис. 3.1.7. Общий вид экскаватора ЭГ-10

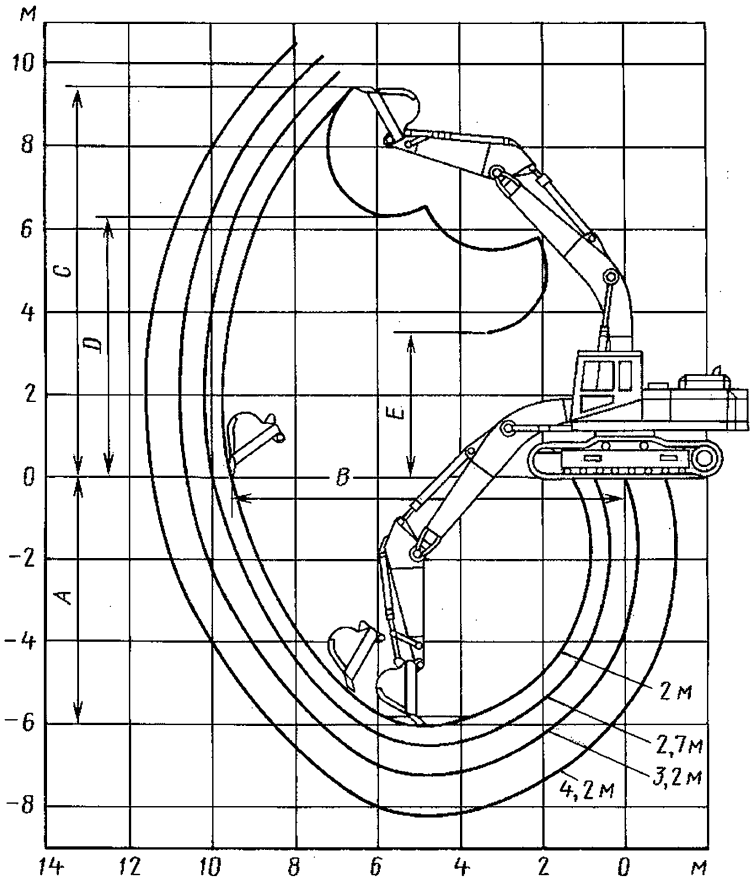


Рис. 3.1.8. Гидравлический экскаватор с рабочим оборудованием «обратная лопата». Траектории при изменении длины рукояти 2...4,2 м:

A — максимальная глубина экскавации; *B* — максимальный радиус экскавации на уровне стояния; *C* — максимальная высота копания; *D*, *E* — соответственно максимальная и минимальная высота разгрузки

породы и т.д. Также может производиться селективная разработка сложноструктурных месторождений полезных ископаемых, например отработка забоя сверху вниз наклонными по напластованию слоями.

Кроме того, гидравлическим экскаватором можно разрабатывать забой большей высоты (при равных с мехлопатой размерах рабочих зон) вследствие врезки ковша в средней части забоя (при условии высокого качества подготовки горной массы).

Начиная с середины 50-х гг. XX в. гидравлические экскаваторы малой единичной мощности (строительные или универсальные) получают широкое распространение. Российская Федерация явилась одним из пионеров создания таких экскаваторов.

Использование в гидравлических карьерных экскаваторах погрузочного рабочего оборудования позволило выявить значительно более важное преимущество — возможность реализации больших сил на зубьях ковша при горизонтальной (пологой) траектории движения вершины режущей кромки во время внедрения ковша в развал горной породы. Силы на зубьях ковша сопоставимы с весом экскаватора и ограничиваются сцепным весом. При этом существенно возрастает вместимость ковша (в 2–3 раза) и, соответственно, производительность экскаватора при одинаковых массах гидравлического экскаватора и мехлопаты.

Гидравлические экскаваторы типа ЭГО характеризуются относительно большими раз-

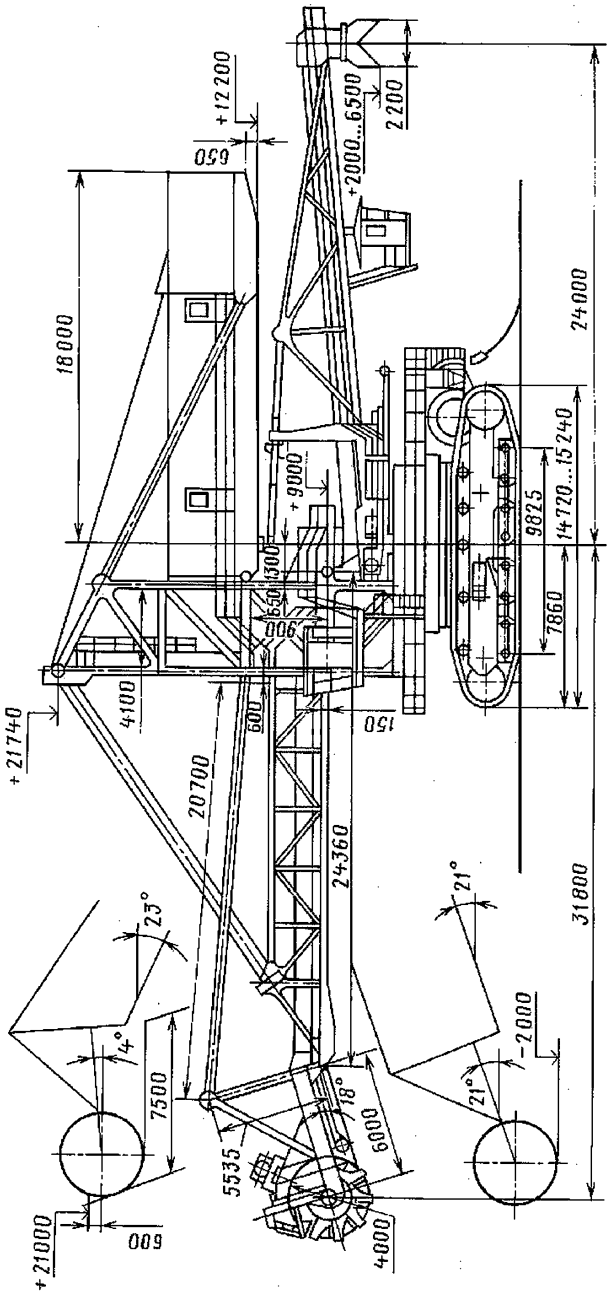


Рис. 3.1.9. Роторный экскаватор ЭРП-1600-20/2ц

мерами рабочей зоны; обеспечивают высокую эффективность селективной выемки маломощных крутопадающих пластов.

Широкое распространение получили технологические схемы совместной работы гидравлических экскаваторов с прямой и обратной лопатами. Данная схема обеспечивает значительное увеличение спаренного забоя и, в конечном счете, позволяет существенно повысить технико-экономические показатели благодаря сокращению количества транспортных горизонтов и снижению объема горных работ.

Роторные экскаваторы типа ЭРП благодаря оригинальной конструкции цельнометаллического ротора и укороченной стреле реализуют повышенные силы копания, их применяют в системах поточной безвзрывной разработки полускальных пород.

Карьерно-строительные экскаваторы отличаются использованием различного сменного рабочего оборудования (прямой и обратной лопат, грейфера, крана и т.д.), малой массой и высокой маневренностью.

Параметрические ряды экскаваторов предусматривают получение необходимых градаций параметров при сохранении конструктивного и геометрического подобия.

Параметрические ряды одноковшовых экскаваторов составлены по главному параметру — вместимости ковша E, м^3. Так, параметрический ряд мехлопат в соответствии с рядом предпочтительных чисел R5 предусматривает следующие модели: 3,2; 5; 8; 12,5 и 20 м^3.

Параметрические ряды многоковшовых экскаваторов назначают по теоретической производительности $Q_т$, м^3/ч. Для роторных экскаваторов типа ЭР параметрический ряд включает в себя следующие модели: 630, 1250, 2500, 5000 и 10 000 м^3/ч.

В целом типы экскаваторов определяются технологическими схемами работ и отличаются большим числом конструктивных схем, моделей и модификаций.

3.1.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Конструктивное исполнение экскаватора определяется видом рабочего оборудования, а также зависит от конструкции главных рабочих механизмов: подъема, напора и др.

На открытых разработках применяют следующие типы одноковшовых экскаваторов:

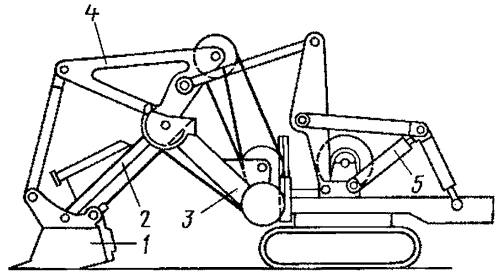


Рис. 3.1.10. Экскаватор Superfront:
1 — ковш; *2* — рукоять; *3* — стрела; *4* — рама; *5* — напорный гидроцилиндр

шагающие экскаваторы; мехлопаты и гидравлические экскаваторы.

Конструктивные схемы шагающих и гидравлических экскаваторов различаются в основном лишь исполнением рабочего оборудования, которое рассмотрено ниже.

В карьерных экскаваторах типа ЭКГ реализуются следующие схемы:

- конструктивная схема МК «Уралмаш» г. Екатеринбург (см. рис. 3.1.6);
- схема ОАО «ИЗ-КАРТЭКС»;
- схема Superfront фирмы MARION (США) — рис. 3.1.10;
- схема роторно-ковшового экскаватора (рис. 3.1.11).

На карьерах РФ эксплуатируются мехлопаты производства МК «Уралмаш»: ЭКГ-5А; ЭКГ-12; ЭКГ-20 и производства ОАО «ИЗ- КАРТЭКС»: ЭКГ-8И; ЭКГ-15 и др.

Экскаваторы производства МК «Уралмаш» отличаются повышенными выемочными возможностями благодаря устойчивости ковша во время различных направлений внешних сил при креплении ковша на двухбалочной рукояти и зубчато-реечном механизме напора [1].

Экскаваторы ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» характеризуются относительно меньшей нагруженностью конструкции ввиду применения однобалочной рукояти круглого сечения (разгруженной от кручения) и канатного механизма напора.

Конструктивная схема Superfront отличается как видом рабочего оборудования (погрузочное), так и использованием гидравлического привода в механизме напора. При внедрении ковш движется поступательно на уровне стояния. При этом потенциальная энергия рабочего оборудования, центр масс

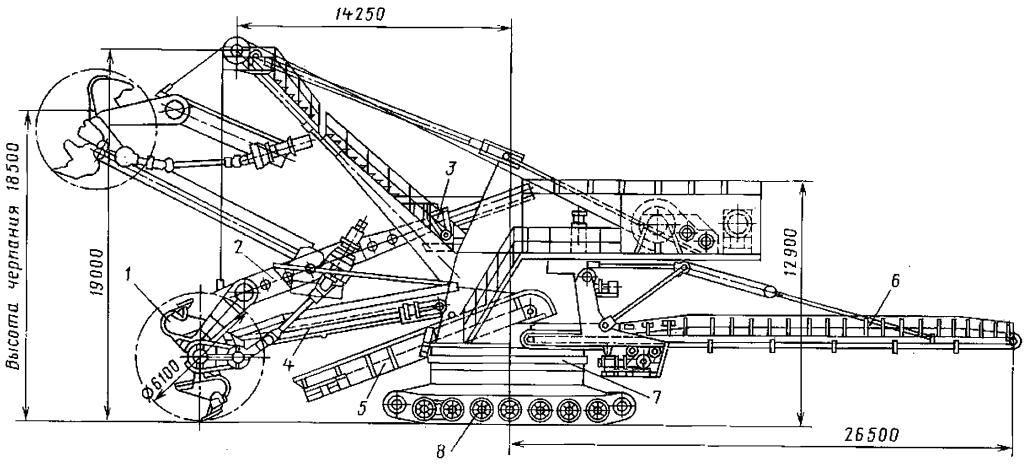


Рис. 3.1.11. Общий вид роторно-ковшового экскаватора:
1 — рабочий орган; *2* — рукоять; *3* — стрела; *4* — приемный конвейер; *5* — передаточный конвейер; *6* — разгрузочная консоль; *7* — платформа; *8* — гусеничная тележка

которого смещается вниз, переходит в работу на преодоление сопротивлений внедрению ковша.

В конечном счете, экскаваторы типа Superfront обеспечивают снижение энергоемкости процесса экскавации. Размещение гидрооборудования на платформе гарантирует повышение ремонтопригодности и снижение трудоемкости его обслуживания ввиду исключения сезонной замены рабочей жидкости. Недостатком данного экскаватора является сложность конструкции рабочего оборудования и, соответственно, низкий уровень надежности.

Схема роторно-ковшового экскаватора реализует преимущества карьерных (высокие силовые возможности) и роторных (непрерывность действия и большая производительность) экскаваторов.

3.1.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

На открытых горных разработках применяют следующие многоковшовые экскаваторы: роторные типов ЭР и ЭРП и цепные.

Роторные экскаваторы выполняют по таким конструктивным схемам:

– экскаватора радиального копания с выдвижной стрелой (см. рис. 3.1.3);

– экскаватора поперечного копания (ротор вращается в плоскости, перпендикулярной к направлению передвижения экскаватора) с невыдвижной стрелой;

– экскаватора продольного копания типа Surfase Miner (рис. 3.1.12) фирмы Krupp Industrietechnik (ФРГ).

Современные роторные экскаваторы, как правило, оснащаются невыдвижной стрелой,

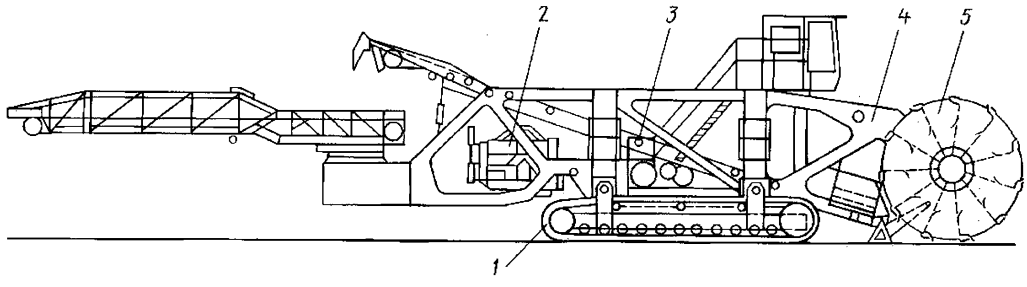


Рис. 3.1.12. Схема экскаватора Surfase Miner:
1 — гусеничный ход; *2* — привод; *3* — конвейер; *4* — рама; *5* — рабочее колесо с ковшами (ротор)

что на 20...25 % снижает их массу по сравнению с экскаваторами, имеющими выдвижную стрелу. Отсутствие подвижности стрелы компенсируется маневренностью машины на шагающе-рельсовом ходу.

Экскаватор Surfase Miner оборудован четырьмя расположенными соосно роторами, которые смонтированы перед рамой экскаватора, причем ширина захвата (снимаемой полосы породы) равна габаритным размерам гусеничного хода. Экскаваторы типа Surfase Miner обеспечивают возможность отработки пластов различной мощности (от нескольких сантиметров до 5 м и более); отличаются высокой маневренностью ввиду относительно малой массы машины.

Конструктивные схемы роторных экскаваторов подразделяют по виду общей компоновки экскаватора:

– схема с расположением стрелы ротора и приемной части разгрузочной консоли на поворотной платформе верхнего строения;

– схема с расположением стрелы на поворотной платформе и приемной части разгрузочной консоли на нижней раме (см. рис. 3.1.3);

– то же, на промежуточной платформе.

Цепные экскаваторы, как и роторные, выполняют по трем схемам — радиального, поперечного и продольного копания.

Глава 3.2

КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

3.2.1. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочее оборудование определяет тип экскаватора и его конструктивную схему.

Основными видами рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов являются: прямая лопата; обратная лопата; погрузочное оборудование; драглайн.

Прямая лопата. Прямой лопатой оборудуют карьерные экскаваторы типа ЭКГ и вскрышные экскаваторы типа ЭВГ. Прямая лопата состоит из следующих элементов: ковша, рукояти с седловым подшипником и стрелы. Свое название прямая лопата получила по виду установки ковша: он обращен режущей кромкой к забою (в отличие от обратной лопаты).

Различают следующие схемы прямых лопат: с прямым напором и жестким креплением ковша на рукояти; с прямым напором и шарнирным креплением ковша; с коленчато-рычажным напором.

Схема с прямым напором и жестким креплением ковша (рис. 3.2.1, *а*) отличается простотой конструктивного исполнения. Недостатком схемы является нестабильность режимных параметров ввиду изменения угла резания при копании.

Известны конструкции механических лопат, у которых на балках рукояти вместо тяг устанавливали гидроцилиндры для изменения угла наклона ковша экскаватора (ЭКГ-4У, ЭКГ-8И). Гидроцилиндры позволяют машинисту экскаватора дистанционно регулировать угол резания зубьев ковша по траектории его движения, угол установки ковша по отношению к оси рукояти в пределах 34...79° путем активного перемещения штоков гидроцилиндров с помощью насосов или посредством энергии гидропневматических аккумуляторов, запасенной при черпании. Изменение угла наклона ковша улучшает как условия черпания (например, при разработке сближенных пластов) и наполнения ковша, так и его разгрузку в транспортные средства, когда необходимо увеличить угол наклона передней стенки ковша к горизонту, а поднимать ковш нельзя во избежание просыпания материала или повре-

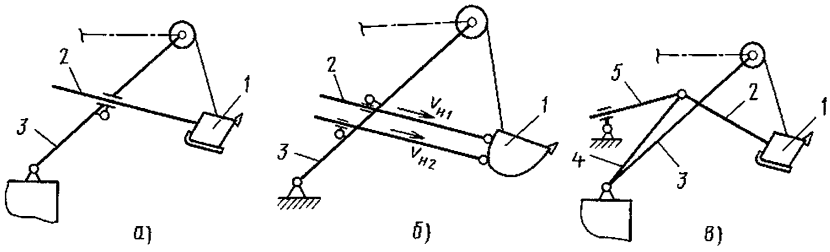


Рис. 3.2.1. Схемы рабочего оборудования:
а — с прямым напором; *б* — с двумя рукоятями; *в* — с коленчато-рычажным напором; *1* — ковш; *2* — рукоять; *3* — стрела; *4* — балансир; *5* — напорная балка

ждения транспортного средства от удара падающих с большой высоты кусков. При верхней погрузке, наоборот, для обеспечения разгрузки следует увеличивать угол наклона задней стенки ковша.

Схема с прямым напором и шарнирным креплением ковша (рис. 3.2.1, *б*) выполняется с двумя рукоятями с независимыми механизмами напора и поворотным ковшом. Она обеспечивает эффективное управление положением ковша, а также плавность разгрузки ковша, что позволяет использовать транспортные средства меньшей грузоподъемности.

Схема с коленчато-рычажным напором (рис. 3.2.1, *в*) отличается большими линейными размерами ввиду разгрузки стрелы при креплении рукояти посредством балансира. Ее применяют на вскрышных экскаваторах типа ЭВГ.

Существующие конструкции рабочего оборудования прямой лопаты подразделяют на два типа:

– механические лопаты с внешней рукоятью, у которых балки рукояти проходят снаружи стрелы (ЭКГ-5А, ЭКГ-12, ЭКГ-4УС, ЭКГ-20) — рис. 3.2.2;

– механические лопаты с внутренней рукоятью, у которых балки рукояти проходят внутри стрелы (ЭКГ-10, ЭВГ-15 и их модификации) — рис. 3.2.3.

Внешнюю рукоять (рис. 3.2.4) выполняют из двух балок *1*, соединяемых концевой отливкой *2*. По верхним накладкам *3* балок скользят ползуны седловых подшипников. При износе накладки заменяют. Снизу приварены зубчатые рейки *4*. С ковшом рукоять соединяют с помощью кронштейнов *5* и тяг переменной длины.

Двухбалочная рукоять охватывает стрелу снаружи и проходит через два направляющих гнезда седлового подшипника, смонтированного на напорном валу (рис. 3.2.5) снаружи конструкции стрелы.

Стрела (см. рис. 3.2.2) представляет собой сварную металлоконструкцию *1*, которая своими литыми пятами при помощи пальцев устанавливается в проушинах поворотной платформы. С последней она дополнительно связана тягами *2*, снабженными стяжными гайками. В верхней части стрелы размещены головные блоки для направления подъемного каната. На оси головных блоков сидят также щеки, несущие ось с блоками для стрелового каната. На нижнем листе стрелы закреплены деревянные брусья, которые смягчают случайные удары рукояти по стреле. В средней части стрелы установлен напорный механизм *5*. На площадке, предусмотренной для обслуживания напорного механизма, смонтирован механизм открывания днища ковша, состоящий из двигателя и редуктора, на выходном валу которого закреплен барабан.

Оборудование с внешней рукоятью обеспечивает хорошую устойчивость ковша

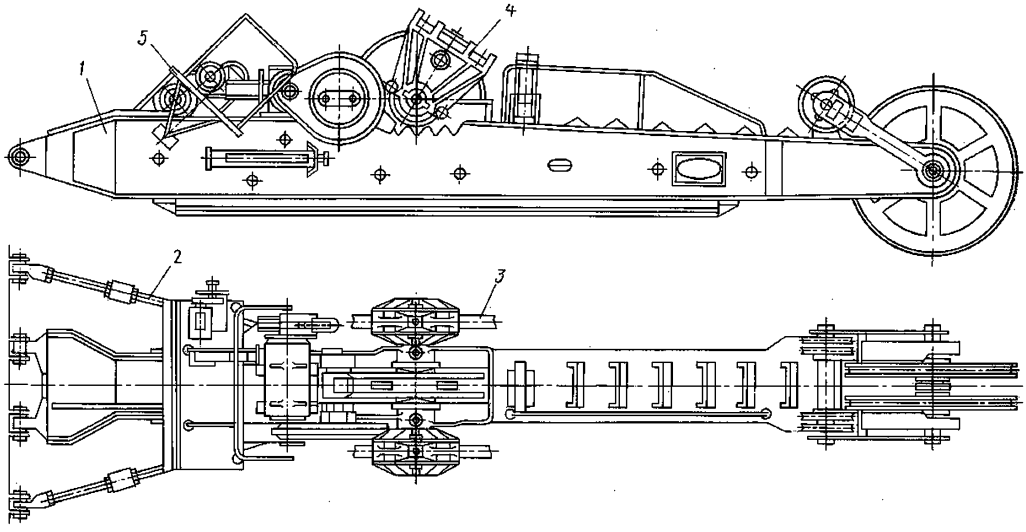


Рис. 3.2.2. Стрела и напорный механизм:
1 — стрела; *2* — тяга; *3* — балка рукояти; *4* — седловой подшипник; *5* — напорный механизм

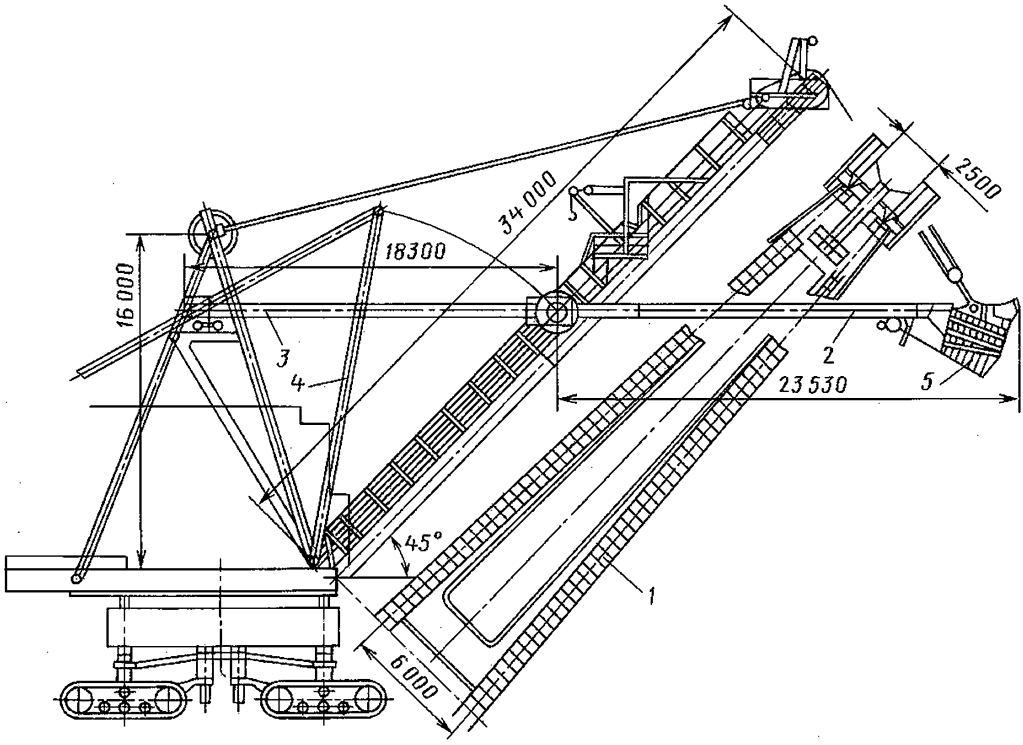


Рис. 3.2.3. Рабочее оборудование с внутренней рукоятью:
1 — стрела; *2* — рукоять; *3* — напорная балка; *4* — балансир; *5* — ковш

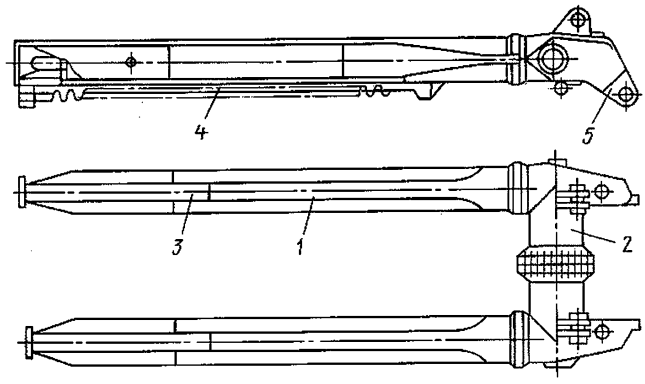


Рис. 3.2.4. Двухбалочная рукоять:
1 — балка; *2* — концевая отливка; *3* — накладка; *4* — рейка; *5* — кронштейн

в процессе отделения породы от массива. Его применяют на карьерных лопатах, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации.

Внутренняя рукоять (рис. 3.2.6) характеризуется малой металлоемкостью ввиду разгрузки от скручивающих моментов. Оборудование с внутренней рукоятью выполняется в основном с канатным напором, причем рукоять имеет круглое сечение.

Стрела (рис. 3.2.7) двухбалочная, шарнирно сочлененная, состоит из верхней сек-

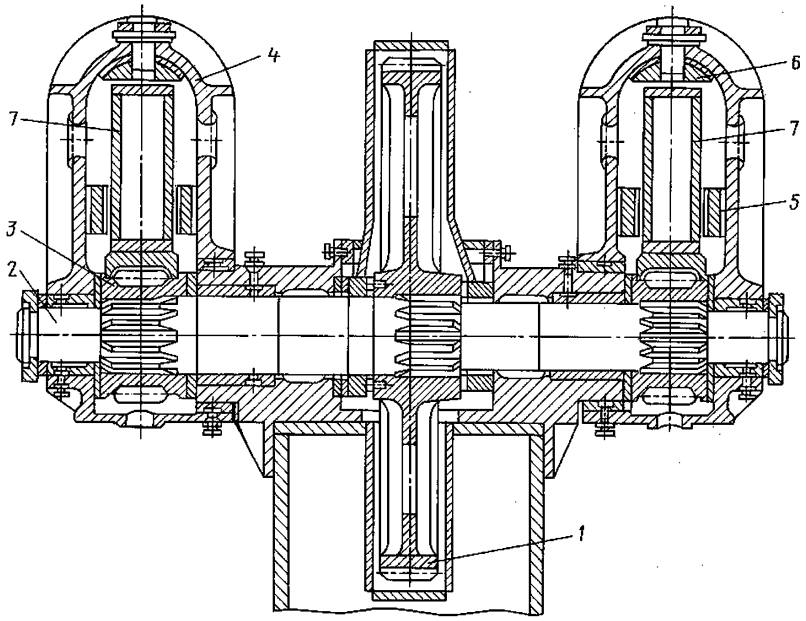


Рис. 3.2.5. Напорный вал:
1 — зубчатое колесо; *2* — напорный вал; *3* — кремальерная шестерня; *4* — седловой подшипник; *5*, *6* — направляющие ползуны; *7* — балка рукояти

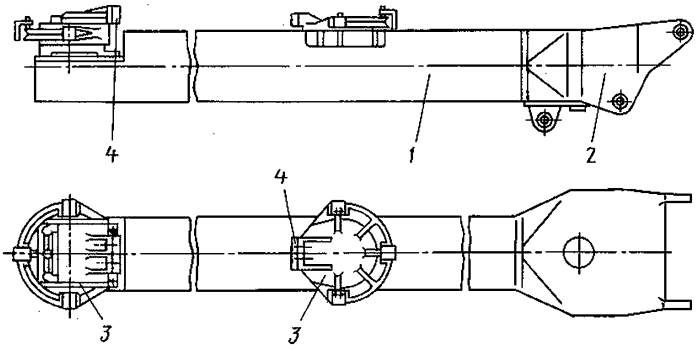


Рис. 3.2.6. Внутренняя рукоять круглого сечения:
1 — балка; *2* — концевая отливка; *3* — полублок; *4* — упор

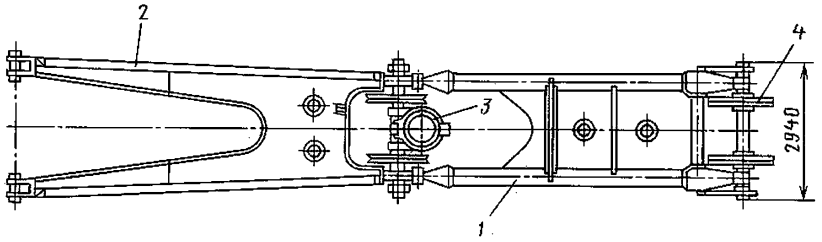


Рис. 3.2.7. Шарнирно сочлененная стрела:
1, *2* — нижняя и верхняя секции стрелы; *3* — седловой подшипник; *4* — головной блок

ции *1* и нижней *2*. Своей пятой нижняя секция *2* стрелы опирается через ступенчатую ось на кронштейны поворотной платформы. В верхней части нижней секции стрелы проходит ось седлового подшипника, к которой крепятся качающийся седловой подшипник *3* и подкосы, соединяющие стрелу с двуногой стойкой и образующие жесткий треугольник.

Верхняя секция стрелы соединяется с нижней шарнирно. На верхней секции на оси головных блоков *4* предусмотрены серьги для крепления вант. Верхняя секция разгружена от изгибающих нагрузок и вследствие этого значительно облегчена. Обе секции представляют собой сварные балки из труб с концевыми отливками из углеродистой стали по концам. На нижней секции имеется полублок для подъема стрелы при монтаже, на верхней — кронштейны с клиновыми втулками для крепления концов подъемных канатов.

Основные преимущества данной схемы следующие:

1) нагрузки от собственной силы тяжести всего рабочего оборудования и напорная сила в основном воспринимаются двумя подкосами, соединяющими шарнир стрелы с двуногой стойкой. При этом уменьшаются изгибающие моменты, действующие на стрелу, и, следовательно, сечения ее элементов и масса стрелы;

2) круглая однобалочная рукоять не воспринимает скручивающих нагрузок, что позволяет значительно облегчить ее конструкцию;

3) механизм напора расположен не на стреле, а на платформе, что уменьшает момент инерции поворотной части, исключает дополнительные нагрузки на стрелу от силы тяжести механизма напора;

4) канатный напор характеризуется относительной бесшумностью и плавностью работы.

К основным недостаткам такой схемы рабочего оборудования относят малую устойчивость ковша в забое, особенно проявляющуюся в скальных забоях, что приводит к снижению производительности машины. Так, в скальных забоях производительность экскаватора ЭКГ-8И практически такая же, как у ЭКГ-5, несмотря на значительную вместимость ковша.

Основным элементом оборудования, определяющим схему работы и характер рабочего процесса, является ковш. Конструкции ковшей, применяемых на лопатах, отличаются большим разнообразием и зависят от назначения ковша, способов его изготовления и разгрузки.

Ковши прямых лопат по виду соединения с рукоятью можно разделить на две группы: с шарнирным и жестким соединениями. Ковши первой группы применяют на большинстве карьерных экскаваторов. В последнем случае концевая отливка рукояти является задней стенкой ковша.

По назначению ковши подразделяют на тяжелые, средние и легкие для разработки соответственно тяжелых, средних и легких пород, а также для выемки и погрузки угля.

Типы и ряды вместимости ковшей прямых лопат от 4 $м^3$ и более регламентированы ОСТ 24.072.06–80 и установлены: КОПЛ — для особо легкой породы (плотность ρ до 1,6 $т/м^3$); КПЛ — для легкой породы (1,6...2 $т/м^3$); КПС — для средней породы (2...2,5 $т/м^3$); КПТ — для тяжелой породы (до 4 $т/м^3$). Назначение ковша определяет собой и технологию его изготовления. Для работ в тяжелых условиях (погрузка руды, скальных пород и др.) применяют преимущественно литые ковши, в легких породах — сварные; наиболее широко распространены комбинированные ковши — сварно-литые.

Ковш сварно-литой вместимостью 8... 10 $м^3$ ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» (рис. 3.2.8) состоит из корпуса, днища, траверсы, пяти зубьев и механизма торможения днища. Корпус ковша сваривают встык из четырех отливок. Передняя стенка, подверженная наибольшему износу, выполнена из высокомарганцовистой стали 110Г13Л. Заднюю стенку, цельнолитую из низкоуглеродистой стали, сваривают встык с двумя боковыми стенками. На задней стенке имеются проушины для присоединения ковша к рукояти, подвешивания днища и крепления траверсы ковша.

У ковшей современных механических лопат задняя стенка по высоте, как правило, значительно меньше передней. С лицевой стороны передняя стенка ковша в целях лучшего захвата и более эффективного его заполнения имеет либо плоскую, либо цилиндрическую форму с большим радиусом кривизны. На ковшах, предназначенных для работ в скальных породах, переднюю стенку выпол-

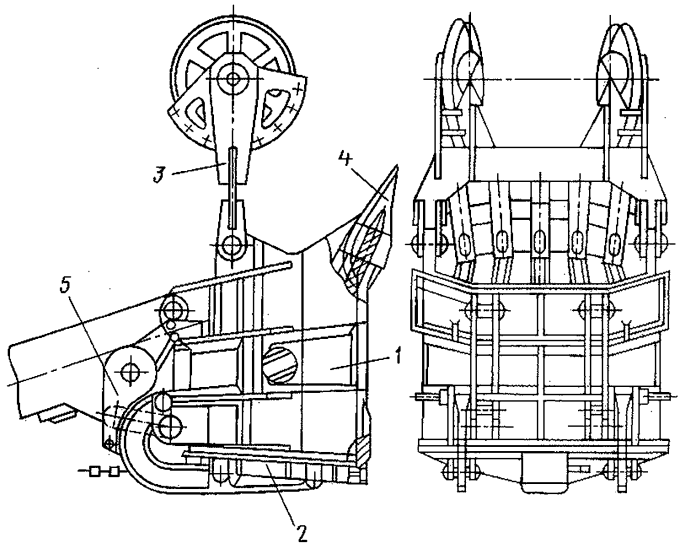


Рис. 3.2.8. Сварно-литой ковш экскаватора ЭКГ-8И:
1 — корпус; *2* — днище; *3* — траверса; *4* — зуб; *5* — механизм торможения днища

няют более закругленной. Верхняя часть стенки, образующая кромку ковша, снабжена литым козырьком из высокомарганцовистой стали, повышающим прочность и долговечность стенки.

При опускании рукояти с ковшом днище автоматически захлопывается под действием собственной силы тяжести. Механизм торможения днища позволяет уменьшить размах колебаний днища при открывании и ослабить его удары о ковш.

Механизм торможения состоит из рычагов, закрепленных на днище и задней стенке ковша, и пружины. При затяжке пружины головки рычагов, соединенных шарнирно, прижимаются друг к другу и между ними возникает тормозной момент, величину которого можно регулировать.

Зубья ковша прямой лопаты сменные. Для экскаваторов средней и большой мощности их отливают из высокомарганцовистой стали 110Г13Л и наплавляют твердым сплавом.

Зубья или их сменные наконечники преимущественно делают симметричными относительно продольной оси. Для дальнейшей работы после затупления зуб или наконечники снимают и поворачивают на 180°. Зуб считается непригодным, если угол его заострения превышает 60°.

Зуб *1* (рис. 3.2.9, *а*) к режущей кромке ковша *2* может крепиться с помощью клина, состоящего из фасонного зажима *3*, прокладки *4* и клина *5*, забиваемого в паз зуба и загибаемого для предохранения от выскакивания.

Наиболее рациональным по расходу металла является двухсекционный зуб (рис. 3.2.9, *б*) со сменным наконечником, состоящий из основания *1*, надеваемого на режущую кромку ковша, и сменной коронки *2*. Удерживает коронку палец *3*, застопоренный сухарем *4* и поддерживаемый резиновой подушкой *5*.

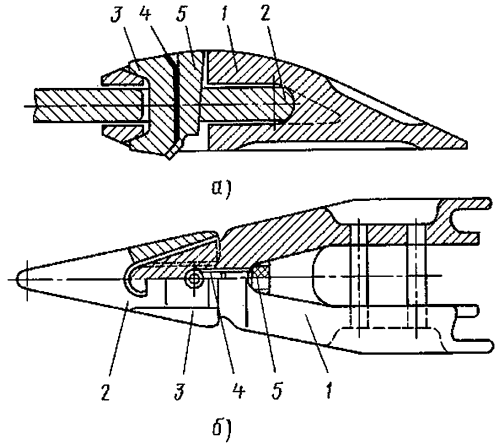


Рис. 3.2.9. Конструкции крепления:
а — сменных зубьев (МК «Уралмаш»); *б* — сменных наконечников (ОАО «ИЗ-КАРТЭКС»)

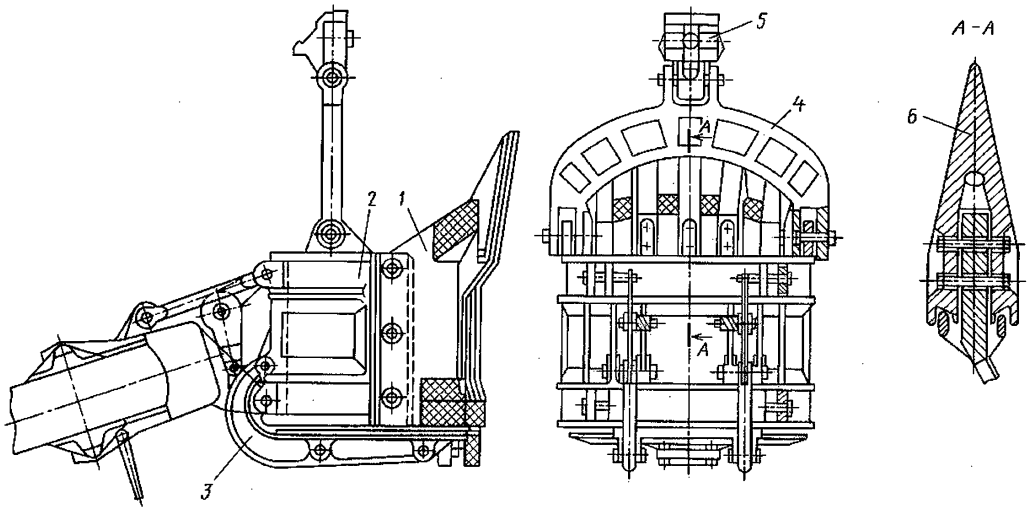


Рис. 3.2.10. Ковш с коромыслом:
1, *2* — передняя и задняя стенки ковша; *3* — днище; *4* — коромысло; *5* — обойма блока; *6* — зуб

Ковш подвешивается к подъемному канату посредством блоков. При двухбалочной рукояти на коромысле ковша устанавливают центральный блок (рис. 3.2.10). При внутренней рукояти, разгруженной от кручения, более эффективна подвеска ковша с креплением двух блоков к углам траверсы (см. рис. 3.2.8). При такой схеме одна из ветвей подвески воспринимает момент от внецентренно приложенной силы на зубьях ковша.

В ИГД СО РАН (Новосибирск) ведутся работы по созданию мехлопат с ковшом активного действия. Практическим результатом этих работ является созданный совместно с МК «Уралмаш» экскаватор ЭКГ-5В с ковшом активного действия, предназначенный для разработки горных пород средней крепости без предварительного рыхления. В передней стенке ковша в специальных приливах монтируются пневмомолоты, приводящие в действие ударные зубья, послойно разрушающие горную породу.

В целом рабочее оборудование типа «прямая лопата» отличается повышенной прочностью и надежностью; обеспечивает высокую производительность выемочно-погрузочных работ при разработке полускальных и скальных пород (при их предварительном рыхлении).

Поскольку схема оборудования предусматривает работу при верхнем черпании горной массы, то наибольшая эффективность применения прямой лопаты достигается при разработке крупных месторождений полезных ископаемых с высотой рабочих уступов до 30 м и более.

Обратная лопата. Рабочее оборудование типа «обратная лопата» применяют в основном на гидравлических экскаваторах. Обратная лопата обеспечивает возможность черпания как выше, так и ниже уровня стояния экскаватора; характеризуется большими (по сравнению с прямой лопатой) размерами рабочей зоны. Эффективная работа оборудования достигается даже при малых углах откоса уступов.

Погрузочное оборудование. Погрузочное оборудование (рис. 3.2.11) является основным видом рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, так как реализация схемы работы погрузчика при поступательном движении ковша на уровне стояния обеспечивает устойчивость экскаватора при существенном росте энергосиловых параметров и производительности машины.

Погрузочное рабочее оборудование существенно отличается от оборудования типа «прямая лопата» как по линейным размерам, так и по конструктивному исполнению. Габаритные размеры рабочего оборудования, в частности ковша, соответствуют габаритным размерам (ширине) ходового оборудования. Благодаря значительно меньшим габаритным размерам и массе машины обеспечиваются

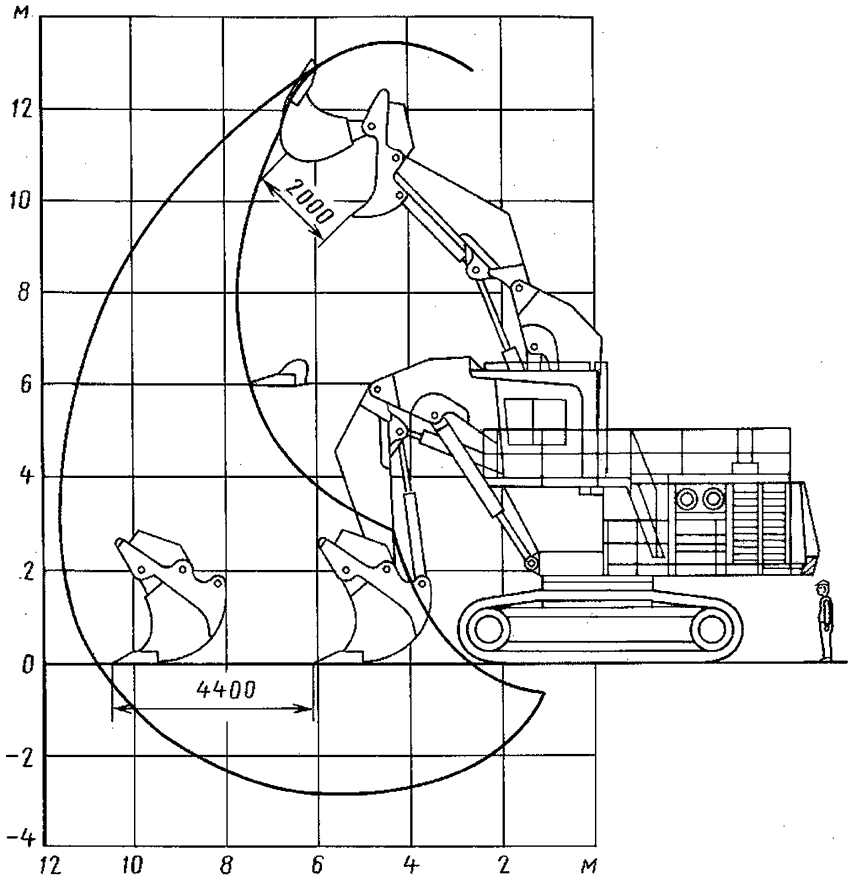


Рис. 3.2.11. Экскаватор с погрузочным рабочим оборудованием

меньшие давления на подошве забоя и большая скорость передвижения экскаватора. Также это оборудование может работать на площадках с уклоном до 10...12°, что недопустимо для тяжелых мехлопат.

Вместе с тем при поступательном движении ковша в ходе процесса внедрения появляется необходимость совместной работы всех трех гидроцилиндров: поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша. В этом случае некоторые гидроцилиндры могут (вследствие проявления свойства обратимости гидромашин) действовать в режиме «насос». Например, при опускании стрелы в процессе внедрения ковша рабочая жидкость стравливается (дросселируется) из гидроцилиндра поворота стрелы, т.е. происходит регенерирование гидравлической энергии, которая полностью (при сливе жидкости в бак) или частично (при рекуперации энергии) теряется.

Кроме того, при поступательном движении ковша возрастает сложность управления рабочим органом и регулирования режимных параметров, обусловленная значительной нагрузкой на оператора при большом количестве переключений аппаратуры управления.

Таким образом, несмотря на достижения в области создания конструкций гидравлических экскаваторов, они имеют ряд недостатков, обусловленных как характером силового воздействия ковша на горную породу, заключающегося в «выдавливании» породы из массива, так и низкой эффективностью преобразования гидравлической энергии в механическую:

– реализация больших рабочих нагрузок приводит к увеличению металлоемкости рабочего оборудования;

– ввиду совместного действия главных рабочих механизмов и регенерирования гид-

равлической энергии «обратимыми» гидроцилиндрами возрастают энергозатраты на экскавацию горной массы;

– усложняется управление ковшом в процессе внедрения ввиду необходимости одновременного регулирования режимных параметров главных рабочих механизмов.

Приведенные особенности гидравлических карьерных экскаваторов определили и направления развития конструкций. Основными направлениями развития и совершенствования конструкций, сформулированными в ряде работ [7–12], являются:

– совершенствование кинематических схем рабочего оборудования с целью упрощения управления и расширения областей использования гидроэкскаваторов;

– автоматизация системы управления;

– создание энергосберегающих (рекуперирующих) приводов с целью уменьшения энергопотребления при увеличении энерговооруженности.

В области совершенствования кинематических схем рабочего оборудования предполагается создание таких систем, которые бы позволяли не только поддерживать определенный угол наклона ковша к горизонту (система горизонтирования ковша), но и регулировать силовые параметры при меняющихся условиях отрабатываемого забоя, снижая пиковые нагрузки на экскаватор и повышая его устойчивость.

Совершенствование конструкций рабочего оборудования происходит в рамках указанных направлений. Так, фирма Mannesmann Demag (Германия) — одна из крупнейших экскаваторостроительных фирм, впервые освоившая крупносерийное производство гидравлических карьерных экскаваторов большой единичной мощности. Она традиционно создает экскаваторы с оборудованием, выполненным по базовой схеме (см. рис. 3.2.11) и отличающимся простотой конструктивного исполнения и высокой степенью надежности. Повышение технического уровня машин обеспечивается благодаря совершенствованию гидропривода и автоматизации системы управления [13, 14]. Базовая схема оборудования используется и в новом экскаваторе ЭГ-5,5 производства ОАО «ИЗ-КАРТЭКС».

Ряд фирм: МК «Уралмаш», Komatsu (Япония) и др. — применяют корректирующее устройство для увеличения относительного смещения элементов рабочего оборудования и выравнивания нагрузок.

Фирмы Orenstein und Koppel (Германия), Liebherr (Германия), Caterpillar (США), Komatsu и др. используют параллелограммную подвеску ковша (рис. 3.2.12, *а*) в конструкциях оборудования, что обеспечивает близкое к поступательному движение ковша (на определенном участке рабочей зоны экскаватора) и упрощает управление рабочим процессом [15].

Дальнейшим шагом в этом направлении является система Tripower (рис. 3.2.12, *б*), разработанная фирмой Orenstein und Koppel (Германия) и реализованная в экскаваторе RH-120C. В этой схеме используется двойной параллелограмм. Конструкция широко разрекламирована как яркий представитель гидравлических экскаваторов нового поколения [16, 17].

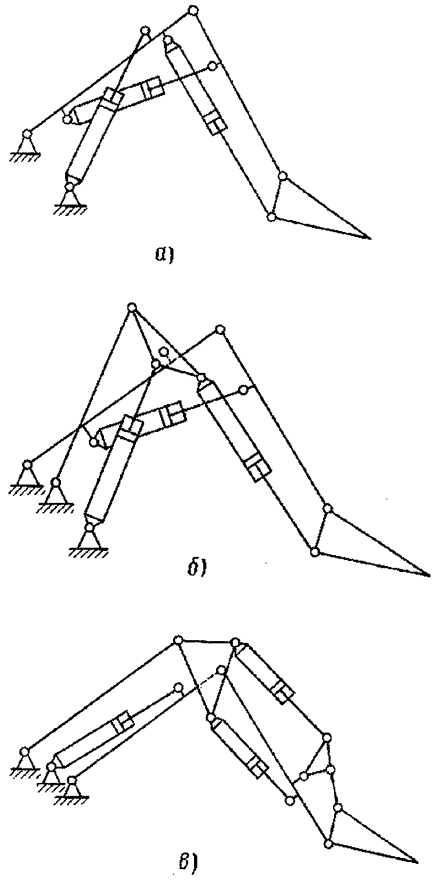


Рис. 3.2.12. Схемы рабочего оборудования:
а — с параллелограммной подвеской ковша; *б* — схема Tripower; *в* — схема LB

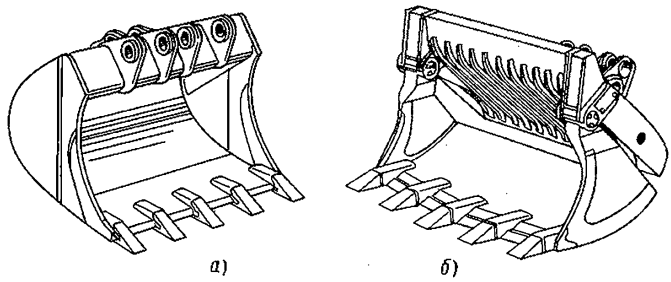


Рис. 3.2.13. Конструкции ковшей:
а — поворотный; *б* — челюстной

Использование параллелограмма предусмотрено и в структурной схеме оборудования экскаваторов серии LB (рис.3.2.12, *в*) фирмы Bola Ladetechnik (Германия) [18]. Экскаваторы серии LB работают на угольных разрезах России.

Схемы со вспомогательными гидроцилиндрами применяют фирмы Caterpillar (США), Komatsu, Hitachi (Япония) и др. Вспомогательные гидроцилиндры используются как аккумуляторы и обеспечивают снижение энергозатрат.

Наблюдаемая эволюция конструктивных схем рабочего оборудования (от простейшей базовой схемы к усложненным схемам) отражает как стремление фирм-производителей запатентовать «фирменные» технические решения, так и потребность повысить качество оборудования путем снижения или исключения негативного действия указанных факторов.

Конструктивное исполнение основных элементов погрузочного рабочего оборудования, кроме ковша, практически одинаковое.

Различают ковши поворотные, или совковые (рис. 3.2.13, *а*), и челюстные (рис. 3.2.13, *б*). Передняя стенка челюстного ковша, снабженная зубьями, образует с боковыми стенками жесткую конструкцию, шарнирно присоединенную к задней стенке. После наполнения ковша в процессе черпания для осуществления разгрузки передняя стенка вместе с боковинами поворачивается гидроцилиндрами. При этом между передней стенкой и задней в нижней части ковша образуется достаточный для разгрузки материала зазор, ширина которого в процессе разгрузки может регулироваться оператором-машинистом, что позволяет осуществлять постепенное заполнение транспортного сосуда.

Возможность поворота ковша и корректировка угла резания значительно улучшают условия работы и обеспечивают резкое снижение износа режущей части ковша, что позволяет применять зубья относительно меньших размеров. Однако при работе широким ковшом возникают повышенные сопротивления внедрению и, кроме того, создаются дополнительные скручивающие нагрузки при несимметричном направлении действия внешних сил. Излишняя ширина ковша затрудняет процесс его разгрузки и приводит к просыпи породы на рабочую площадку, что снижает срок службы шин автосамосвалов.

Рукояти и стрелы современных гидравлических экскаваторов представляют собой сварные коробчатые конструкции. Во всех своих модификациях они воспринимают весьма значительные нагрузки изгиба и кручения. Их сочетание может быть самым разнообразным, но динамичность внешних воздействий меньше, чем у мехлопат в основном благодаря незначительной инерционности гидропривода и ограничению пиковых нагрузок предохранительными клапанами.

Тем не менее к конструкциям рукояти и стрелы предъявляют строгие требования в части устранения мест концентрации напряжений и рационального использования материала с целью максимального снижения массы этих узлов.

Благодаря техническим (простоте конструктивного исполнения, малой массе машины) и технологическим (высокой маневренности, большой производительность) преимуществам гидравлические экскаваторы с погрузочным оборудованием представляют собой образец техники нового поколения и в последнее время неуклонно завоевывают первенство на мировом рынке выемочно-погрузочных и землеройных машин.

Драглайн. Рабочее оборудование драглайна состоит из ковша с подвеской, стрелы и направляющего устройства.

Рабочее оборудование отличается простотой конструктивного исполнения; обеспечивает эффективное управление ковшом в процессе копания и транспортирования. Вместе с тем, оборудование имеет и ряд недостатков, а именно:

– потери породы при транспортировании ковша ввиду уменьшения тяговой силы при перемещении ковша к месту разгрузки и, соответственно, наклона ковша;

– невозможность совместной работы шагающего экскаватора с транспортным средством ввиду наличия зоны саморазгрузки ковша.

Конструктивное исполнение рабочего оборудования определяется условиями эксплуатации.

Ковш. Ковши драглайнов позволяют вести разработку горных пород до IV категории крепости по «Единым нормам выработки», в том числе пород, требующих предварительного рыхления, с плотностью до 2,9 т/м^3.

Характеризуются ковши показателем удельной металлоемкости, т.е. отношением массы порожнего ковша к его вместимости. В зависимости от назначения их подразделяют на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоемкостью 0,84...1,6 т/м^3. При этом с ростом вместимости ковша его удельная металлоемкость снижается.

По конструкции ковши драглайнов бывают арочные и безарочные.

Арочный ковш (рис. 3.2.14) состоит из сварного корпуса, козырька, отлитого заодно с основаниями зубьев, и арки. Арка создает боковую жесткость ковша и является местом крепления разгрузочного каната. Наибольшей

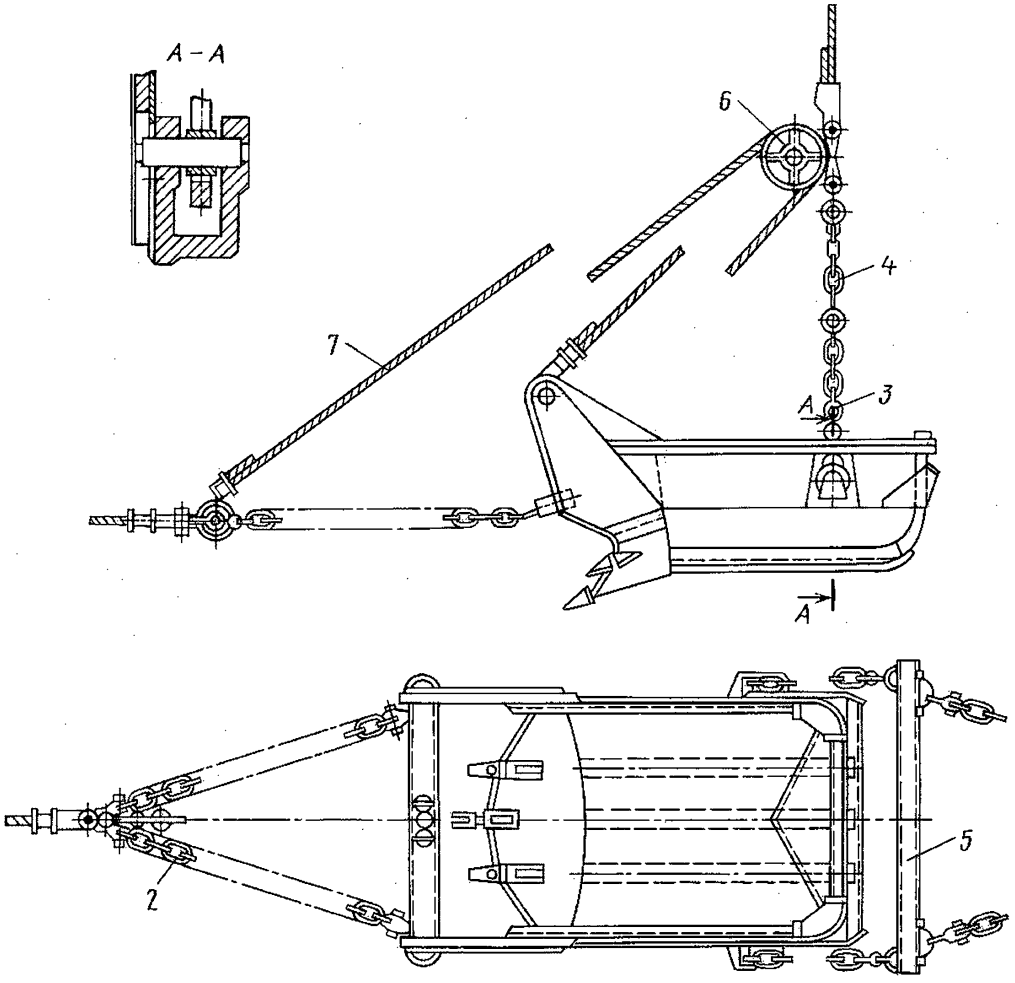


Рис.3.2.14. Арочный ковш драглайна:
1 — корпус; *2–4* — цепи; *5* — коромысло; *6* — разгрузочный блок; *7* — разгрузочный канат

жесткостью обладают литые арки, однако они тяжелее сварных. К передней части ковша приваривают проушины для тяговых цепей, а к боковым стенкам приклепывают проушины для цепей подъема. Через траверсу и балансир цепи соединяют с подъемными канатами. В основание козырька вставляют зубья. К днищу ковша, чтобы защитить его от изнашивания, приваривают стальные полозья.

Для предохранения подъемных цепей от истирания о ковш предусмотрена распорная балка. Центр тяжести ковша с грузом находится между подъемными цепями и аркой. Поэтому при ослаблении тягового и разгрузочного канатов последний проскальзывает по блоку, ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей и порода свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. В транспортном положении ковш удерживается в горизонтальном положении с помощью натянутых тяговых и разгрузочного канатов. Совокупность деталей, соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называют *упряжью ковша*.

В *безарочных ковшах* арка отсутствует и разгрузочные канаты крепятся к боковым стенкам ковша. Конструкция безарочного ковша вполне устойчива, имеет малую удельную металлоемкость (1 т/м^3), позволяет расширить режущую кромку, в результате чего облегчаются заполнение и разгрузка ковша и уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

Стрела. По конструктивному исполнению стрелы драглайнов можно объединить в четыре группы: вантовые, трехгранные жесткие, ферменные и комбинированные.

Вантовыми стрелами оснащены драглайны производства МК «Уралмаш» такие, как: ЭШ-10.75; ЭШ-14.75; ЭШ-15.90А и ЭШ-25.100А [1]. Вантовая стрела состоит из одной вертикальной и двух наклонных вантовых ферм, имеющих один центральный сжатый пояс трубчатого сечения, надвое разветвляющийся в месте крепления стрелы к поворотной платформе. Элементы, работающие на растяжение, выполнены из канатов, что делает стрелу легкой и достаточно прочной.

Вантовая стрела экскаватора ЭШ-15.90А (рис.3.2.15) составлена из трубчатых элементов: первый от пяты стрелы представляет собой пространственную жесткую конструкцию из элементов *1–3*, а три остальных являются вантовыми фермами. Сжатый пояс образован трубой, а растянутые пояса вертикальной и горизонтальной вантовых ферм выполнены из канатов закрытого типа. В вершине жесткой конструкции установлен узел крепления подвески стрелы. Трубчатые вертикальные стойки вместе с канатами образуют вертикальную вантовую ферму, а профильные боковые стойки и канаты — две боковые вантовые фермы. Диагональные оттяжки увеличивают жесткость стрелы, препятствуя ее скручиванию. Вверху центральный стержень заканчивается рамой, на которой установлены блоки для подъемных канатов.

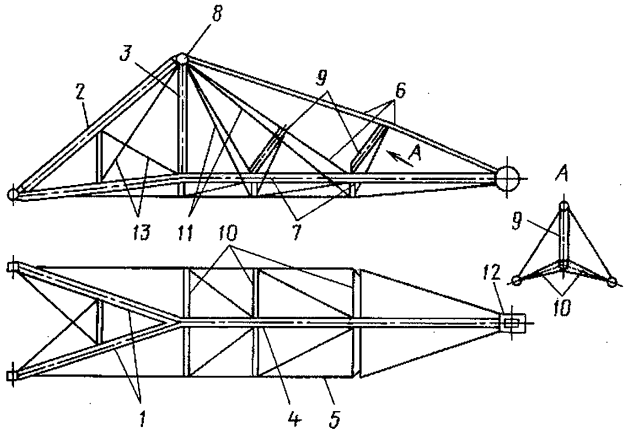


Рис.3.2.15. Вантовая стрела:
1–3 — подкосы; *4* — нижний пояс; *5–7* — ванты; *8* — узел крепления подвески; *9* — наклонные стойки; *10* — боковые стойки; *11* — диагональные оттяжки; *12* — обойма блоков; *13* — раскосы

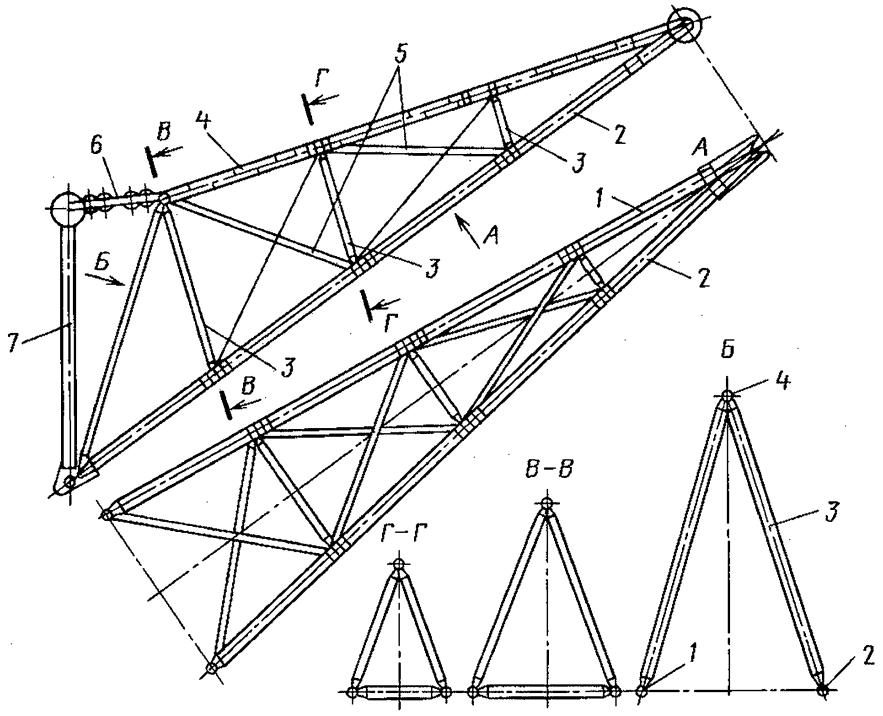


Рис. 3.2.16. Трехгранная жесткая стрела:
1, 2, 4 — жесткие пояса; *3* — стойка; *5* — ванты; *6* — подвеска стрелы; *7* — стойка платформы

Трехгранные жесткие стрелы также выпускает МК «Уралмаш» и оснащает ими драглайны: ЭШ-11.75; ЭШ-25.90; ЭШ-20.100; ЭШ-15.110; ЭШ-30.100; ЭШ-40.100; ЭШ-25.120.

Стрела (рис. 3.2.16) выполнена из трех жестких трубчатых поясов *1, 2, 4*, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с вертикальными трубчатыми стойками и вантовыми диагональными связями. Верхний трубчатый пояс *4* стрелы предварительно напряжен системой вантовых канатов до суммарной силы, равной силе растяжения от концевой нагрузки и силе тяжести стрелы, что увеличивает выносливость стрелы. Стрела на жестких серьгах подвешивается к стойке поворотной платформы. На верхнем поясе стрелы расположены ролики для подъемных канатов. Последние касаются роликов при ослаблении натяжения, например во время копания. Трехгранная трубчатая стрела с канатными раскосами тяжелее, чем вантовая, но очень надежна в эксплуатации.

Ферменная стрела состоит из верхней и нижней частей, связанных шарниром. Раскос поддерживает нижнюю часть. Подвеска стрелы канатная. Наличие излома геометрической оси нижнего пояса в вертикальной плоскости исключает возможность запрокидывания верхней части стрелы относительно шарнира.

Комбинированная стрела включает в себя основание в виде трехгранной пирамиды и верхнюю часть — фермы прямоугольного сечения. Вертикальные составляющие силы в подъемном канате вызывают растяжение в верхнем канатном поясе и сжатие в нижнем жестком поясе. Силы инерции, действующие на рабочее оборудование при повороте платформы, воспринимаются нижним поясом.

Направляющее устройство предназначено для направления тягового и подъемного канатов при навивке на барабаны. В него входят система наводки тягового каната, установленная на платформе, и поворотные головные блоки, расположенные на стреле.

На экскаваторах малой мощности система наводки тягового каната состоит из двух вертикальных блоков, размещенных на поворотной обойме, и двух горизонтальных блоков.

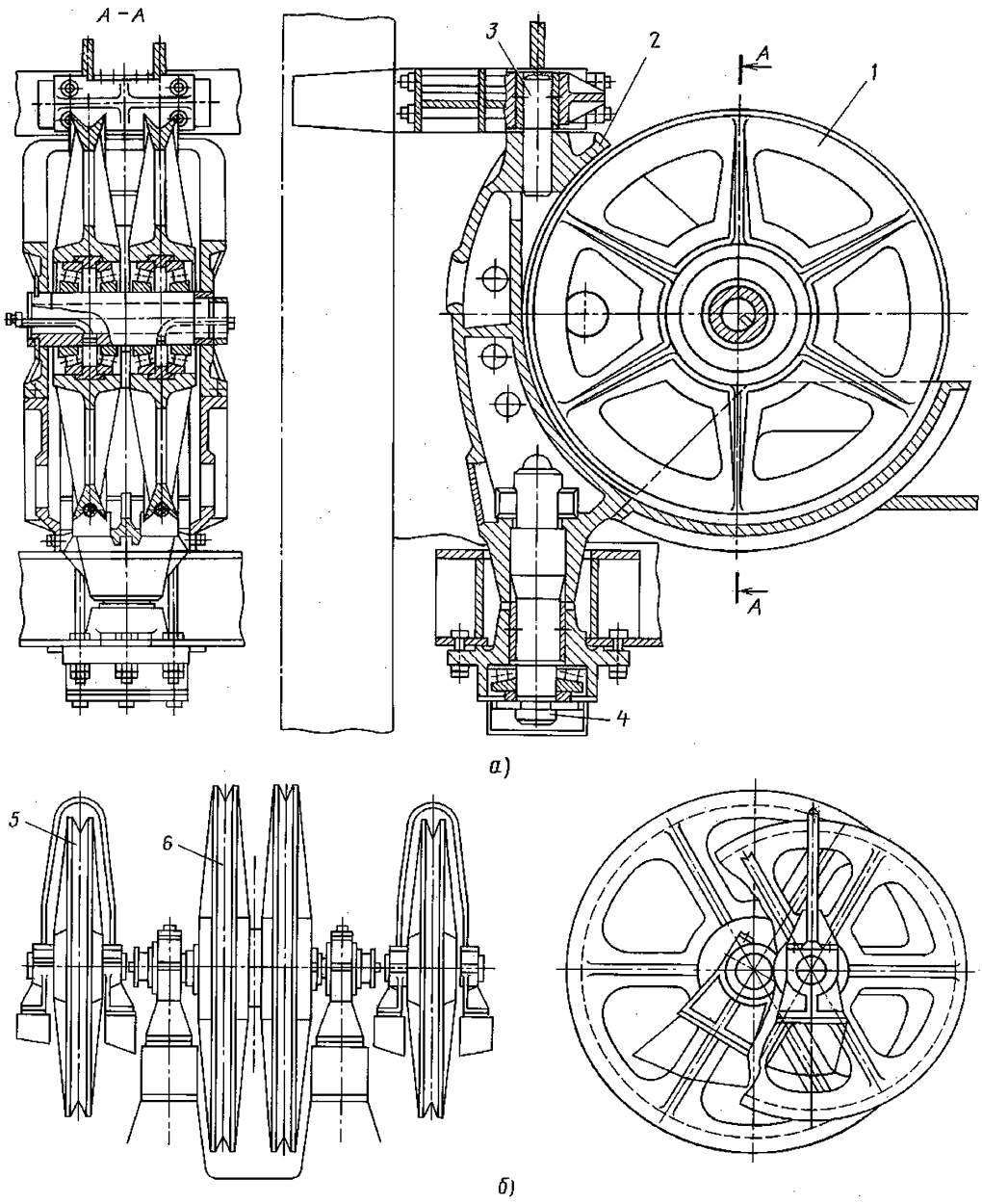


Рис. 3.2.17. Блоки направляющие (*а*) и блоки надстройки (*б*):
1 — блок; *2* — обойма; *3*, *4* — цапфы; *5*, *6* — соответственно блоки тягового и подъемного канатов

На экскаваторах большой мощности система наводки включает в себя нижние блоки, установленные с возможностью поворота относительно вертикальной оси, и верхние блоки, смонтированные на надстройке (рис. 3.2.17).

3.2.2. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Роторные экскаваторы

Значительная вариация условий применения роторных экскаваторов стала причиной

большого многообразия конструктивных решений их рабочего оборудования, которые можно классифицировать по основным конструктивно-компоновочным признакам (табл. 3.2.1).

Главными факторами, определяющими конструктивно-компоновочные особенности рабочего оборудования, являются технологические требования по условиям отработки за-

3.2.1. Классификация рабочего оборудования роторных экскаваторов по конструктивно-компоновочным признакам

Классификационный признак	Вариант исполнения
Конструктивное исполнение стрелы ротора	Постоянной длины и с фиксированной точкой опоры
	Раздвижная с фиксированной точкой опоры
	Постоянной длины и с выдвижной точкой опоры
Тип подвески стрелы ротора	Полиспастная
	Вантовая (стержневая)
	Гидравлическая
Расположение оси вращения ротора относительно оси барабана приемного конвейера	Параллельное
	Под углом в горизонтальной плоскости
	Под углом в вертикальной плоскости
	Под углом в горизонтальной и вертикальной плоскостях
Расположение приемной части конвейера относительно ротора	Боковое
	Внутри ротора
	За ротором
Способ разгрузки ковшей	Гравитационный
	Инерционный (центробежный)
	Комбинированный
Конструкция ротора с гравитационной разгрузкой ковшей	Камерная
	Бескамерная
	Полукамерная (комбинированная)
Конструкция разгрузочного сектора	Неподвижная
	Подвижная
Конструкция приемно-питающего устройства бескамерного (полукамерного) ротора	С неподвижным желобом
	С вращающимся конусом
	С барабанным (роликовым) питателем
	С тарельчатым питателем
	С ленточным питателем
	С питателем комбинированной конструкции
Конструкция экскавирующих элементов	С ковшами
	С ковшами и дополнительными (промежуточными) режущими элементами
Тип привода	Электрический
	Электрогидравлический
	Гидравлический
Привод вращения и подачи ротора	Однодвигательный
	Многодвигательный

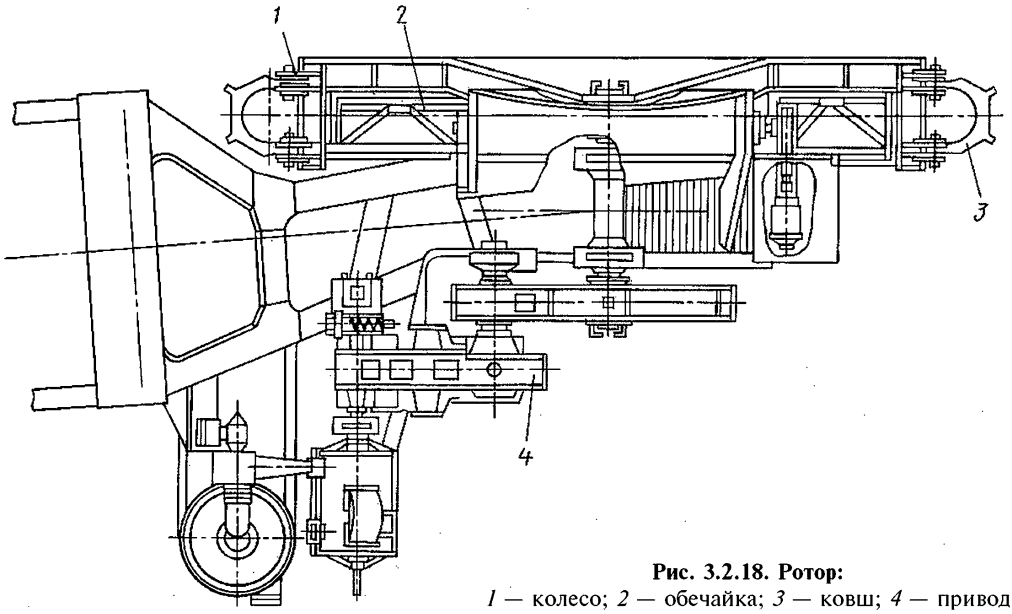


Рис. 3.2.18. Ротор:
1 — колесо; *2* — обечайка; *3* — ковш; *4* — привод

боя заданных параметров с минимальными потерями времени на вспомогательные операции. Эти требования обусловили: применение различных принципов подачи ротора на забой и появление соответствующих конструкций стрелы ротора; необходимость обеспечения требуемых углов подхода рабочего оборудования к борту забоя и появление ряда компоновочных схем размещения оборудования и ротора [3].

Рабочее оборудование роторных экскаваторов включает в себя рабочий орган — ротор с ковшами (рис. 3.2.18), приемно-питающее устройство (рис. 3.2.19) и стрелу.

Компоновочные схемы размещения оборудования у ротора на разных типах экскаваторов отличаются между собой прежде всего размещением опорных узлов вала ротора. Наиболее компактны схемы с расположением приемного конвейера за ротором. Опорные узлы вала ротора имеют меньшие габаритные размеры в связи с меньшей силой тяжести рабочего органа с приводом и меньшими величинами рабочих нагрузок. Такая компоновка

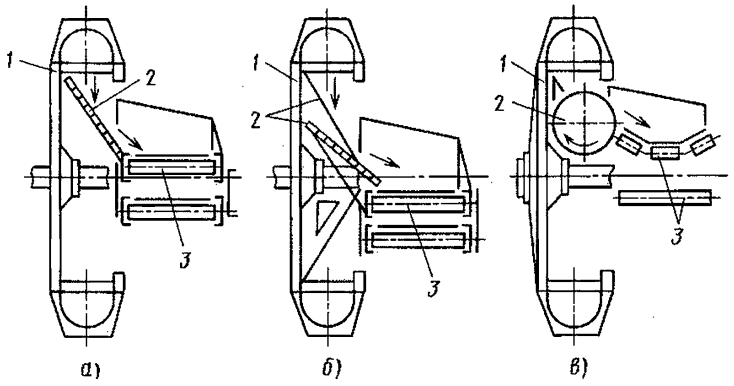


Рис. 3.2.19. Конструктивные схемы приемно-питающих устройств ротора бескамерного типа:
а — неподвижный желоб; *б* — вращающийся конус; *в* — барабанный питатель; *1* — ротор; *2* — приемно-питающее устройство; *3* — конвейер

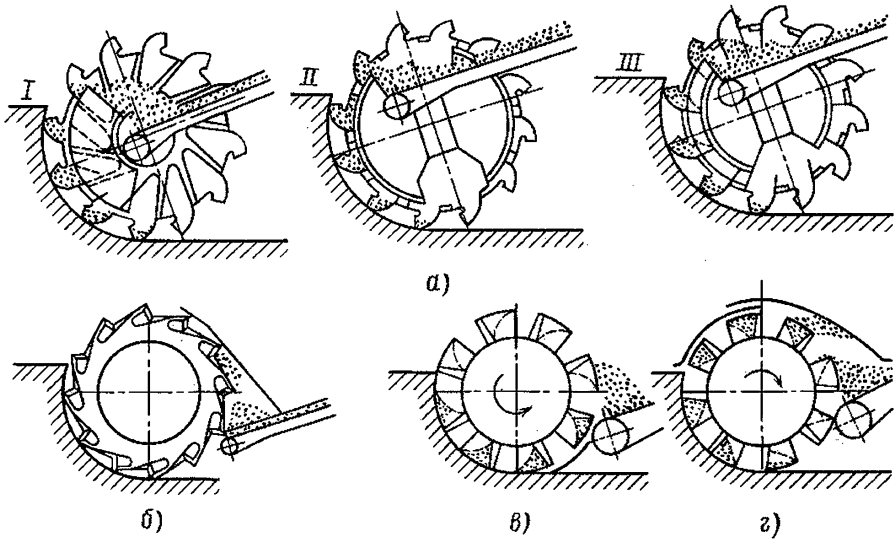


Рис. 3.2.20. Схемы основных типов роторов:
а — с гравитационной боковой разгрузкой (I — камерный, II — бескамерный, III — полукамерный); *б* — с гравитационной прямой разгрузкой через переднюю (заборную) часть ковшей; *в* — с инерционной разгрузкой; *г* — с комбинированной разгрузкой

характерна для роторов с центробежной разгрузкой.

Тип рабочего органа роторного экскаватора определяется способом разгрузки ковшей (рис. 3.2.20).

Камерные роторы благодаря значительной жесткости конструкций и небольшой высоте падения материала на конвейер при выгрузке успешно применяют для экскавации крепких несвязных пород (углей, сланца) пониженной влажности, а также складах руд и угля.

Наибольшее применение в современных конструкциях роторных экскаваторов нашли бескамерные роторы с гравитационной разгрузкой как наиболее универсальные. Они широко распространены в карьерах, забои которых представлены породами с резко отличающимися друг от друга физико-механическими свойствами, успешно используются при верхнем и нижнем копании, селективной выемке полезных ископаемых и в других условиях. Полукамерные роторы, установленные на некоторых сверхмощных экскаваторах, являются определенным развитием бескамерных. В таких конструкциях обеспечены: достаточная разрыхленность породы в ковшах (в связи со значительным резервом емкости), ускоренный процесс разгрузки и намного меньшие ударные нагрузки на конвейер от выгружающейся породы благодаря уменьшенной высоте падения последней.

Ротором с инерционной разгрузкой (центробежной) оборудованы экскаваторы ЭРГВ-630 и ЭР-1250-ОЦ; создано рабочее оборудование с таким ротором для экскаваторов ЭРП-1600Ц и ЭРП-2500Ц; проектируется подобное оборудование к экскаватору ЭРП-3150Ц. Несмотря на некоторые недостатки, к которым относятся повышенные энергоемкость экскавации и пылеобразование (для малоувлажненных материалов) в зоне работы ротора, при центробежном роторе по сравнению с гравитационным может быть существенно снижена масса рабочего оборудования путем увеличения частоты вращения ротора [3].

Элементы рабочего органа. С применением роторных экскаваторов для разработки прочных пород с целью ограничения динамики нагрузок на рабочем оборудовании и кусковатости горной массы возникла необходимость дробного деления срезаемой поясом ковша стружки. Конструктивно это достигается увеличением числа ковшей, установкой между ними промежуточных режущих элементов в виде поясов, ножей, резцов («клыков») или специальным исполнением режущего пояса ковша.

С учетом условий эксплуатации экскаватора технические решения режущей части ковша могут быть объединены в пять основных групп по назначению.

I группа. В нее входят конструкции, изготовленные как сплошной режущий пояс без зубьев с радиальным расположением боковых кромок. Такие конструкции применяют для разработки песчаных, супесчаных и суглинистых пород, имеющих незначительные связность, прочность и хорошо рыхлящихся при резании. Они отличаются простотой, технологичностью изготовления и удобством в обслуживании.

II группа. Отличается расположением боковых кромок под углом в сторону вращения с наличием выступов, выполненных заодно с козырьком, либо одиночных (сдвоенных) зубьев, установленных по обеим сторонам от пояса. Эти конструкции обычно применяют при разработке суглинков и глин, образующих стружку в виде отдельных кусков. На малосвязных породах при таких поясах получают наименьшую энергоемкость экскавации. Наряду с энергетическими выгодами данные конструкции просты, технологичны, надежны и ремонтопригодны (рис. 3.2.21, *а*).

III группа. Конструкции режущих поясов с радиально расположенными боковыми кромками. Пояса оснащаются несколькими резцами с ориентацией их режущих кромок по контуру кромок пояса. Они предназначены для резания пород, имеющих абразивные включения и прослойки повышенной прочности. Резцы предохраняют козырек от интенсивного износа (рис. 3.2.21, *б*).

IV группа. Режущие пояса с расположением боковых кромок под углом в сторону, обратную вращению. Резцы устанавливают на режущих поясах по контуру кромок пояса. Такие конструкции пригодны для разработки связных, плотных глин, бурых углей (рис. 3.2.21, *в*).

V группа. Объединяет конструкции, обеспечивающие автономное раздельное отделение элементов стружки каждым резцом при разработке вязких, плотных, крупнотрещиноватых пород, а также пород сложноструктурного строения. Режущий пояс этих конструкций имеет боковые кромки, расположенные под постоянным или увеличивающимся углом наклона в сторону, обратную вращению ротора, а режущие кромки резцов в сечении стружки ориентированы взаимно параллельно, обеспечивая согласно общей их направленности ту или иную схему деления сечения стружки на элементы (рис. 3.2.21, *г*).

Применительно к современным роторным экскаваторам с невыдвижной стрелой ротора, снимающим стружку серповидной формы в плане, предпочтительным оказывается режущий пояс с арочным расположением кромок резцов и их ориентацией в сечении стружки параллельно друг другу под углом к условной оси симметрии пояса, а в ряде случаев — с комбинированной ориентацией кромок. В плоскости вращения ротора боковые кромки режущего пояса расположены под углом к радиальной плоскости, увеличивающимся в сторону, обратную вращению.

Такая конструктивная схема режущего пояса позволяет надежно делить сечение стружки на отдельные элементы при регулировании скорости боковой подачи ротора в широком диапазоне, требуемом для поддержания постоянной производительности. Конструкция обусловливает устойчивое движение ротора как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости с наименьшими потерями срезаемого материала при заборе его ковшом, а также использование резцов одного типа независимо от места их установки на режущем поясе.

Корпуса ковшей. Предпочтительные технические решения корпуса ковша могут быть объединены в три основные группы по назначению:

– корпус ковша цельной конструкции в виде оболочки со сплошной поверхностью, рассчитанный на экскавацию неналипающих и ненамерзающих пород;

– конструкции корпуса, имеющего цепную заднюю стенку, применимые при разработке слабо налипающих и намерзающих пород;

– конструкции корпуса каркасного типа с охватываемым цепным днищем, предназначенные для экскавации жирных вязких глин и влажных углей.

Породоразрушающие элементы

Существенное значение для эффективности экскавации имеет конструктивное исполнение породоразрушающих элементов. Это относится в основном к их режущей части, а также к креплению их на несущей конструк-

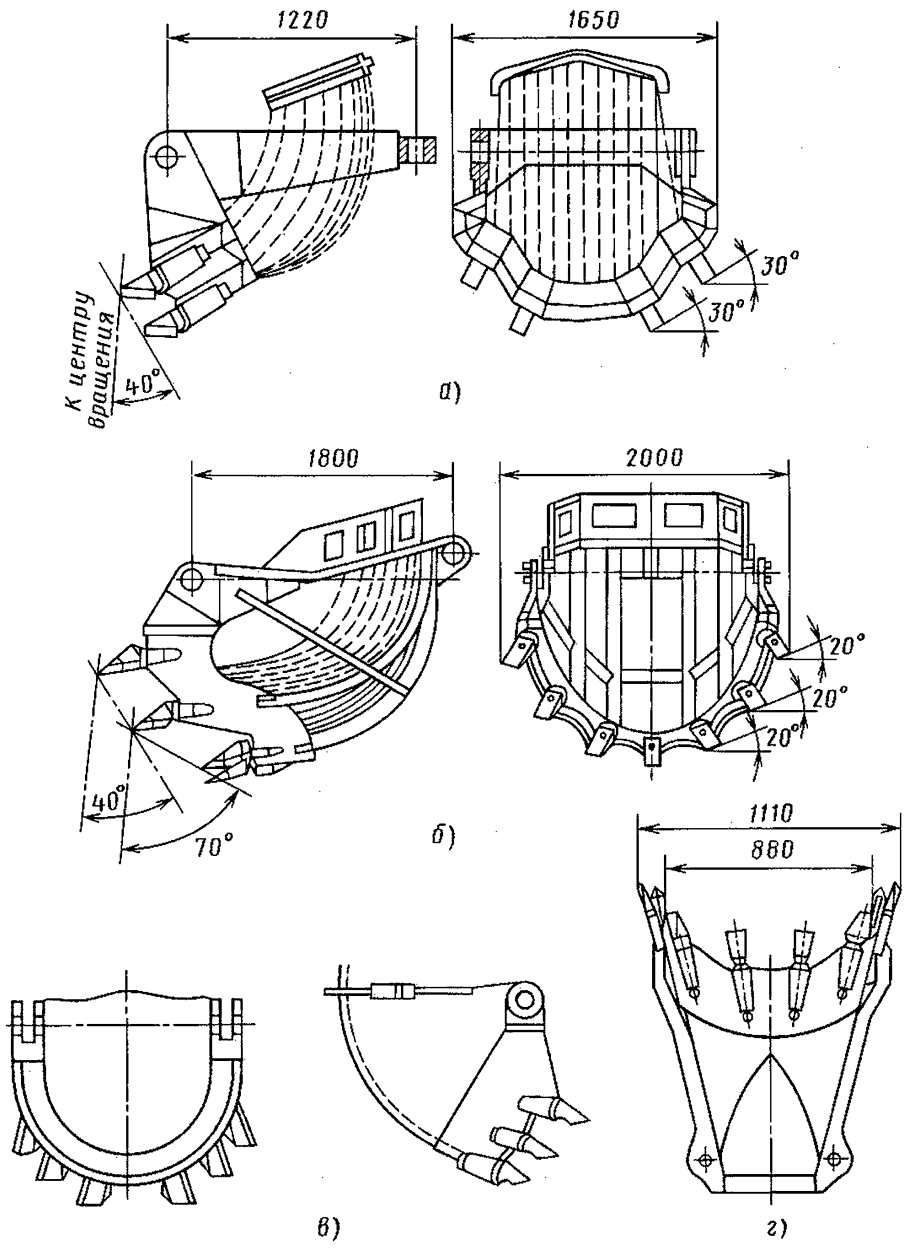


Рис. 3.2.21. Конструкции ковшей:
а—г — соответственно ковши II, III, IV и V групп

ции. Используемые на практике конструктивные решения породоразрушающих элементов весьма разнообразны. На рис. 3.2.22 показаны зубья ковшей роторных экскаваторов. Для экономии легированных сталей и снижения трудоемкости замены зубьев разработаны составные зубья, базовая часть которых состоит из обычных сортов стали и приваривается к козырьку ковша, из качественной стали изготовляется только сменная коронка.

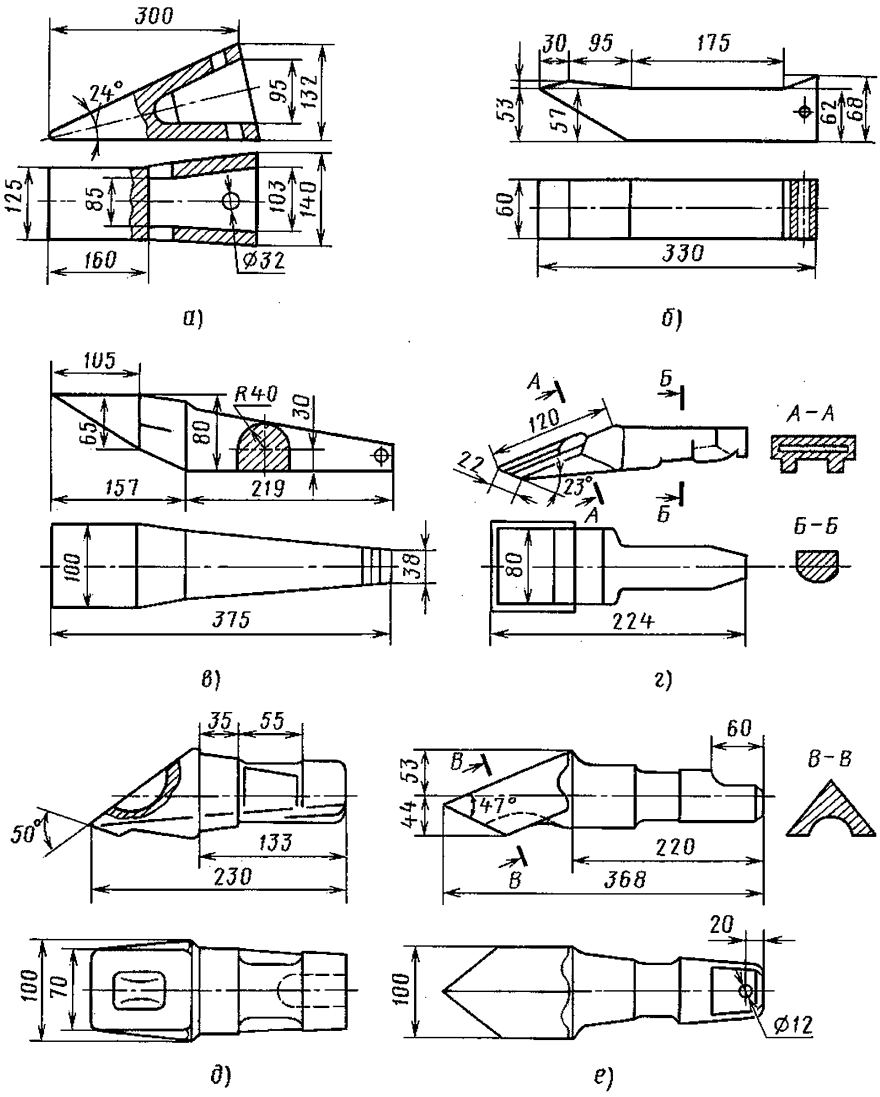


Рис. 3.2.22. Резцы и коронки роторных экскаваторов:
а — ЭРГ-1600, ЭРШР-5000; *б* — SRs(k)-470, SRs(k)-2000 (Германия); *в* — ЭР-1250, ЭР-1250Д («Донецкгормаш», Украина); *г* — ЭРГ-120 (ДПИ, Украина); *д* — ЭР-1250Д, ЭРП-1250; *е* — SRs(k)-470 (УкрНИИпроект, г. Киев)

Приемно-питающие устройства

Конструктивно запорный сектор рабочего органа с гравитационным ротором выполняется в виде единой конструкции, называемой *обечайкой*. Она включает направляющие течки сектора разгрузки.

Для каждой разновидности гравитационного рабочего органа (камерного, полукамерного и бескамерного) запорный сектор имеет свои особенности. При камерном роторе запорный сектор выполняется в виде плоского щита, устанавливаемого со стороны камерных окон, при бескамерном — как цилиндрический щит, размещаемый в полости ротора, а при полукамерном — в виде комбинированной конструкции из плоского и цилиндрического щитов.

Запорный сектор должен обеспечивать: надежное удержание породы от преждевре-

менной выгрузки из ковшей; минимально возможные просыпи в зазор между ободом ротора и сектором; как можно меньшее сопротивление от сил трения; достаточно высокую износостойкость; невозможность возникновения расклинивающих и стопорящих сил между неподвижной обечайкой и вращающимся ротором.

При разработке бескамерным гравитационным ротором кусковатой среды вследствие достаточно большой линейной скорости резания (до 3 м/с) поступающие в нижние ковши куски породы в первоначальный момент соприкосновения с ковшами находятся под преобладающим действием инерционной силы самой массы куска, что обусловливает их ускоренное продвижение по днищу к задней стенке ковша вплоть до выхода внутрь ротора через подковшовое окно. Проникновение в ротор кусков, особенно крепких, может привести к их заклиниванию между задней стенкой ковша и нижней кромкой запорного сектора и, как следствие, к разрушениям обечайки. В современных конструкциях рабочих органов с бескамерным ротором для предупреждения таких явлений запорный сектор, встраиваемый в обечайку, перекрывает всю нижнюю часть обода ротора.

Инерционный (центробежный) рабочий орган в качестве запорного сектора имеет щиток цилиндрического очертания, встроенный в неподвижный козырек, который соединен с приемным бункером. Поскольку запорный сектор представляет собой как бы продолжение поверхности забоя, при наличии зазора между верхней кромкой забоя и щитком не исключается возможность заклинивания кусков породы между задней стенкой ковша и щитком. В связи с этим в дополнение к перечисленным выше требованиям, предъявляемым к конструкции запорного сектора, последний должен обладать упругодемпфирующими свойствами с целью поддержания в процессе работы минимального зазора между щитком и кромкой забоя.

Поступающая из разгружающихся ковшей породная масса принимается и передается на конвейер роторной стрелы приемно-питающими устройствами. Наибольшее число разновидностей этих устройств применяют при гравитационном бескамерном роторе. Это связано с необходимостью: приема выгружаемой из ковша породы и сообщения ей скорости, по направлению и значению близкой к скорости ленты приемного конвейера; обеспечения требуемой пропускной способности при пульсирующем характере потока породной массы и изменяющихся углах наклона роторной стрелы; полного перекрытия сектора разгрузки; обеспечения достаточно высокой надежности и износостойкости конструкции при минимально возможной массе. Наиболее сложно решать эти задачи для условий экскавации влажных, липких пород и крепких, кусковатых пород повышенной абразивности.

Практика экскаваторостроения показывает, что по основным эксплуатационным факторам (надежности, ремонтопригодности, стойкости к ударным нагрузкам, ограниченной интенсивности налипания и намерзания) предпочтительны приемно-питающие устройства бескамерного типа в виде неподвижного желоба (см. рис. 3.2.19, *а*), в том числе при повернутом и наклонном роторе (экскаваторы ЭР-630, ЭР-1250Д, ЭРП-1250, ЭРП-2500, ЭРШР-5000, SRs-280, SRs-1200, SRs-2400, SchRs-1500 и др.), вращающегося конуса (см. рис. 3.2.19, *б*) и барабанного питателя — см. рис. 3.2.19, *в* (ЭР-1250, ЭРГ-1600, ЭРШР-5000).

При этом надежность работы на влажных, липких породах достигается футерованием неподвижного желоба, направляющих и прилегающих течек приемного бункера (даже при вращающемся конусе и барабане) гидрофобными износостойкими материалами типа высокомолекулярного полиэтилена низкого давления. Вместе с тем, ни одна из названных конструкций в полной мере не удовлетворяет требованию необходимости сообщать выгружаемой из ковшей породе скорость, соответствующую скорости ленты приемного конвейера. В наибольшей степени этому требованию отвечает тарельчатый питатель, однако сложность конструкции, трудности перекрытия сектора разгрузки при больших диаметрах ротора и прочие причины не позволяют его рекомендовать в качестве предпочтительного, кроме как для экскаваторов малой мощности.

В случае применения в качестве приемно-питающего устройства неподвижного желоба его рабочие поверхности, воспринимающие поток выгружаемой породы, устанавливают так, чтобы угол наклона их к горизонту оставался $\geq 50...55°$ (по условиям предупреждения интенсивного налипания и намерзания

материала) при всех возможных положениях стрелы ротора.

Для снижения ударных нагрузок на ленту приемного конвейера и формирования потока кусковатой породы с минимальной поперечной (по отношению к оси конвейера) скоростью в нижней части основной поверхности желоба устраивают ступень с уменьшенным углом наклона. Куски породы, отскакивая от этой ступени, ударяются в борт приемной части конвейера и падают на ленту с практически нулевой поперечной скоростью.

При использовании в качестве приемно-питающего устройства конической внутренней поверхности самого ротора работа перегрузочного узла на влажных, липких породах протекает более эффективно. Происходит непрерывная очистка поверхности конуса от налипающей породы боковыми неподвижными скребками, которые выполнены заодно с направляющими течками сектора разгрузки. Однако здесь также угол наклона образующей конуса к горизонту рекомендуется принимать достаточно большим (~60°), чтобы наклон поверхности скребков к горизонту оставался ≥50...55°. Устройство при простоте конструкции обеспечивает относительно равномерное распределение изменяющегося потока породы по рабочей поверхности и равномерный износ последней.

Однобарабанный питатель эффективно используется также в комплекте с неподвижными скребками, образующими одновременно и направляющую поверхность для потока ниже барабана. Потребность в специальном приводе усложняет и утяжеляет конструкцию, обусловливает снижение надежности устройства. Поэтому его применяют в основном на мощных экскаваторах при специальной компоновке рабочего органа, например с целью обеспечения необходимого угла наклона неподвижного желоба.

При рабочем органе с центробежной разгрузкой выгружаемая из ковшей порода подается непосредственно на приемную часть конвейера роторной стрелы, а скорость потока согласуется со скоростью конвейерной ленты.

В связи с возможностью значительного рассеяния выгружаемого материала под действием центробежных сил (рассеяние может иметь место по всей окружности) к конструкции данного рабочего органа предъявляются жесткие требования в отношении ориентации сектора разгрузки и запорного сектора: изменение их ориентации относительно вынимаемой стружки в зависимости от угла наклона стрелы ротора допускается незначительным. Конструктивно выполнения этого требования достигают применением шарнирного соединения рамы приемной части конвейера с основной стрелой ротора и введением специальной корректирующей тяги, которая оставляет приемную часть конвейера ориентированной на подъем материала независимо от угла наклона стрелы ротора, но при соответствующей ориентации запорного и разгрузочного секторов, изменяющих наклон к горизонту не более чем на 15°.

Роторная часть (рис. 3.2.23) выполнена в виде четырехгранной фермы. На балках головной части стрелы установлены роторное колесо с приводом и барабанный питатель. Внутри полой фермы проходит ленточный конвейер (рис. 3.2.24).

Цепные экскаваторы

Рабочее оборудование цепного экскаватора состоит из следующих основных узлов: ковшовой рамы, ковшового желоба, ковшовой цепи с ковшами, привода ковшовой цепи (главный привод), канатных оттяжек, лебедки подъема рамы, планирующих звеньев и желоба, механизма натяжения ковшовой цепи, ее аварийного ловителя и др.

Ковшовая рама служит для направления движения и поддержания ковшовой цепи на всем ее пути в процессе экскавации. Ковшовые рамы бывают одно- и многозвенные. Последние обеспечивают возможность селективной разработки уступов. Ковшовые рамы снабжаются планирующими звеньями: нижними — у экскаваторов нижнего копания; верхними — у экскаваторов верхнего копания; верхними и нижними — у полноповоротных экскаваторов верхнего и нижнего копания.

Ковшовые рамы и их звенья изготовляют в виде пространственных ферм из профильного стального проката, полос или труб. Ковшовая рама, ее звенья и ковшовый желоб имеют между собой шарнирные соединения. Для отклонения цепи в узлах шарниров расположены отклоняющие цепные барабаны, несущие поверхности которых часто футеруются сменными накладками из износостойкой стали.

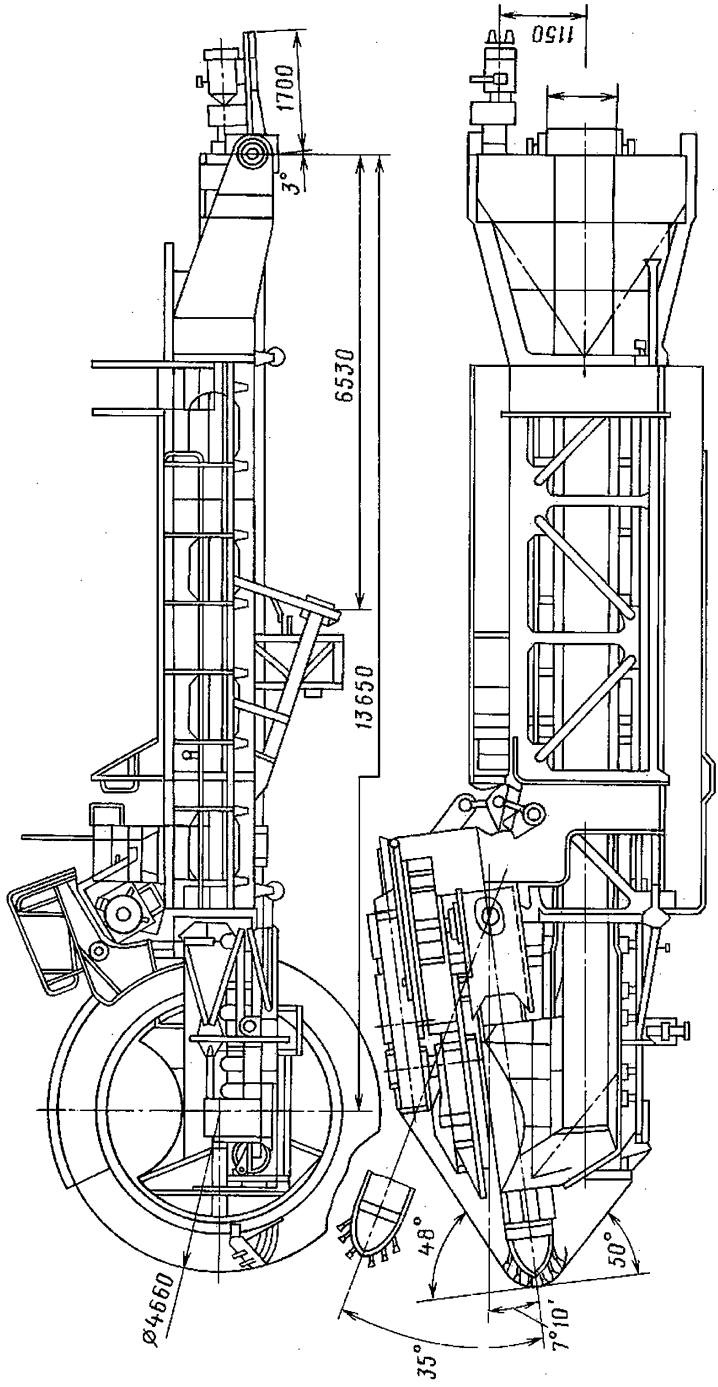


Рис. 3.2.23. Роторная часть

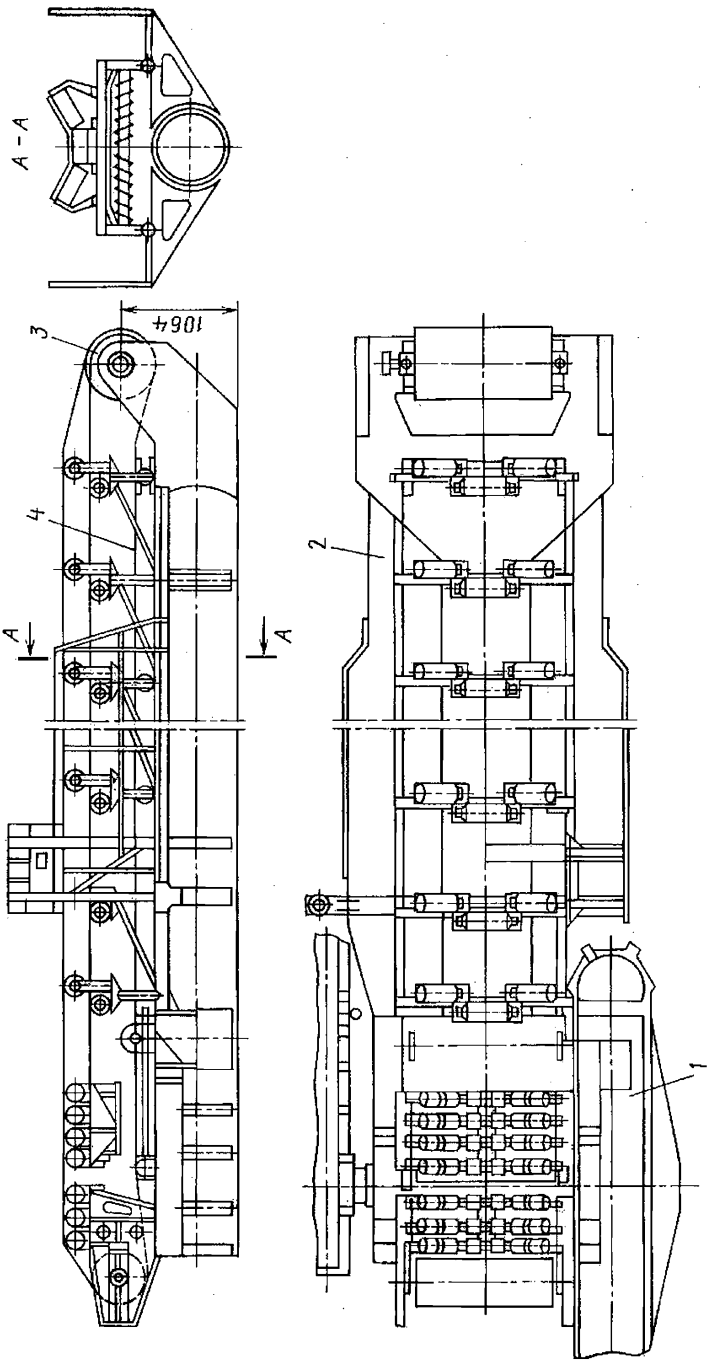


Рис. 3.2.24. Стрела ротора с приемным конвейером:
1 — ротор; *2* — стрела; *3* — приводной барабан; *4* — конвейер

Оборотные цепные барабаны, размещенные на концах ковшовых рам, для обеспечения натяжения ковшовой цепи могут перемещаться с помощью специального натяжного устройства. Для поддержания верхней (холостой) ветви ковшовой цепи на металлоконструкции экскаватора, желобе и ковшовой раме предусмотрены поддерживающие барабаны (ролики).

Ковшовый желоб служит для направления движения ковшовой цепи после выхода ее из забоя. В поперечном сечении он имеет форму, соответствующую условиям прохода (с определенным зазором) ковшей и волочения ими перед собой «горки» экскавируемой породы.

Конструкция ковшей представляет собой широкую плоскую чашу с круглым днищем. Для разработки крепких пород козырьки ковшей снабжают зубьями, а сами ковши — распорками.

Ловитель ковшовой цепи служит для предупреждения падения последней с ковшами вниз при обрыве ее ветвей. Он устанавливается на ковшовой раме. На поддерживающем ролике установлен рычаг с захватом. Нижний конец рычага связан с демпфирующим устройством. Оборвавшаяся цепь, падая, попадает своим пальцем на захват, а концевой выключатель останавливает двигатели привода ковшовой цепи.

Глава 3.3

КОНСТРУКЦИИ РАБОЧИХ МЕХАНИЗМОВ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочие механизмы предназначены для передачи механической энергии от двигателей к рабочему органу экскаватора (ковшу, ротору и т.д.). К рабочим механизмам относят редукторы, подъемные лебедки, рычажные и зубчато-реечные механизмы и т.п.

3.3.1. РАБОЧИЕ МЕХАНИЗМЫ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочие механизмы карьерных экскаваторов типа ЭКГ. К рабочим механизмам карьерных экскаваторов относят механизмы подъема и напора, а также механизм поворота (платформы).

Механизмы подъема в основном выполняют по следующим схемам:

– однобарабанного механизма;

– двухбарабанного механизма с установкой барабанов на платформе;

– двухбарабанного механизма с консольным расположением барабанов на выходном валу редуктора.

Однобарабанный механизм отличается простым конструктивным исполнением, компактностью. Недостатком схемы является необходимость выверки взаимного расположения осей барабана и вала двигателя. Применяют схему на экскаваторах малой мощности (ЭКГ-5А и др.).

Схема двухбарабанного механизма с установкой барабанов на платформе обеспечивает рациональную передачу энергии двумя потоками. При этом достигается снижение инерционности (маховой массы) привода по сравнению с однодвигательным приводом.

Схема двухбарабанного механизма с консольным расположением барабанов характеризуется высокой степенью технологичности изготовления и ремонтопригодностью. Недостаток схемы состоит в увеличенных углах девиации канатов.

Для выравнивания длин канатов лебедка оборудована устройством для отключения одного из барабанов от приводного вала.

Механизмы напора выполняют по двум основным схемам:

– как двухбарабанный механизм с консольным расположением барабанов на выходном валу редуктора;

– по схеме с зубчато-реечным механизмом.

Последняя отличается относительной простотой и малой металлоемкостью. Недостатком схемы является необходимость точной расточки отверстий в балке стрелы. Для преобразования поступательного движения рукояти и перемещения подъемного каната в рабочее движение ковша служит рычажный механизм, включающий в себя четыре подвижных звена и имеющий две степени свободы.

Механизм поворота служит для вращения платформы экскаватора с целью осуществления рабочего движения или поворота на выгрузку.

Современные карьерные экскаваторы имеют механизм поворота с индивидуальным приводом, состоящий из двух или более самостоятельных механизмов-агрегатов.

В отличие от других механизмов экскаваторов для механизма поворота характерна

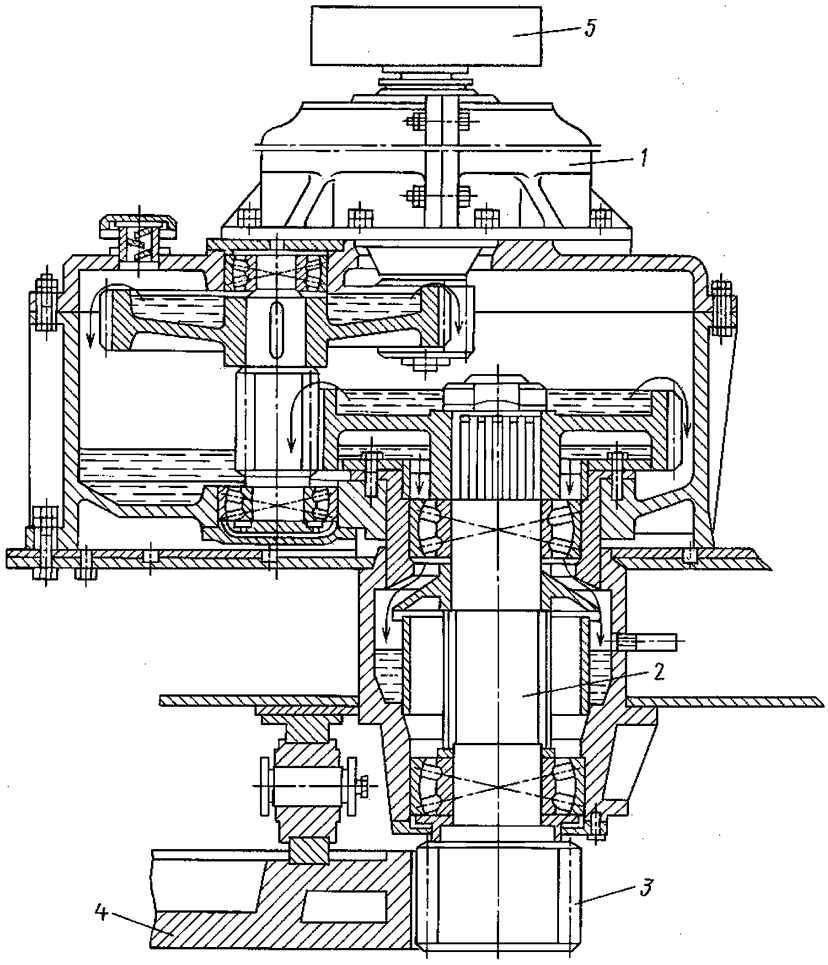


Рис. 3.3.1. Механизм поворота экскаватора ЭКГ-8И:
1 — электродвигатель; *2* — вал; *3* — нижняя шестерня; *4* — зубчатый венец; *5* — тормоз

та особенность, когда их элементы одновременно сопрягаются с поворотной платформой и опорной рамой машины, которые между собой (при больших размерах и массах) не имеют достаточной фиксации (радиальной и осевой), что вызывает необходимость в увеличении модуля открытой зубчатой передачи.

На рис. 3.3.1 изображена конструкция механизма поворота экскаватора ЭКГ-8И.

Рабочие механизмы гидравлических экскаваторов

К рабочим механизмам гидравлических экскаваторов относят рычажный механизм и механизм поворота.

Рычажный механизм состоит из трех звеньев: ковша, рукояти и стрелы, имеет три степени свободы и, соответственно, три ведущих звена.

Рабочие механизмы шагающих экскаваторов

К рабочим механизмам шагающих экскаваторов причисляют подъемную и тяговую лебедки и механизм поворота.

Используют в основном одно- и двухбарабанные лебедки, причем и те и другие применяют практически независимо от их мощности. Число барабанов лебедки выбирают исходя главным образом из условий ее компоновки и схемы навески канатов. Однобарабанные лебедки используют даже на таких мощных экс-

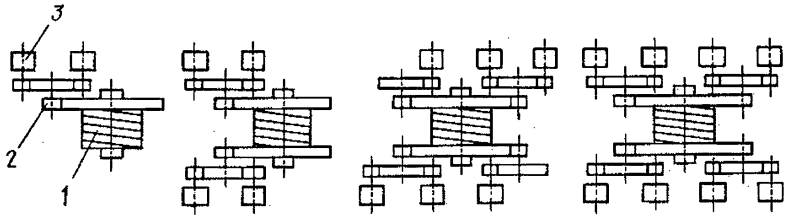


Рис. 3.3.2. Унифицированные схемы лебедок:
1 — барабан; *2* — редуктор; *3* — двигатель

каваторах, как ЭШ-100.100, где диаметр барабана достигает 3,4 м, а длина 8 м, при этом с барабана сходит четыре каната диаметром 90 мм.

При выборе числа приводных двигателей следует иметь в виду прежде всего то обстоятельство, что увеличение числа двигателей позволяет создать компактную схему лебедки и уменьшить ее габаритные размеры. Кроме того, это позволяет создать несколько силовых потоков в передаче вращающего момента и благодаря этому уменьшить параметры зубчатых передач и, следовательно, габаритные размеры лебедки.

При выборе схемы компоновки лебедки, в том числе и числа приводных двигателей, следует стремиться к использованию освоенных промышленностью типоразмеров двигателей, к обеспечению блочности и унификации конструкций. *Блочными* называют конструкции, состоящие из отдельных узлов, связанных друг с другом с помощью легкоразъемных соединений. *Унифицированными* именуют конструкции, у которых разнотипность узлов и деталей сведена к минимуму. Примером унификации могут служить подъемные и тяговые лебедки драглайнов, выполненных конструктивно и кинематически одинаково. Различие в требуемой мощности может быть достигнуто установкой различного числа однотипных двигателей.

При использовании небольшого числа приводных двигателей достичь этого трудно. Так, например, у большинства драглайнов МК «Уралмаш» (г. Екатеринбург) и ЗАО «Новокраматорский машиностроительный завод» (Украина) на лебедках подъема и тяги установлено равное количество двигателей одинаковой мощности (по два и четыре), хотя потребная мощность тяги на 15...20 % меньше, чем мощность подъема. И лишь на лебедке подъема экскаватора ЭШ-40.85 применено шесть, а на тяге четыре двигателя мощностью по 800 кВт каждый.

Высокой степенью унификации основных механизмов характеризуются экскаваторы зарубежных фирм. Например, модель 4250-W Big Muskie фирмы Bucyrus-Erie имеет подъемную лебедку с приводом от десяти двигателей мощностью по 735 кВт и тяговую с приводом от восьми двигателей такой же мощности. Число приводных двигателей на один механизм на некоторых моделях может достигать 12 (Marion-8950).

Пример типового унифицированного ряда лебедок показан на рис. 3.3.2. Лебедки скомпонованы различными комбинациями идентичных передач и двигателей. Использование одинаковых блоков зубчатых передач, по возможности стандартных, повышает надежность узла, его ремонтопригодность, взаимозаменяемость его составных частей, уменьшает номенклатуру запасных частей.

С целью сокращения длительности поворотных движений в механизмах поворота на отечественных мощных драглайнах применяют безредукторные приводы с двигателями, отличающиеся малой инерционностью. Так, на драглайне ЭШ-100.100 в механизме поворота установлено восемь вертикальных фланцевых двигателей постоянного тока мощностью 1 МВт. Их выходные валы соединены муфтами непосредственно с вертикальными валами-шестернями, находящимися в зацеплении с зубчатым венцом опорной рамы.

Благодаря сокращению продолжительности поворота представляется возможным повысить производительность экскаватора. В связи с этим суммарная мощность поворотных механизмов у современных одноковшовых экскаваторов-драглайнов соответствует мощности подъемной лебедки и может составлять > 10 МВт.

При выборе конструктивных схем механизмов одноковшовых экскаваторов следует исходить из требования рациональной компо-

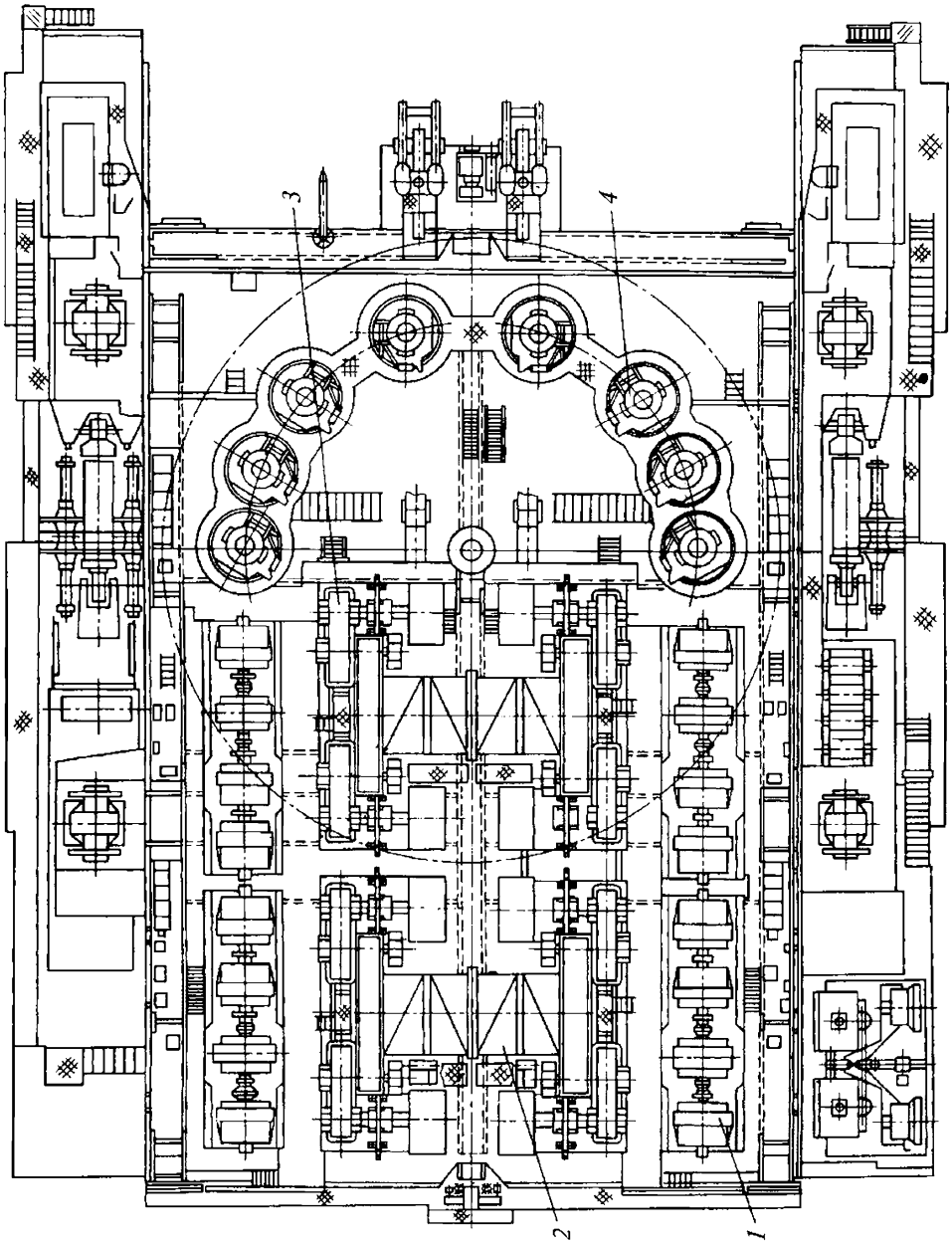


Рис. 3.3.3. Расположение оборудования на поворотной платформе шагающего экскаватора ЭШ-100.125:
1 — преобразовательный агрегат; *2* — подъемная лебедка; *3* — тяговая лебедка; *4* — механизм поворота

новки механизмов на платформе, что обеспечивает, с одной стороны, уменьшение габаритных размеров экскаватора и, соответственно, размеров рабочих площадок в забоях, а с другой — уравновешенность платформы и в целом устойчивость экскаватора.

При выборе места расположения механизма на поворотной платформе экскаватора определяющим является необходимость: осуществления наиболее простой кинематической связи с исполнительным органом (ковшом, венцом и др.); обеспечения минимальной протяженности гидро-, пневмо- и электрокоммуникаций; легкого доступа для обслуживания и ремонта, а также размещения наиболее тяжелых агрегатов в задней части платформы, чем достигаются уменьшение величины противовеса (балласта) и снижение общей массы экскаватора.

Расположение главных механизмов на поворотной платформе у карьерных мехлопат характеризуется смещением мотор-генераторного преобразовательного агрегата как наиболее тяжелого в хвостовую часть платформы, а подъемных лебедок с приводом — в среднюю. Механизмы поворота, будучи всегда кинематически связанными с поворотным венцом, располагают как в передней части относительно оси вращения (ЭКГ-5А, ЭКГ-10), так и в средней и задней ее частях (ЭКГ-12,5 и ЭКГ-20). Лебедка напорного механизма у современных карьерных экскаваторов с канатно-полиспастной системой выдвижения рукояти обычно находится в передней части поворотной платформы.

На поворотной платформе гидравлического карьерного экскаватора ЭГ-350 хвостовую часть платформы занимают преобразовательный агрегат, масляные баки и радиатор, а также две насосные станции. В центральной части платформы находятся механизмы поворота, компрессор, блок золотников и станция управления. В передней части платформы (за осью вращения) расположены трансформатор и кабина машиниста, а также оси крепления стрелы и стреловых цилиндров.

У мощных драглайнов размещение механизмов на платформе характеризуется большим разнообразием. Тем не менее подъемные и тяговые лебедки как наиболее тяжелое оборудование устанавливают в хвостовой части платформы, а преобразовательные агрегаты как относительно более легкие узлы либо переносят в переднюю часть платформы, либо располагают рядом с подъемной лебедкой (рис. 3.3.3).

Сравнительно большая площадь поворотных платформ шагающих экскаваторов позволяет более рационально разместить на ней все механизмы, включая и механизмы поворота, число которых на самых крупных экскаваторах составляет 10–12.

3.3.2. РАБОЧИЕ МЕХАНИЗМЫ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Роторные экскаваторы

К рабочим механизмам роторных экскаваторов относят следующие механизмы: привода ротора; подъема (поворота) стрелы ротора; выдвижения стрелы; поворота (платформы). Механизмы приводов роторных экскаваторов в отличие от механизмов одноковшовых экскаваторов работают в тяжелых условиях, они непосредственно подвержены климатическим воздействиям, повышенной запыленности, вибрации.

Механизм привода ротора может быть размещен на стороне ковшового колеса, внутри него или на конвейерной стороне (рис. 3.3.4). Выбор местоположения привода при конструировании роторных экскаваторов определяется многими факторами, среди которых особенно важную роль играют расположение центра тяжести головки ротора (идеальное — на оси роторной стрелы) и достижение максимально возможных углов подхода ротора к забою в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Схемы с консольным расположением редуктора, показанные на рис. 3.3.4, *а*, *б*, обеспечивают достаточные углы подхода к забою со стороны ротора. По схеме, приведенной на рис. 3.3.4, *в*, длина вала ротора минимальная, а углы подхода ротора к забою наиболее благоприятные, однако при этом демонтаж редуктора затруднен.

Редуктор привода ротора преимущественно выполняют маятникого типа (одним концом редуктор насаживается на вал исполнительного органа, другим крепится с помощью хвостовика к несущей конструкции). Дополнительная опора оборудуется упругодемпфирующей подвеской (рис. 3.3.4, *г*). Последняя обеспечивает снижение динамических явлений в приводе ротора и металлоконструкциях верхнего строения экскаватора и стабилизирует положение рабочего органа в забое.

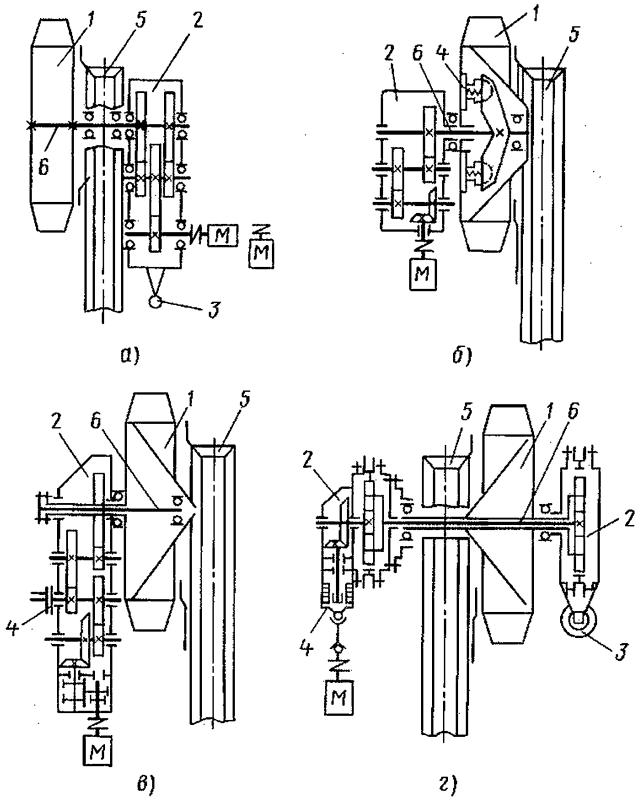


Рис. 3.3.4. Схемы компоновки роторного узла:
1 — роторное колесо; *2* — редуктор; *3* — упругая подвеска; *4* — муфта; *5* — конвейер; *6* — вал роторного колеса; *М* — двигатель

Механизм подъема стрелы. Для селективной выемки полезных ископаемых со сложным залеганием пластов привод механизма подъема стрелы должен обеспечивать: широкий диапазон регулирования скорости ее подъема и опускания; точность манипуляций при работе горизонтальными стружками; высокую надежность и безаварийный останов роторной стрелы в случае исчезновения на машине питающего напряжения; выравнивание нагрузок в канатах при их неравномерной вытяжке и раздельной работе подъемных лебедок. Обычно подъемные лебедки выполняют двухбарабанными и двухдвигательными.

На рис. 3.3.5 изображен механизм подъема стрелы ротора с гидробалансиром. Гидробалансир состоит из двух цилиндров одностороннего действия, рабочие полости которых соединены между собой, что обеспечивает равномерную нагрузку обоих канатов, компенсируя разницу их неравномерной вытяжки, и т.д. В цилиндрах имеются реле давления и конечные выключатели, введенные в цепь двигателей лебедки.

Механизм выдвижения стрелы ротора. Основные требования к приводу выдвижения стрелы — быстродействие и точность установки — обусловливают необходимость применения, так же как и в лебедках подъема стрелы, системы генератор–двигатель. Особенность работы привода заключается в том, что статический момент может изменяться в широких пределах, а двигатель способен работать в генераторном режиме (при выдвижении стрелы вниз или втягивании сверху вниз). Механизм выдвижения роторной стрелы выполнят зубчато-реечным при малых ходах выдвижения (до 15 м) и канатным при больших. При перемещении опорной тележки роторной стрелы изменяется положение центра тяжести поворотной платформы экскаватора. Для устранения смещения центра тяжести те-

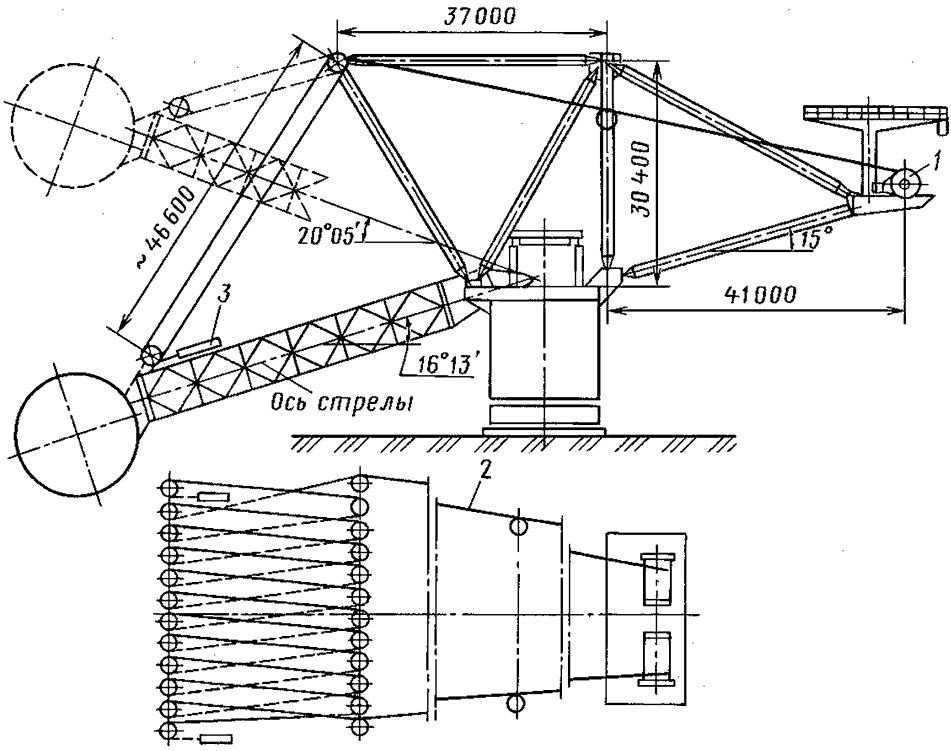


Рис. 3.3.5. Механизм подъема стрелы ротора:
1 — лебедка; *2* — полиспаст; *3* — гидробалансир

лежку сопрягают с двумя подвижными противовесами через систему канатов.

Конструкции механизмов поворота многоковшовых экскаваторов аналогичны схеме, показанной на рис. 3.3.1, но отличаются низкой скоростью поворота и большим числом ступеней.

Передаточное число механизма поворота у многоковшовых экскаваторов в 10–20 раз больше, чем у одноковшовых, а суммарная установленная мощность двигателей механизма поворота самых крупных многоковшовых машин меньше. У многоковшовых экскаваторов механизм поворота преодолевает значительное сопротивление на рабочем органе при взаимодействии последнего с забоем, а инерционные силы невелики.

Цепные экскаваторы

Конструкции рабочих механизмов цепных экскаваторов аналогичны конструкциям механизмов роторных экскаваторов, кроме механизма привода ковшовой цепи.

Привод ковшовой цепи у экскаваторов с ковшами вместимостью до 1000 л осуществляется с помощью рабочего механизма, состоящего из редуктора и электродвигателя, а у более мощных экскаваторов — из двух электродвигателей и двух последовательно расположенных редукторов. Второй редуктор (обычно планетарный) совмещается с предохранительной муфтой. На мощных экскаваторах кроме главного привода ковшовой цепи устанавливается еще и вспомогательный привод, способный передвигать цепь со скоростью, в 15–20 раз меньшей, чем номинальная. Этот привод необходим для осмотра, смазки и ремонта цепи.

Для предохранения цепи и ковшей от поломки при встрече с непреодолимым препятствием в кинематическую цепь привода ковшовой цепи всегда включается предохранительное устройство. В качестве последнего используют роликовые, фрикционные (преимущественно пластинчатые) муфты, муфты-тормоза с плавающей рамой и зажимными роликовыми или колодчатыми звеньями, управляемыми рычажной системой от пневмо- или гидроцилиндров.

3.3.3. ОПОРНО-ПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЭКСКАВАТОРОВ

Опорно-поворотное устройство служит для обеспечения опирания поворотной платформы на базу экскаватора, восприятия внешних сил, действующих на платформу, и передачи их на базу. Эти устройства можно разделить на следующие группы:

– по типу опорных элементов — катки, шарики и ролики (рис. 3.3.6);

– устройства, в которых силы передаются непосредственно через опорные элементы (многоопорные), и устройства, в которых передача осуществляется на опорные элементы через дополнительные элементы (оси, балансиры, гидродомкраты и т.п.).

Катковый опорно-поворотный круг состоит из собственно каткового круга; нижнего кольцевого рельса, установленного на нижней раме; верхнего кольцевого рельса, расположенного на поворотной платформе, и центральной цапфы.

Центральная цапфа центрирует поворотную платформу относительно неподвижной нижней рамы. В цапфе установлена труба, внутри которой проходит кабель на поворотную платформу.

Конструкция опорно-поворотного круга с цилиндрическими катками применена на

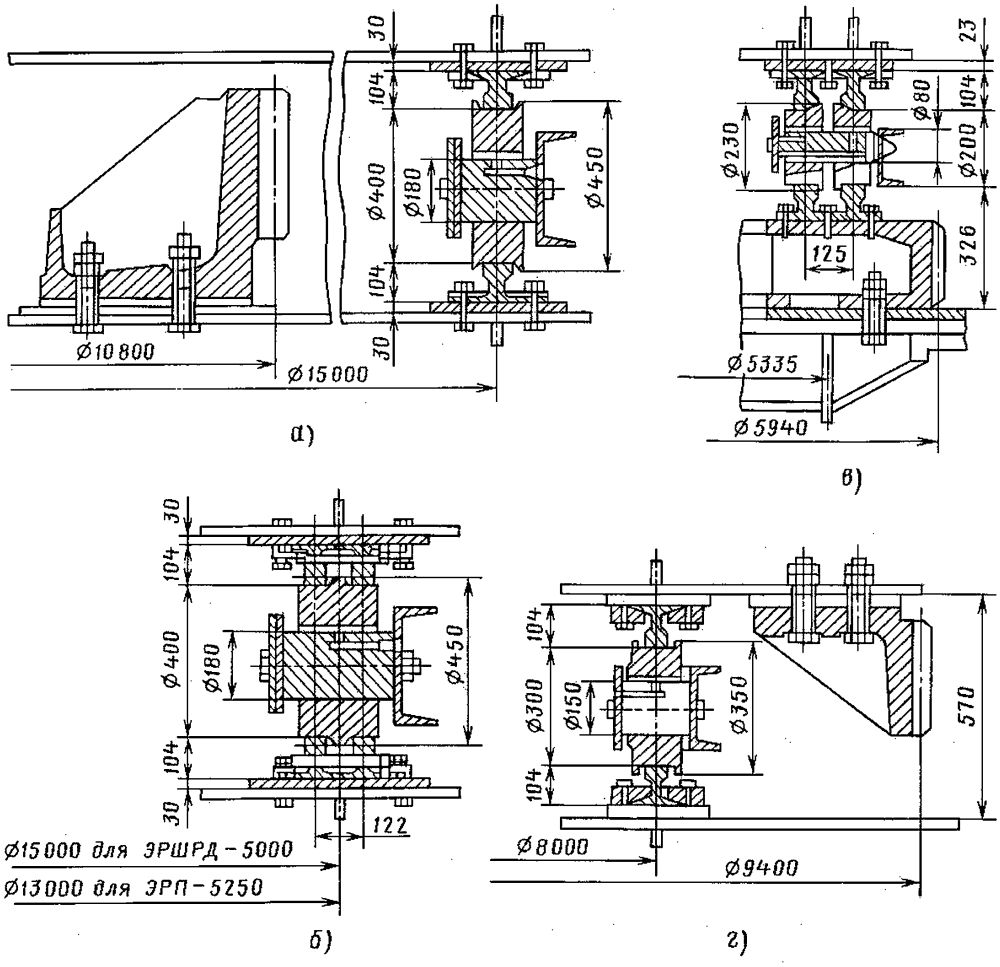
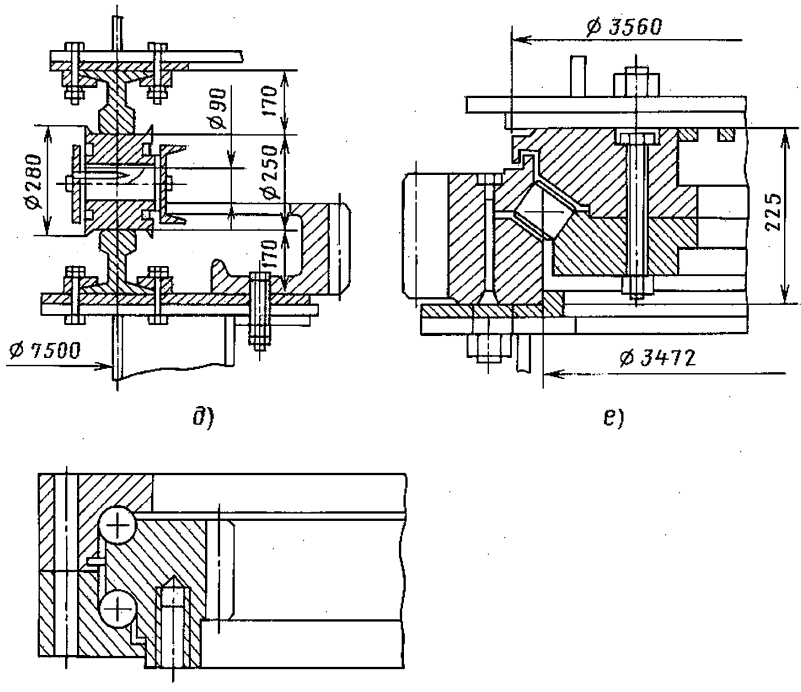


Рис. 3.3.6. Опорно-поворотный круг экскаваторов:
а–д — катковые; *е* — роликовый; *ж* — шариковый двухрядный



д) *е*)

ж)

Рис. 3.3.6. Окончание

всех отечественных роторных экскаваторах средней и большой производительности.

Шариковый опорно-поворотный круг широко распространен в гидравлических и роторных экскаваторах. Конструктивно он подобен упорному шариковому подшипнику и состоит из верхнего и нижнего колец (кругов катания с дорожками качения сегментной формы) и шариков, заключенных в сепаратор.

Шариковые опорно-поворотные круги обладают рядом преимуществ перед катковыми. Они воспринимают как осевые, так и радиальные нагрузки, поэтому исключается необходимость в центральной цапфе и освобождается центральная часть поворотной платформы. Кроме того, конструкция шариковых опорно-поворотных кругов позволяет уменьшить до минимума высоту опорно-поворотного устройства (по сравнению с другими конструкциями опорно-поворотных кругов), обеспечить хорошую смазку дорожек и тел качения и их защиту от попадания пыли и воды.

Однорядный роликовый опорно-поворотный круг состоит из двух колец и цилиндрических роликов. Каждое из двух колец имеет по две конические дорожки качения, которые в совокупности образуют окружную полость четырехугольной формы. В этой полости располагаются цилиндрические ролики. Одна группа роликов передает осевые (вертикальные) нагрузки, действующие в одном направлении, другая — нагрузки, имеющие противоположное направление. Радиальные (горизонтальные) нагрузки передаются роликами обеих групп. Конструкция опорно-поворотного круга может передавать нагрузки разных видов в разных направлениях. Однорядный роликовый опорно-поворотный круг установлен на роторном экскаваторе ЭРГВ-630.

На рис. 3.3.6, *б* показано многоопорное опорно-поворотное устройство. Оно состоит из цилиндрических одноребордных катков, консольно расположенных на осях. Оси закреплены в сепараторе. Внутреннее кольцо обеспечивает центровку круга катания благодаря посадке на центральную цапфу.

Малоопорные опорно-поворотные устройства с катками, закрепленными на осях, применяют на многоковшовых экскаваторах (рис. 3.3.7). В последнем случае катки имеют сравнительно большой диаметр, и их оси укрепляются на балансирах, которые, в свою очередь, закрепляются на осях балансира, благо-

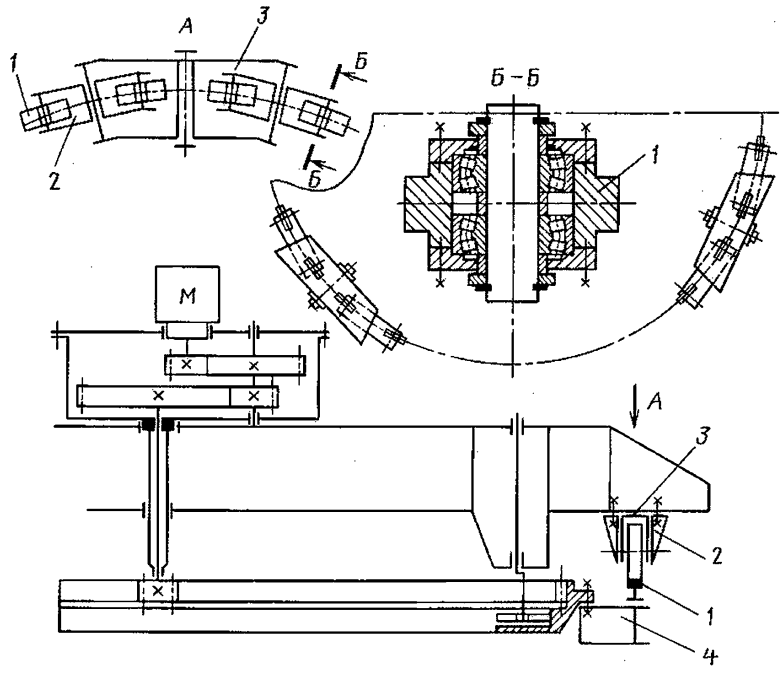


Рис. 3.3.7. Опорно-поворотное устройство многоковшового экскаватора с катками, закрепленными на осях балансиров:
1 — каток; *2* — балансир; *3* — ось балансира; *4* — рама

даря чему нагрузка равномерно распределяется на все катки.

На мощных роторных экскаваторах используют системы опирания катков с гидравлическим подрессориванием, обеспечивающим равномерное распределение нагрузки между всеми опорными элементами.

Глава 3.4

ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ

3.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ходовое оборудование экскаватора — это устройство для его перемещения и устойчивого опирания на грунтовое основание во время работы. В многоковшовых экскаваторах ходовое оборудование обеспечивает подачу машины на величину срезаемой стружки и относится к рабочему оборудованию.

Общие требования, предъявляемые к ходовому оборудованию экскаваторов циклического и непрерывного действия: достаточные сила тяги, скорость передвижения и маневренность; способность преодолевать заданные подъемы и уклоны; небольшая масса при обеспечении заданных давлений на основание (средних и максимальных); устойчивость машины при всех возможных изменениях положения ее центра тяжести и отсутствие больших динамических нагрузок в конструкции всей машины при передвижении; малые сопротивления при передвижении; минимальное число быстроизнашивающихся элементов, удобство в эксплуатации и долговечность.

К ходовому оборудованию многоковшовых экскаваторов предъявляют специфические требования по обеспечению точности перемещений, а также малых давлений на основание, что помогает исключить разрушение грунта при многократных проездах по одному месту.

Типы ходового оборудования. В зависимости от условий работы и назначения применяют следующие типы ходового оборудования: гусеничное, шагающее, рельсовое и шагающе-рельсовое.

Гусеничное ходовое оборудование обладает высокой устойчивостью (особенно у многогусеничных машин), высокими тягово-сцепными качествами, способностью преодолевать большие уклоны (до 23°), хорошей проходимостью, малыми давлениями на основание, универсальностью. Его недостатки — большая масса (с нижней рамой до 50 % общей массы машины); сложность устройства и быстрый износ ходовых элементов, относительно невысокая маневренность у многогусеничных машин.

Гусеничный ход применяют на экскаваторах всех типов (кроме мощных драглайнов), не требующих больших и частых перемещений с высокой скоростью.

Шагающее ходовое оборудование обеспечивает низкие давления на основание (до 0,1 МПа), небольшую массу (10...12 % массы машины), высокие маневренность и устойчивость машины на базе при работе. Его недостатки: цикличность и малая скорость передвижения; необходимость подъема машины при шагании; волочение передней части базы по опорной поверхности при шагании, сопровождающееся смятием грунта и высокими затратами мощности. Это ограничивает область применения шагающего хода на драглайнах и отвалообразователях, работающих на поверхностях (грунтах) с относительно низкой несущей способностью.

Рельсовое ходовое оборудование обеспечивает низкое сопротивление перемещению, плавность, высокую скорость, направленность движения при перемещении машины, малый износ и высокую долговечность его элементов. Его недостатки: необходимость и сложность переноса железнодорожных путей, малая маневренность, ограниченность нагрузки на колесо (до 0,25 МН), значительные линейные размеры ходовой части, малые величины коэффициентов сцепления колес с рельсами и преодолеваемых уклонов (до 6°) — ограничивают область применения рельсового ходового оборудования, которое используется главным образом на цепных многоковшовых экскаваторах, работающих с транспортно-отвальными мостами, отвалообразователями и абзетцерами.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование обладает высокой маневренностью, возможностью дозированного перемещения машины с высокой скоростью и плавностью, малыми давлениями на опорную поверхность, сопротивлениями при перемещении и низким износом элементов и деталей, высокой устойчивостью при работе на базе. Его недостатки: большая масса (с нижней рамой до 50 % общей массы машины); необходимость подъема машины при шагании; цикличность шагания. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование применяют на мощных роторных экскаваторах, отвалообразователях и драглайнах при работе на грунтах со слабой несущей способностью.

Пневмоколесное ходовое оборудование обеспечивает высокие скорости передвижения (до 70 км/ч) и маневренность, обладает небольшой массой, малым сопротивлением передвижению, простой конструкцией и универсальностью. Однако быстрый износ пневмошин в условиях карьеров, высокая стоимость (20... 40 % от стоимости машины), повышенное давление на основание, а также ограниченность нагрузки на колесо определяют область их применения преимущественно в гидравлических экскаваторах.

3.4.2. ГУСЕНИЧНОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Гусеничное оборудование классифицируют по следующим признакам:

– по системе опирания машины на гусеницы (статически определимая и статически неопределимая);

– по числу гусениц (двух- и многогусеничное);

– по типу гусениц.

Статически определимая система опирания — та, при которой вертикальные нагрузки на элементы ходового оборудования не зависят от неровностей грунта и величины их могут быть определены путем решения уравнений статики. Для обеспечения статической определимости машина должна опираться на три опорные точки.

Статически неопределимая система опирания — система опирания на четыре опорные точки и более. Вертикальные нагрузки на элементы ходового оборудования при этой системе зависят от неровностей грунта. Для определения их величины уравнений статики недостаточно.

На двухгусеничных машинах наибольшее распространение получили схемы опирания, показанные на рис. 3.4.1.

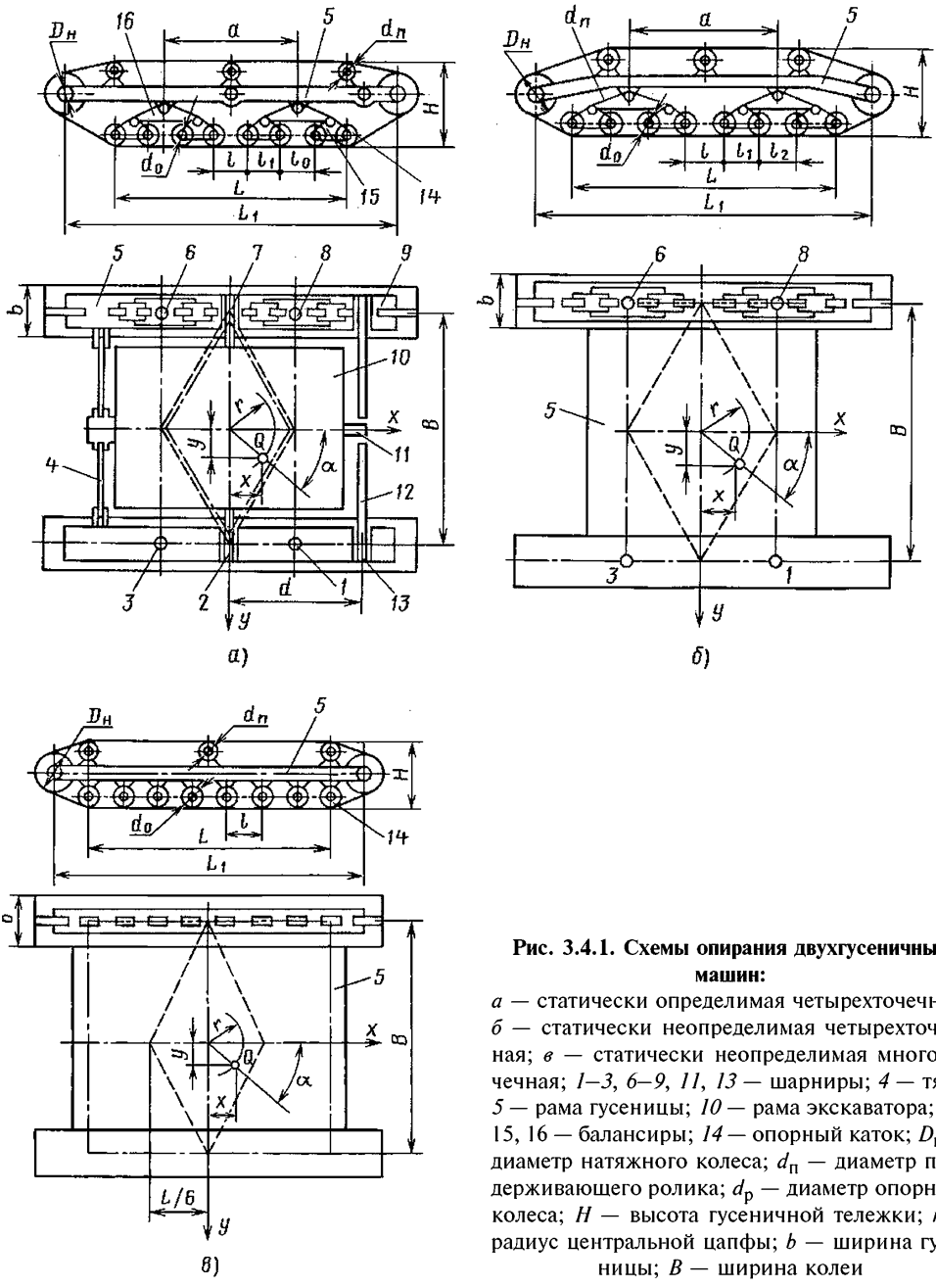


Рис. 3.4.1. Схемы опирания двухгусеничных машин:

а — статически определимая четырехточечная; *б* — статически неопределимая четырехточечная; *в* — статически неопределимая многоточечная; *1–3*, *6–9*, *11*, *13* — шарниры; *4* — тяга; *5* — рама гусеницы; *10* — рама экскаватора; *12*, 15, 16 — балансиры; *14* — опорный каток; $D_н$ — диаметр натяжного колеса; $d_п$ — диаметр поддерживающего ролика; $d_р$ — диаметр опорного колеса; H — высота гусеничной тележки; r — радиус центральной цапфы; b — ширина гусеницы; B — ширина колеи

Многоточечную систему опирания с жесткой подвеской опорных катков применяют на машинах массой до 360 т. Использование балансирной подвески опорных катков расширяет возможности этой системы. Так, ходовое оборудование роторного экскаватора ЭР-1250 (масса 700 т) имеет шесть опорных точек с развитой балансирной системой.

Статически неопределимую четырехточечную систему с балансирной подвеской опорных катков применяют на машинах массой до 750 т, например у экскаватора SRs(k)-470.

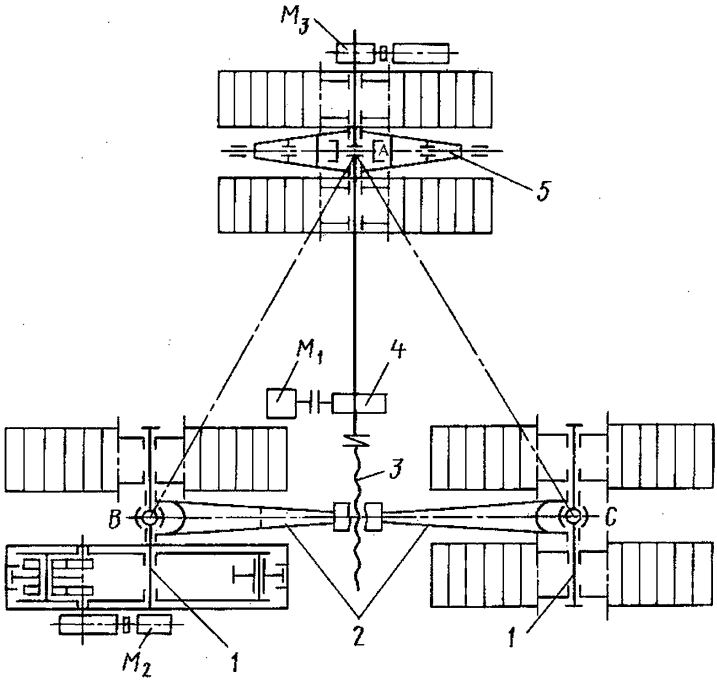


Рис. 3.4.2. Шестигусеничная двухколейная ходовая часть:
1—ось; *2* — рукоять; *3* — винтовая пара; *4* — редуктор; *5* — полуось; M_1—M_3 — двигатели

Статическая определимость четырехточечной системы опирания достигается установкой межгусеничного балансира (см. рис. 3.4.1, *а*), например на перегружателях (масса 200... 500 т), на роторных экскаваторах ЭРП-1250 (масса 1050 т).

На некоторых машинах (чаще цепных экскаваторах) применяют двухгусеничное ходовое оборудование с качающейся гусеницей. В таких системах нижняя неповоротная рама машины жестко связана с рамой одной из гусениц и шарнирно — с рамой другой гусеницы. Недостатки такой системы опирания — малый опорный контур и неравномерная нагрузка опорных элементов гусениц.

В статически определимых системах опирания для разгрузки шарниров соединения рамы машины с рамами гусениц от горизонтальных нагрузок, возникающих при повороте машины, используют дополнительные устройства: поперечные тяги, соединяющие рамы гусениц с рамой машины, или специальные упоры (экскаватор ЭРП-1250).

При трех (или кратных трем) гусеницах применяют трехточечную опору (систему опирания), обеспечивающую статически определимую передачу сил на ходовые тележки. Такие системы выполняют симметрично относительно поперечной и продольной осей машины. Две опоры в таких случаях располагают со стороны рабочего оборудования и одна — со стороны отвальной части.

Система с тремя сдвоенными гусеницами, из которых две пары со стороны опирания в двух точках являются управляемыми, показана на рис. 3.4.2. В точках *A*, *B* и *C* нагрузки на ходовые тележки передаются от базы экскаватора через гидродомкраты. Тележки попарно соединены осью и могут поворачиваться относительно нее в вертикальной плоскости. Разворот тележек *B* и *C* осуществляется рукоятями, перемещаемыми винтовой парой. Сдвоенная тележка в точке *A* закрепляется на базе с помощью полуосей, позволяющих ей самоустанавливаться в продольной и поперечной плоскостях. Колея передней тележки (точка *B*) совпадает с колеей задней тележки *C*, что уменьшает их сопротивление движению.

На рис. 3.4.3 приведена схема автоматического выравнивания, применяемая на мощных вскрышных лопатах и роторных экскаваторах, имеющих четыре точки опоры. Выров-

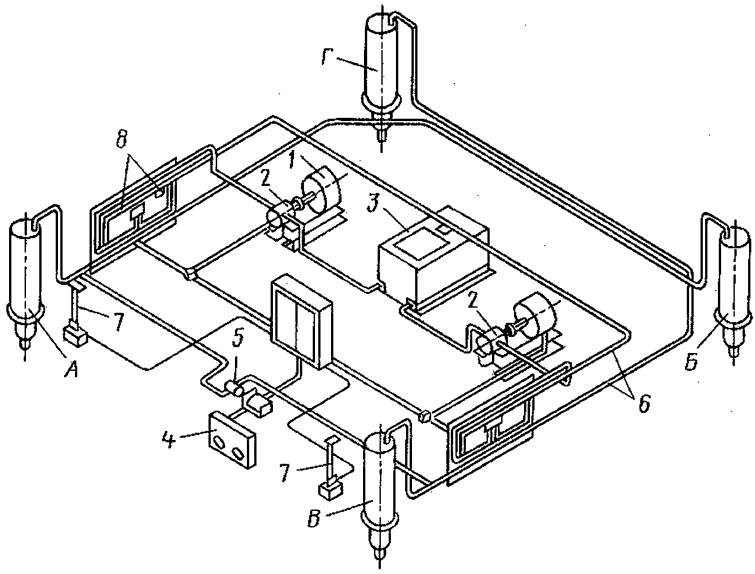


Рис. 3.4.3. Схема автоматического выравнивания гусеничных систем:
1 — двигатель; *2* — насос; *3* — бак; *4* — пульт управления; *5*, *8* — клапан; *6* — трубопровод; *7* — маятник; А–Г — гидроцилиндры

нивание осуществляется с помощью насосов, включаемых маятниковым отвесом или ртутным уровнемером. Положение одного из передних или задних гидроцилиндров принимают за базовое, относительно которого происходит выравнивание трех других опор.

При переподъеме, например, левой задней стороны нижней рамы насос перегоняет масло в правый передний гидроцилиндр, в то время как перепускной клапан обеспечивает сохранение заднего базового гидроцилиндра в исходном положении. В процессе передвижения экскаватора полости двух цилиндров соединяются с помощью блокирующей системы или ручного крана, образуя балансир, благодаря чему вся нагрузка передается как бы на три точки.

Система гусеничного ходового оборудования определяет число гусениц в схеме и их взаимное положение.

На одноковшовых экскаваторах применяют двух-, четырех- и восьмигусеничные системы (рис. 3.4.4). Четырехгусеничное оборудование используют относительно редко (ЭКГ-12,5 массой 660 т и ЭРП-1250 массой 1020 т). Существующие восьмигусеничные системы в состоянии перемещать массу до 12,6 тыс. т (система 6360-М фирмы Marion, США) при среднем давлении на грунт 0,385 МПа, ширине трака 3,62 м и длине тележки 13,7 м.

На многоковшовых экскаваторах применяют двух-, трех-, четырех-, шести-, 12- и 16-гусеничные системы. Две гусеницы имеют экскаваторы преимущественно массой до 400 т, три — до 800 т, шесть — до 2000 т, 12 и 16 гусениц — большей массы. Существующие 12-гусеничные системы перемещают массу до 11,4 тыс. т при среднем давлении на грунт 0,169 МПа.

По способу передачи давления на грунт различают много- и малоопорные гусеницы.

Гусеницы называют *многоопорными*, если отношение числа опорных звеньев (траков), лежащих на земле, к числу опирающихся на них катков ведущих и направляющих колес меньше двух. В этом случае звенья между опорными катками почти не прогибаются и обеспечивают равномерное давление на грунт как под катками, так и между ними. У малоопорной гусеницы это отношение больше двух: звенья легко прогибаются между катками, сгибаясь в шарнирах и образуя волнистую линию, при этом создается значительная разница между давлениями под катками и между ними. Поэтому многоопорную гусеницу применяют на экскаваторах, перемещающихся по породам со слабой несущей способностью, а малоопорную — по прочным породам.

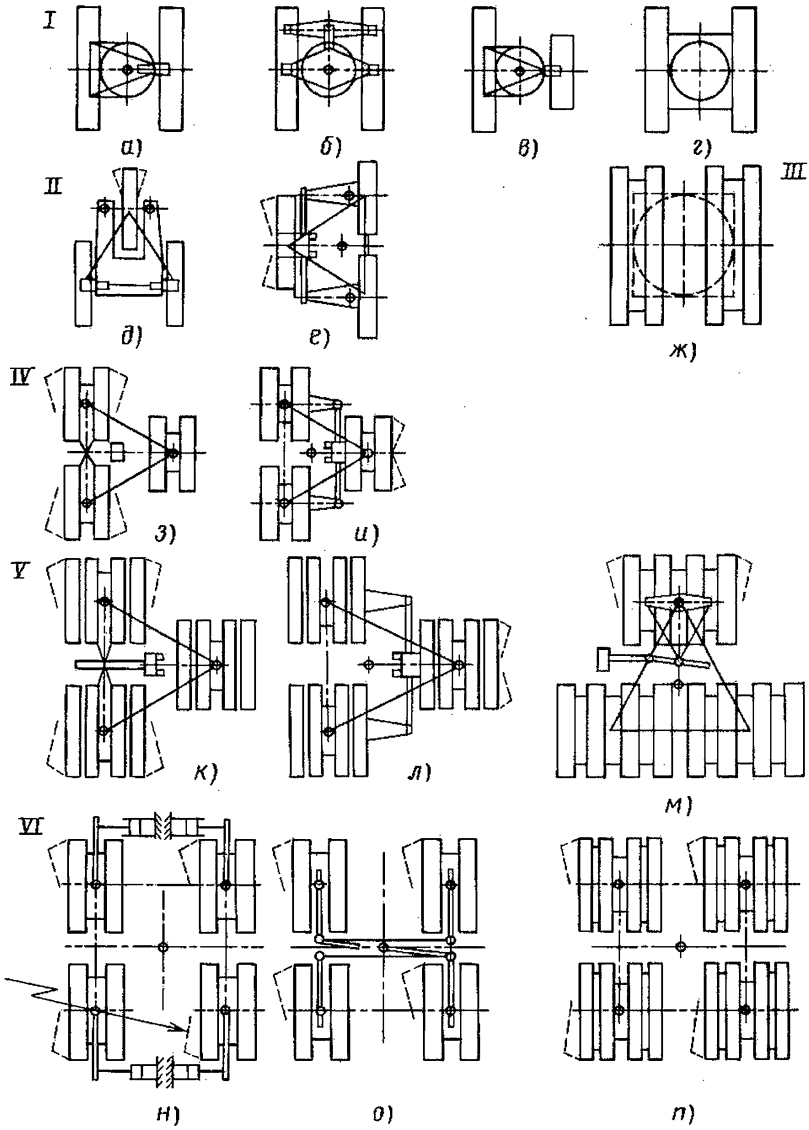


Рис. 3.4.4. Системы гусеничного ходового оборудования:
I — двухгусеничная (*а—г*); II — трехгусеничная (*д, е*); III — четырехгусеничная (*ж*); IV — шестигусеничная (*и, з*); V — 12-гусеничная (*к—м*); VI — восьмигусеничная (*н—п*)

На слабых породах малоопорная гусеница в большей степени погружается в почву, чем многоопорная, однако лучше переносит сосредоточенные нагрузки, возникающие при работе экскаватора на скальных породах, так как имеет более прочные большие катки. Малоопорные гусеницы обычно снабжаются четырьмя-пятью катками большого диаметра, многоопорные — шестью—восемью катками небольшого диаметра.

При жестком креплении опорных катков к ходовой раме применяют устройства, позволяющие гусеничной цепи деформироваться как в продольном, так и в поперечном направлении.

Для работы на рыхлых (слабых) породах оси направляющих и ведущих колес поднимают над землей так, чтобы нижняя ветвь гусеничной цепи, идущая от крайнего катка к колесу, была наклонена к горизонту под углом $\delta = 10...20°$.

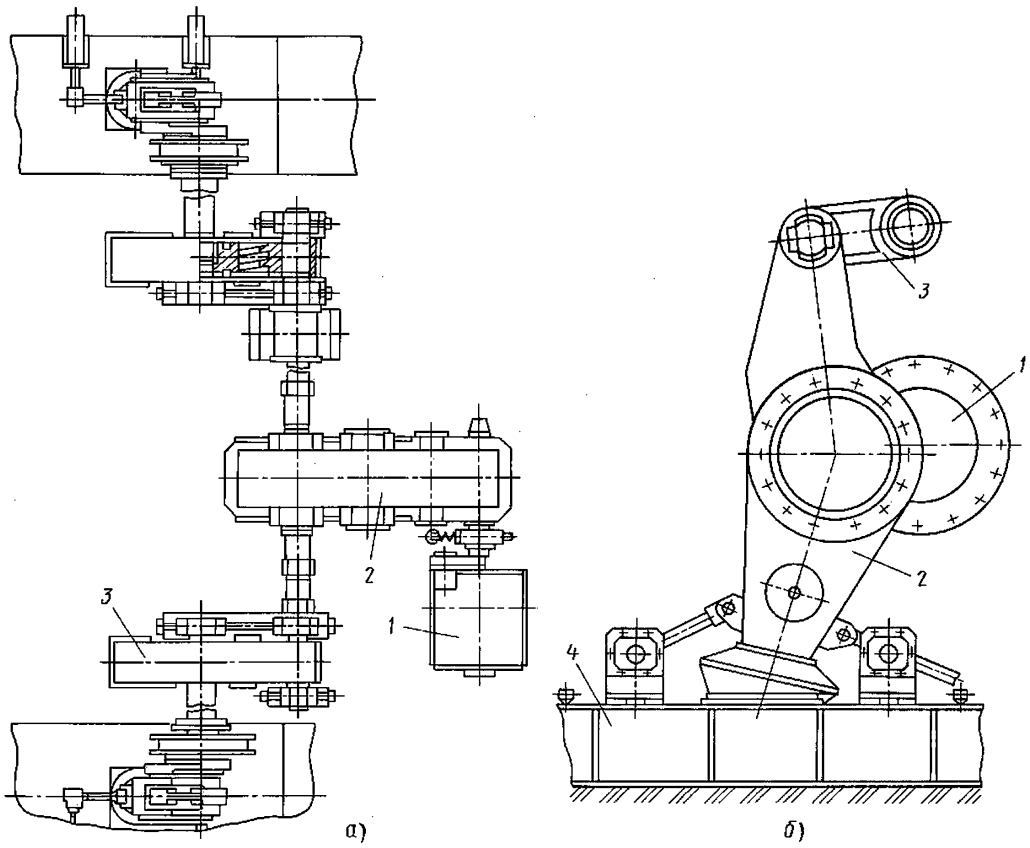


Рис. 3.4.5. Привод механизма шагания экскаватора ЭШ-10.70А:
а — привод (*1* — двигатель; *2* — редуктор; *3* — зубчатая пара); *б* — исполнительная часть (*1* — эксцентрик; *2* — нога; *3* — рычаг; *4* — лыжа)

3.4.3. ШАГАЮЩЕЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Шагающее ходовое оборудование состоит из опорной рамы, лыж и механизма шагания.

Схемы механизмов шагания различают по конструкции механизма шагания, они могут быть гидравлическими и кривошипными, состоят из двух одинаковых синхронно работающих механизмов шагания, расположенных симметрично относительно продольной оси экскаватора.

При любом виде шагающего ходового оборудования полный цикл передвижения экскаватора слагается из следующих элементов: подачи лыж на грунт, подъема экскаватора, его передвижения, опускания экскаватора, подъема лыж в исходное положение.

На рис. 3.4.5 показан кривошипный механизм шагания экскаватора ЭШ-10.70А. Механизм шагания состоит из приводной и исполнительной частей. Исполнительная часть содержит пару эксцентриков, ноги, рычаги и лыжи.

Все модели драглайнов МК «Уралмаш» и модель 4250-W фирмы Bucyrus-Erie (США) оборудованы гидравлическими механизмами шагания.

Гидравлический механизм шагания экскаваторов ЭШ-15.90 (рис. 3.4.6) состоит из лыж, подъемного и тягового гидроцилиндров. Штоки последних сочленяются общим шарниром на траверсе, которая также шарнирно с помощью кронштейнов связана с лыжей. Подъемный и тяговый гидроцилиндры шарнирно соединены с металлоконструкциями надстройки и поворотной платформой.

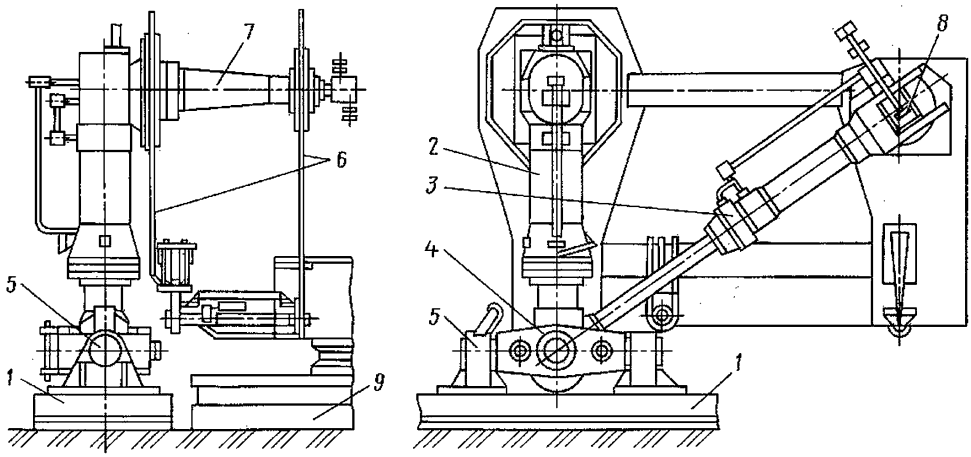


Рис. 3.4.6. Гидравлический механизм шагания экскаватора ЭШ-15.90:
1 — лыжа; *2, 3* — соответственно подъемный и тяговый гидроцилиндры; *4* — траверса; *5* — кронштейн; *6* — надстройка; *7, 8* — оси; *9* — база

Во время работы экскаватора поршни всех гидроцилиндров втянуты внутрь, опорные башмаки подняты и занимают крайнее верхнее положение, а поворотная платформа при этом опирается на базу. При шагании под действием подъемных и тяговых гидроцилиндров опорные башмаки выдвигаются и опускаются на почву уступа. При возрастании давления в подъемных гидроцилиндрах один конец опорной базы экскаватора приподнимается от почвы уступа, затем экскаватор с помощью тяговых гидроцилиндров сдвигается и, опираясь на башмаки, скользит опорной рамой по почве уступа, передвигаясь на шаг 1...2,5 м, после чего база вновь опускается на почву. Затем подъемные гидроцилиндры поднимают опорные башмаки вверх, и процесс шагания повторяется.

Преимущества гидравлического шагающего механизма заключаются в плавности его работы и возможности регулирования траектории движения, а недостатки — в низком КПД (~0,6) и сложности устройства привода, требующего квалифицированного обслуживания.

В отличие от описанной выше конструкции на мощном драглайне ЭШ-100.100 применено гидравлическое шагающее устройство с полным отрывом опорной рамы (базы) от грунта. Передвижение экскаватора осуществляется перемещением опорных скользунов (гидростатической опоры) гидроцилиндров по верхней плоскости башмака в направляющих.

Шагающее ходовое устройство экскаватора ЭШ-100.100 состоит из четырех башмаков, соединенных попарно шарниром; четырех подъемных гидроцилиндров, закрепленных в раме поворотной платформы и опирающихся на сферу гидростатической опоры скользунов; двух тяговых гидроцилиндров, шарнирно закрепленных на поворотной платформе и на башмаке и обеспечивающих перемещение гидростатической опоры по опорным плитам башмаков.

Преимущества шагающего устройства данного вида: сила тяжести машины распределяется между четырьмя точками поворотной платформы вместо двух; возможность полностью оторвать базу от земли, что при передвижении исключает ее трение о грунт, износ и появление поперечных нагрузок на центральной цапфе; независимость величины выдвижения толкающего цилиндра от величины выдвижения домкратов, что позволяет изменять длину шага в различных условиях; наличие шаровой опоры на нижнем конце подъемного цилиндра, в связи с чем устраняются изгибающие нагрузки на штоке и обеспечиваются высокие надежность и долговечность соединений. Недостаток этого шагающего устройства — сложность конструкции гидростатической опоры.

3.4.4. РЕЛЬСОВОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Рельсовое оборудование характеризуется применением балансирных устройств, которые могут иметь до пяти ступеней и более. На ма-

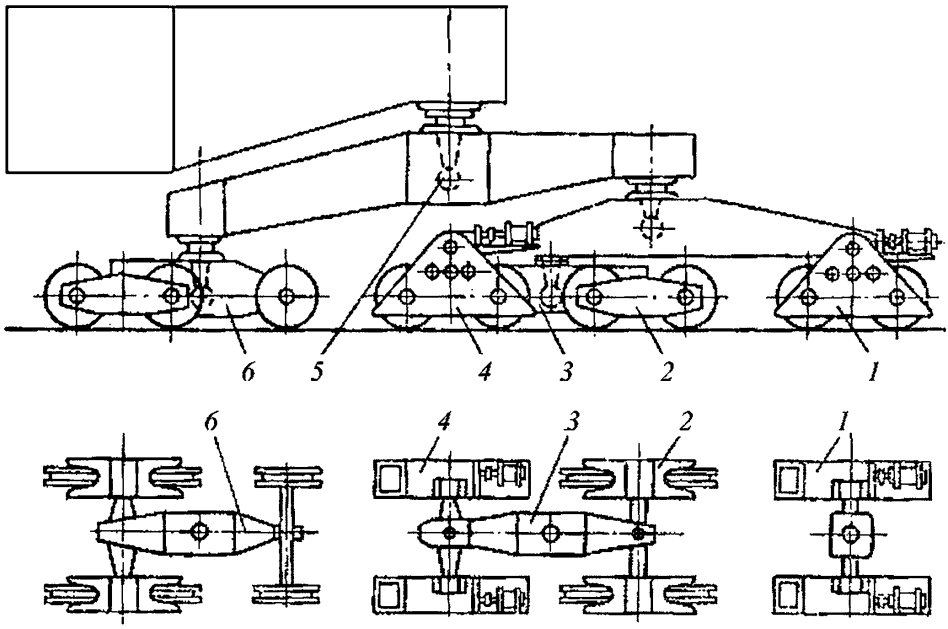


Рис. 3.4.7. Схемы опоры машины с рельсовым ходовым оборудованием:
1–4, 6 — балансиры; *5* — опора

шинах средней мощности используют трехрельсовый путь, который при двухступенчатых балансирах обеспечивает установку машин массой до 450 т (24 колеса), при трехступенчатых — массой до 960 т (48 колес), при четырехступенчатых до 1900 т (98 колес) и при пятиступенчатых — до 4000 т (228 колес).

Применение четырехрельсового пути при четырехступенчатых балансирах дает возможность довести массу экскаватора до 2500 т, а дальнейший переход на шести- и восьмирельсовый путь — до 6000 т и более. Так как при переходе на следующую ступень балансиров число колес удваивается, то при необходимости изменения числа колес меньше чем в 2 раза применяют схемы с полностью или частично неравноплечими балансирами.

Через опоры (рис. 3.4.7) нагрузка передается на главные балансиры, которые, в свою очередь, через две сферические опоры передают нагрузку на большие балансиры. Последние опираются через опоры на малые балансиры, которые уже передают нагрузку на ходовые тележки. Под большим балансиром находятся слева четыре двухосные тележки, а справа — две, поэтому плечи балансира делают неодинаковой длины. Благодаря этому нагрузка на тележки пропорциональна числу осей.

3.4.5. ШАГАЮЩЕ-РЕЛЬСОВОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование (рис. 3.4.8) используют на роторных экскаваторах и отвалообразователях. Нижняя рама машины четырьмя домкратами опирается на четыре четырехколесные тележки, которые своими колесами опираются на нижние рельсы, установленные на лыже. К нижней раме снизу присоединена через нижний опорно-поворотный круг опорная база. Верхняя поворотная платформа экскаватора через верхний поворотный круг опирается на нижнюю раму. При копании экскаватор опирается гидродомкратами и тележками на лыжи и может перемещаться по лыжам с помощью установленных на концах лыж лебедок.

После перемещения по лыжам на величину хода нижняя рама гидродомкратами опускается и машина опирается на грунт опорной базы. Лыжи гидродомкратами поднимаются. При этом лыжи верхними рельсами опираются на колеса тележки. Теми же тяговыми лебедками лыжи выдвигаются вперед по направлению движения. Затем они гидродомкратами опускаются на грунт. При дальнейшем выдвижении штоков гид-

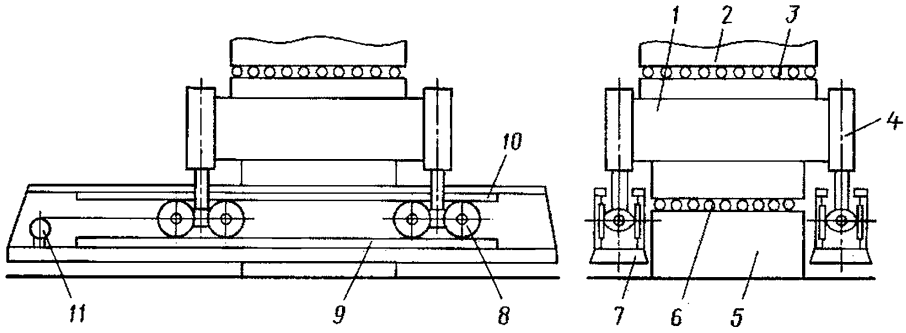


Рис. 3.4.8. Схема шагающе-рельсового ходового оборудования:
1 — нижняя рама; *2* — платформа; 3, *6* — поворотный круг; *4* — домкрат; *5* — опорная база; *7* — лыжа; *8* — тележка; *9*, *10* — рельсы; *11* — лебедка

родомкратов машина вместе с опорной базой поднимается. На этом цикл движения завершается, машина готова к движению по линии.

Если необходимо измененить направление движения в период, когда машина стоит на опорной базе, нижняя рама вместе с лыжами через нижнее опорно-поворотное устройство поворачивается на требуемый угол, лыжи опускаются, и экскаватор перемещается по лыжам в нужном направлении.

Копание грунта происходит при опирании машины на лыжи. Отвалообразователи с шагающе-рельсовым ходовым оборудованием во время работы опираются на опорную базу, при этом конструкция машины существенно упрощается, так как отпадает необходимость во втором опорно-поворотном устройстве. Для работы на мягком основании лыжу делают цельной (экскаватор ЭРП-5250). Поскольку на твердом неровном грунте лыжа может опираться на грунт своими крайними точками, то для уменьшения изгибающего момента лыжу делают составной из двух шарнирно-соединенных частей (экскаваторы ЭРШР-5000, ЭРШРД-5000).

Глава 3.5

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

3.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На металлической конструкции (металлоконструкции) экскаватора, являющейся остовом машины, монтируют все рабочие механизмы, их привод и системы управления. Доля металлоконструкций в общей массе экскаватора может достигать 50 %, поэтому при их создании особое внимание должно обращаться на совершенство конструктивных форм и методов расчета, на обоснованную экономию металла при непременном обеспечении надежности, удобства обслуживания и ремонта.

В общем случае к силовым (несущим) металлическим конструкциям экскаваторов можно отнести следующие узлы:

– у карьерных и вскрышных лопат — стрелу, рукоять с ковшом, поворотную платформу с двуногой стойкой и опорную раму ходового механизма;

– у драглайнов — стрелу и поддерживающую мачту (если она имеется), поворотную платформу с надстройкой и подкрановыми путями, переднюю раму поддержки блоков тяговых и подъемных канатов, а также базу (опорную раму) и опорные башмаки;

– у многоковшовых — роторную стрелу (ковшовую раму), собственно поворотную платформу, верхнее ее строение и надстройку поддержки рабочего органа, стрелы противовеса и отвальной консоли, собственно отвальную консоль или соединительный мост, промежуточную поворотную раму (если она имеется) и опорную раму ходового устройства.

3.5.2. МАТЕРИАЛЫ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ ЭКСКАВАТОРОВ

Металлические конструкции экскаваторов изготовляют из стальных листов, труб, фасонного проката, гнутых и штампованных профилей.

Для сварных металлоконструкций экскаваторов используют углеродистые стали. Основная марка углеродистой стали — сталь Ст. 3, хорошо сваривающаяся, достаточно прочная.

Элементы и связи, воспринимающие инерционные и ветровые нагрузки, а также металлоконструкции, работающие при температуре ниже –25 °С, изготовляют из мартеновской стали спокойной плавки марки ВМСт3сп.

Для снижения массы ответственных металлоконструкций экскаватора (стрел, рукоятей, элементов рам, ходовых частей и др.), где размеры сечений расчетных элементов определяются не условиями жесткости, а условиями прочности, применяют низколегированные стали марок 09Г2, 17ГС, 10Г2СД и 09Г2ДТ. Они обладают более высокой коррозионной стойкостью, примерно в 1,5–2 раза большим значением предела текучести $\sigma_т$ и меньшей хладоломкостью, чем сталь Ст. 3. Однако низколегированные стали более чувствительны к концентрации напряжений (имеют большие в 1,1–1,4 раза значения коэффициента концентрации) и дороже углеродистых сталей.

Наибольший эффект достигается при выполнении из низколегированных сталей элементов, подверженных преимущественно растяжению. Для конструкций, работающих при переменных и знакопеременных нагрузках из-за своего относительно низкого предела выносливости, низколегированные стали менее приемлемы.

Несущие элементы сварных конструкций, изготовленные из низколегированных сталей, более предпочтительны для работы при t = –40 °С. Для более низких температур (до –65 °С) рекомендуются стали 09Г2С, 15ХСНД и 10ХСНД.

Оборудование для открытых работ, функционирующее в условиях Севера и Сибири, подвержено наиболее опасному виду разрушения — хрупкому повреждению и разрушению соединений металлоконструкций. Частота хрупких разрушений зависит от температуры и температурного градиента окружающей среды, химического состава применяемых сталей, остаточных напряжений в металле, концентраторов напряжений и прежде всего дефектов сварных швов: непроваров, несплавлений, подрезов, расслоений, прожогов, пор и трещин.

С целью предупреждения хрупких разрушений выбирают необходимую марку стали, рациональные конструктивные формы сварных соединений, оптимальные сварочные материалы и технологию сварки.

Ответственные металлоконструкции (ковши, ротор, ковшовая рама, роторная стрела и т.п.) целесообразно изготовлять из стали марки 12ГН3МФАЮР, обладающей высокими показателями хладостойкости.

3.5.3. ФЕРМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

Ферменные конструкции элементов экскаваторов — стрел и элементов верхнего строения — используют при длинных пролетах и вылетах. В экскаваторостроении применяют ферменные стрелы с треугольным (отвальные стрелы роторных экскаваторов и стрелы драглайнов) и прямоугольным поперечными сечениями, боковые плоскости которых образованы из плоских, в основном раскосных ферм.

Наиболее распространенные системы решеток ферм экскаваторов приведены на рис. 3.5.1. Одни из них (см. рис. 3.5.1, *а–г*) применяют для вертикальных, другие (см. рис. 3.5.1, *а, б, д*) — для горизонтальных ферм, нагрузки на которые могут быть при-

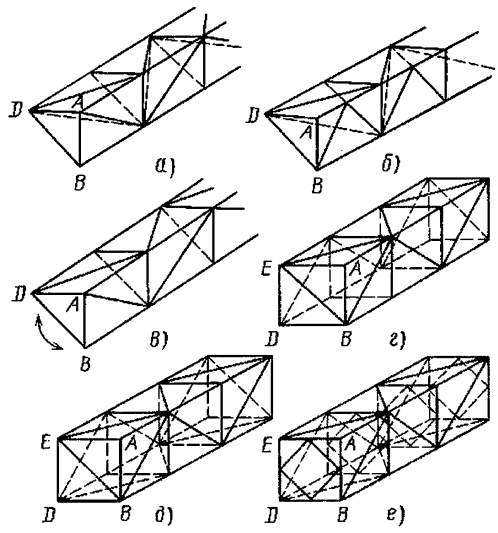


Рис. 3.5.1. Пространственные решетчатые опорные системы с треугольным (*а–в*) и прямоугольным (*г–е*) поперечными сечениями (латинскими буквами обозначены условные соединения)

ложены в противоположных направлениях. Для вертикальных ферм решетки, показанные на рис. 3.5.1, *д–е*, получаются более тяжелыми, чем для треугольных ферм (см. рис. 3.5.1, *а–в*). В последних для уменьшения длины панели сжатого, а иногда и растянутого поясов используют дополнительные стойки (см. рис. 3.5.1, *в*). Система, показанная на рис. 3.5.1, *г*, наиболее рациональна для консолей, когда все раскосы работают на растяжение.

Наиболее высокой пространственной жесткостью обладает конструкция со всеми четырьмя раскосными фермами, когда в каждой ее панели имеется рамный раскос.

Сечения стержней ферм могут быть одноэлементными и составными. Сечения из одиночного уголкового профиля применяют лишь для легких горизонтальных и вспомогательных ферм. Сварные составные из листов сечения поясов ферм обладают преимуществом по сравнению с составными сечениями поясов из профильной стали с соединительными планками. Сопротивление усталости сварного растянутого пояса, составленного из листов, зависит от конструкции присоединения к нему раскосов вертикальных и горизонтальных ферм.

Широкое распространение в экскаваторостроении получили металлические конструкции, изготовляемые из гнутого и профилированного металла, особенно труб. Благодаря использованию труб для изготовления решетчатых конструкций сокращается расход металла, особенно на стержни и пояса, сечения которых назначаются из условий предельной гибкости. Замкнутые профили помимо хороших жесткостных показателей отличаются меньшей внешней поверхностью, подверженной коррозии, и лучшими аэродинамическими показателями.

Фирмой Marion (США) разработаны стрелы из высокопрочных алюминиевых сплавов. Алюминиевые стрелы по сравнению со стальными обладают рядом преимуществ, в частности они не боятся низких температур и корродирования, характеризуются меньшей массой при одинаковых длинах, что позволяет сократить продолжительность рабочего цикла и повысить производительность экскаватора благодаря возможности установки ковша большей вместимости или удлинить стрелу, т.е. увеличить радиус действия машины.

3.5.4. РАМНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

К рамным конструкциям относят: нижние и опорные рамы; металлоконструкции поворотной платформы; металлоконструкции верхнего строения и надстройки.

Нижние и опорные рамы являются основной несущей металлоконструкцией экскаватора.

Опорные рамы (базы) мощных шагающих драглайнов и роторных экскаваторов, имеющих шагающе-рельсовое ходовое оборудование, представляют собой круглую сварную металлоконструкцию (например, у ЭШ-100.100 диаметр базы 27 м, а ее высота 2,5 м) с вваренной в нее центральной цапфой. Рама состоит из верхнего и нижнего настилов, а также кольцевых и радиальных диафрагм. По условиям транспортирования раму изготовляют из секций, число которых может превышать 30, свариваемых при монтаже в единое целое с секцией центральной цапфы. Сварку секций осуществляют по специальной технологии и в определенной последовательности, обеспечивающей минимальное коробление листов и отклонение от вертикали оси центральной цапфы. Точность установки секций контролируют оптическими устройствами.

Для получения единой плоскости как под опорным рельсом, так и под секциями зубчатого венца кольцевые платики, на которых крепят рельсы на верхнем листе рамы, фрезеруют (после установки на место) специальными головками. Обработка опорных поверхностей после сварки обеспечивает необходимую точность сопрягаемых элементов и хорошие условия их эксплуатации. Выбор параметров, структуры и геометрии рамы, а также ее расчет ввиду значительной сложности и статической неопределимости действия нагрузок на элементы опорной рамы осуществляют на ЭВМ по специальным программам.

На рис. 3.5.2 показаны схемы нижнего строения роторных экскаваторов.

Основным несущим узлом металлоконструкции нижнего строения является нижняя рама, воспринимающая нагрузки от верхнего строения через опорно-поворотное устройство и передающая их на гусеничное или шагающе-рельсовое ходовое оборудование (на лыжи или базу через опорно-поворотное устройство).

Металлоконструкция поворотной платформы карьерной лопаты представляет собой сварную комбинированную металлоконструкцию коробчатого сечения, изготовленную из

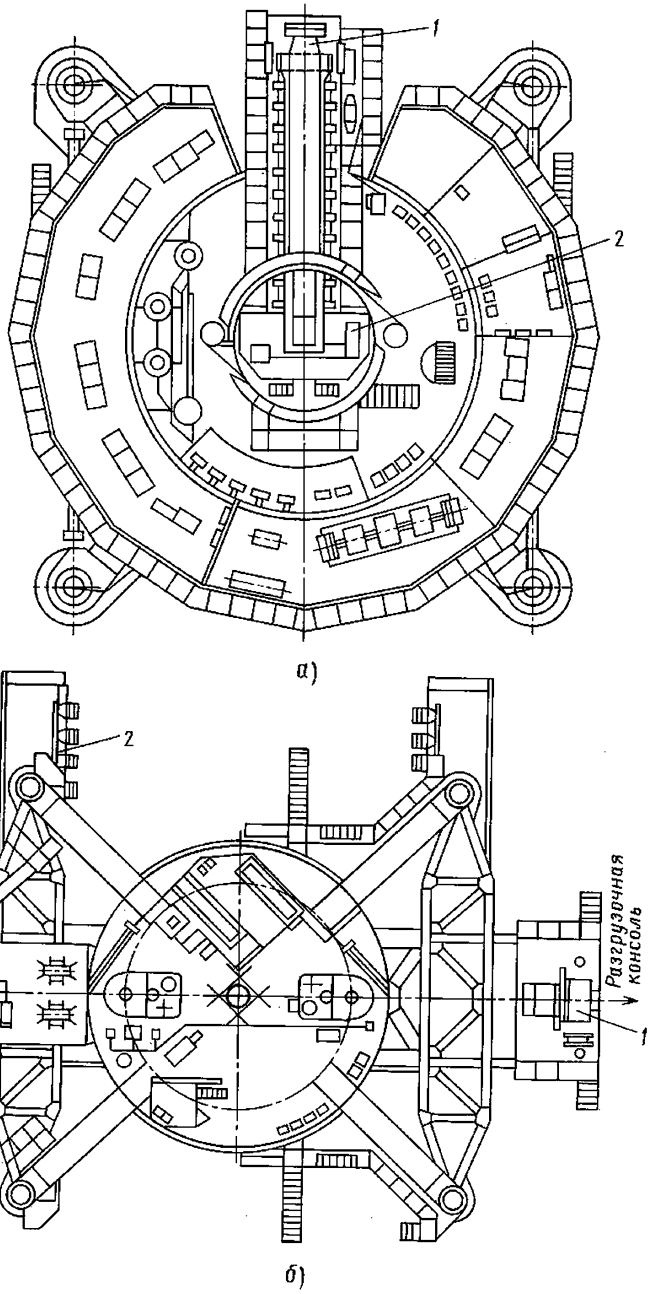


Рис. 3.5.2. Нижнее строение роторного экскаватора:
а — нижняя рама, второй этаж (*1* — конвейер; *2* — питатель); *б* — нижняя рама, первый этаж (*1* — кабельный барабан; *2* — токоподвод к лыжам)

листовой стали и состоящую из ряда пересекающихся вертикальных листов, перекрытых сверху и снизу горизонтальными листами.

Для восприятия через роликовый круг сил от силы тяжести вращающейся части экскаватора в конструкции поворотной платфор-

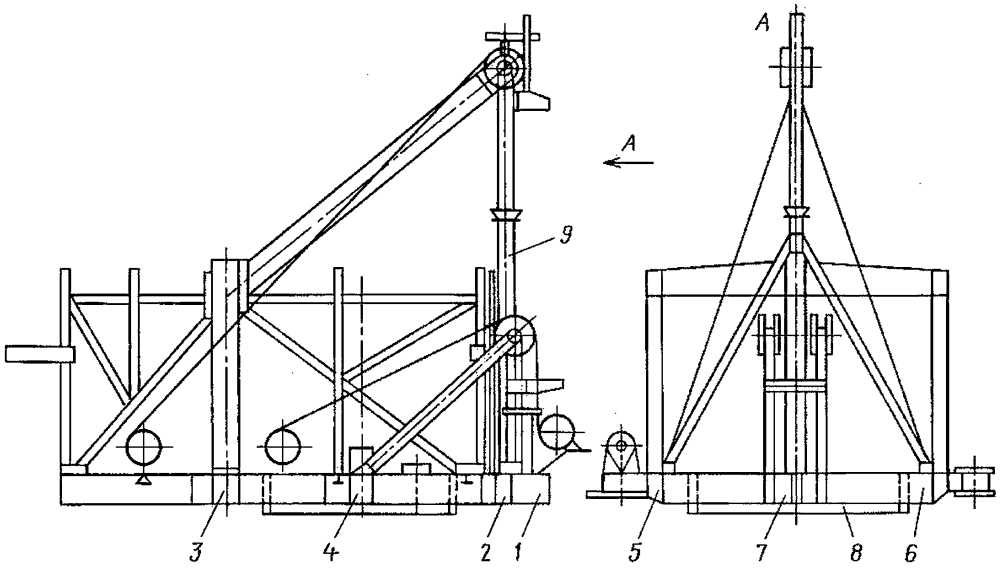


Рис. 3.5.3. Металлоконструкция поворотной платформы и надстройки шагающего драглайна ЭШ-100.100: *1* — платформа; *2–4* — поперечные балки; *5–7* — продольные балки, *8* — кольцевая балка; *9* — передняя стойка

мы предусмотрена кольцевая балка. Передняя часть поворотной платформы замыкается мощной балкой, предназначенной для восприятия через проушины сил от пяты стрелы, возникающих в процессе экскавации.

Металлоконструкция поворотной платформы мощного драглайна ЭШ-100.100 (рис. 3.5.3) прямоугольная сварная, состоящая из верхнего и нижнего настилов, между которыми размещены продольные и поперечные балки.

Металлоконструкции верхнего строения роторных экскаваторов отличаются большим разнообразием. Для мощных машин, имеющих длинные стрелы, верхнее строение собирается из трубчатых или балочных элементов с шарнирным креплением узлов, образующих пространственную конструкцию достаточной жесткости при сравнительно небольшой собственной массе.

Глава 3.6
ОБЩИЙ РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРОВ

3.6.1. ЗАДАЧИ ОБЩЕГО РАСЧЕТА

Главная задачей общего расчета является определение основных направлений проектирования и конструктивных решений всех важнейших узлов экскаватора. Практически общий расчет включает в себя все основные расчеты, необходимые для эскизного проекта машины. В соответствии с этим он должен содержать выбор и обоснование основополагающих параметров характеристики, габаритных размеров, размеров рабочего оборудования, сил тяжести основополагающих узлов и машины в целом, силы, мощности и скорости основных рабочих движений, передаточные отношения механизмов, статический и тяговый расчеты, давление на грунт и определение производительности.

Необходимо прежде всего выбрать и обосновать конструктивную схему экскаватора. К последней относится решение следующих вопросов: разработки конструктивной схемы ходового оборудования, типа опорно-поворотного устройства, кинематических схем, конструктивных схем рабочего оборудования и т.д.

Весь этот выбор осуществляется в соответствии с типоразмером машины и ее назначением на основе тщательного изучения предстоящих условий работы, количественной потребности и предполагаемого выпуска этой машины, условий и места ее производства, а также опыта работы аналогичных отечественных и зарубежных машин с учетом специфики предстоящих условий эксплуатации.

3.6.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭКСКАВАТОРОВ

Основными параметрами экскаваторов являются:

– массы экскаватора, рабочего органа и оборудования, поворотной платформы и других составных частей;

– линейные размеры рабочего органа, элементов рабочего оборудования и других элементов;

– силовые и скоростные параметры, установленные мощности двигателей и другие параметры.

Для предварительного определения параметров целесообразно использовать метод аппроксимации [2].

Одноковшовые экскаваторы

Многие линейные, массовые, энергетические и скоростные параметры, а также время рабочего цикла с достаточной для инженерных расчетов точностью могут быть определены в зависимости от вместимости ковша E, м^3, длины стрелы L_c, м, высоты черпания и выбранного типа рабочего оборудования по эмпирическим зависимостям [4, 5].

Масса одноковшового экскаватора $m_э$, т, в первом приближении может быть определена по зависимости

$$m_э = K_э E,$$

где $K_э$ — коэффициент металлоемкости, т/м^3 (для карьерных лопат он равен 38...55; для вскрышных лопат 55...110; для драглайнов 50...120).

По массе одноковшового экскаватора и коэффициенту пропорциональности K_i могут быть определены линейные размеры конструктивных элементов:

$$L_i = K_i m_э^{1/3}.$$

Мощность сетевого двигателя, кВт, одноковшовых экскаваторов определяют по следующим зависимостям:

– для мехлопат

$$P_{сет} = 1{,}3m_э + 28;$$

– для вскрышных лопат

$$P_{сет} = 0{,}98m_э + 226;$$

– для драглайнов

$$P_{сет} = EL_c(1{,}32 + 0{,}004L_c).$$

Многоковшовые экскаваторы

Для многоковшовых экскаваторов основные параметры определяют в зависимости от теоретической производительности $Q_т$, м^3/ч, размеров рабочей зоны (высоты $H_в$ или глубины $H_г$ копания) и категории породы по трудности экскавации, характеризующейся коэффициентом сопротивления породы копанию K_F [6].

Масса многоковшового экскаватора, т, может быть определена по следующим эмпирическим зависимостям:

– цепного

$$m_э = kQ_т H_г K_F,$$

где k — коэффициент, учитывающий тип ходового оборудования (для экскаватора на рельсовом ходу k = 0,23...0,28; на гусеничном ходу 0,3...0,36);

– роторного

$$m_э = k_1 H_в (Q_т H_в)^{1/3},$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий тип стрелы (для экскаватора с невыдвижной стрелой k_1 = = 1,7; для экскаватора с выдвижной стрелой 2,05).

Рабочая масса роторного экскаватора с малыми линейными параметрами

$$m_э = 2{,}15\cdot10^{-2}K_1(a + L_c)Q_т(K_F)^{1/3},$$

где $K_1 = 6{,}55/(Q_т + 210) + 3{,}5\cdot10^{-3}$; a — расстояние от оси подвеса роторной стрелы до оси поворота верхнего строения экскаватора, м; L_c — длина роторной стрелы, м.

Установленные мощности приводных двигателей, кВт, цепного и роторного экскаваторов определяют по формуле

$$P_{уст} = K_2 Q_т(10K_F + 0{,}17H_в + 1{,}3K_F(H_в)^{1/2},$$

где K_2 — коэффициент, учитывающий тип экскаватора (для цепного K_2 = 0,033; для роторного 0,026).

Установленная мощность двигателей роторного экскаватора может быть ориентировочно найдена также по зависимости

$$P_{уст} = (1{,}1...1{,}2)m_э.$$

Однако следует иметь в виду, что экскаваторостроительные фирмы имеют различные

технические возможности (схемы компоновки, материалы, технологии и т.д.). Естественно, экскаваторы с одинаковой производительностью и равными линейными параметрами будут отличаться по массе, мощности двигателей и другим показателям.

По существу, каждая фирма имеет свои теоретические подходы к выбору и обоснованию основных линейных, силовых и энерговесовых параметров.

3.6.3. РАСЧЕТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА РАБОЧЕМ ОРГАНЕ И МОЩНОСТИ ПРИВОДОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Силы сопротивления на рабочем органе зависят от физико-механических свойств породы, структуры массива горных пород и трещиноватости, наличия включений и прослоек, конструктивного исполнения рабочего органа и режущих (экскавирующих) элементов и других факторов.

При определении силовых параметров и мощности приводов принимают расчетные значения сил сопротивления.

Одноковшовые экскаваторы

Прямая лопата

Расчетное значение силы сопротивления породы копанию определяют из условия наполнения ковша при работе в тяжелых условиях (рис. 3.6.1):

$$P_{01} = K_f C_{max} B;\ P_{02} = \lambda P_{01},$$

где P_{01}, P_{02} — соответственно касательная и нормальная составляющие силы сопротивления; λ — коэффициент пропорциональности, зависящий от угла резания и степени затупления режущих элементов; C_{max} — максимальная толщина отделяемого слоя породы (стружки); B — ширина ковша.

Условие наполнения ковша имеет вид

$$EK_н = BC_{max}L_н K_р,$$

где $K_н$ — коэффициент наполнения ковша; $L_н$ — длина пути наполнения ковша, ее принимают равной высоте оси напорного вала; $K_р$ — коэффициент разрыхления породы в ковше.

Силы, действующие в главных механизмах прямой лопаты (подъемном $F_п$ и напорном $F_н$), зависят от положения элементов оборудования, степени наполнения ковша, их определяют из условия равновесия рабочего оборудования в расчетных положениях (рис. 3.6.2).

Расчетными положениями (т.е. положениями, при которых действует неблагоприятная комбинация сил) для определения сил в подъемном канате являются положения I и II; для определения напорной силы — положения I, III и IV.

Главные механизмы прямой лопаты работают в повторно-кратковременных режимах, т.е. с резко переменными скоростями и действующими силами.

Мощность двигателя определяют с учетом режима работы по формуле

$$P_i = S_i v_i K_{реж\,i} \eta_i^{-1},$$

где S_i — рабочее значение действующей силы при копании; v_i — соответствующее рабочее значение скорости; $K_{реж\,i}$ — коэффициент режима работы для данного механизма; η_i — КПД механизма.

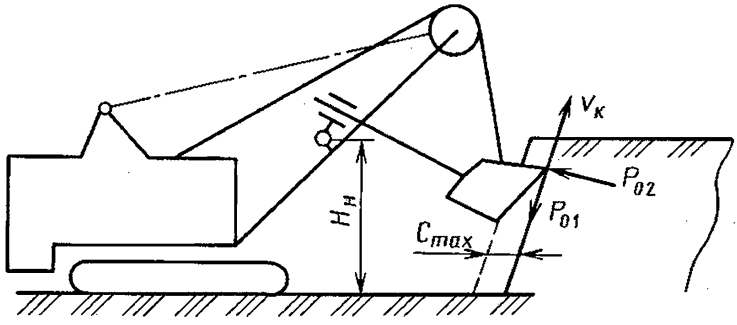


Рис. 3.6.1. Схема к определению силы сопротивления копанию:
$H_н$ — высота оси напорного вала; C_{max} — толщина стружки; P_{01}, P_{02} — соответственно касательная и нормальная составляющие сопротивления копанию; $v_к$ — вектор скорости копания

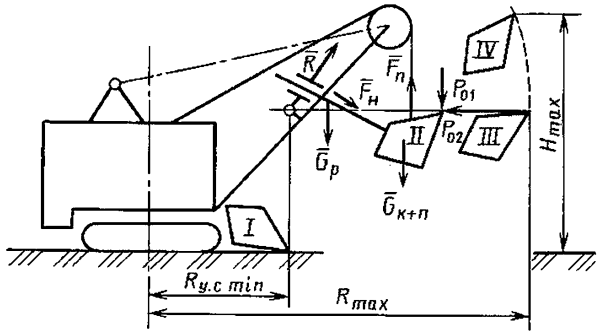


Рис. 3.6.2. Расчетные положения рабочего оборудования:
$R_{y.c\ min}$ — минимальный радиус копания на уровне стояния; R_{max} — максимальный радиус копания; H_{max} — максимальная высота копания; $\overline{G}_р$, $\overline{G}_{к+п}$ — силы тяжести рукояти и ковша с породой; $\overline{R}$ — реакция в седловом подшипнике; $\overline{F}_н$, $\overline{F}_п$ — силы напора и подъема

Обратная лопата

Расчет сил сопротивления, действующих на ковш, проводят так же, как и для прямой лопаты: из условия наполнения ковша при отделении слоя породы.

Расчетными положениями для оборудования обратной лопаты являются следующие (рис. 3.6.3):

– для расчета силы, действующей на штоке гидроцилиндра поворота ковша, — подход ков-

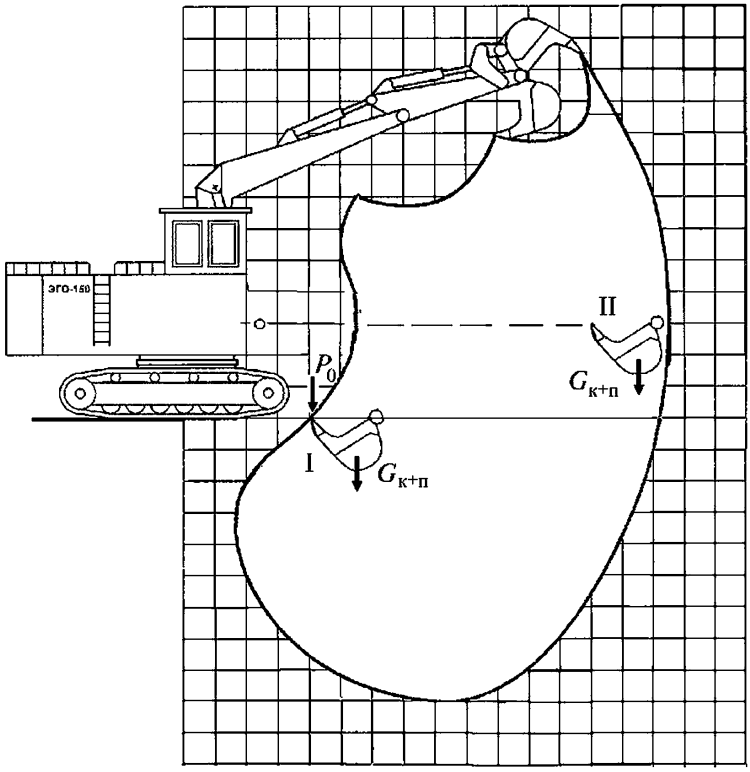


Рис. 3.6.3. Расчетные положения оборудования «обратная лопата»:
I, II — расчетные положения; $G_{к+п}$ — сила тяжести груженого ковша; P_0 — сила на зубьях ковша

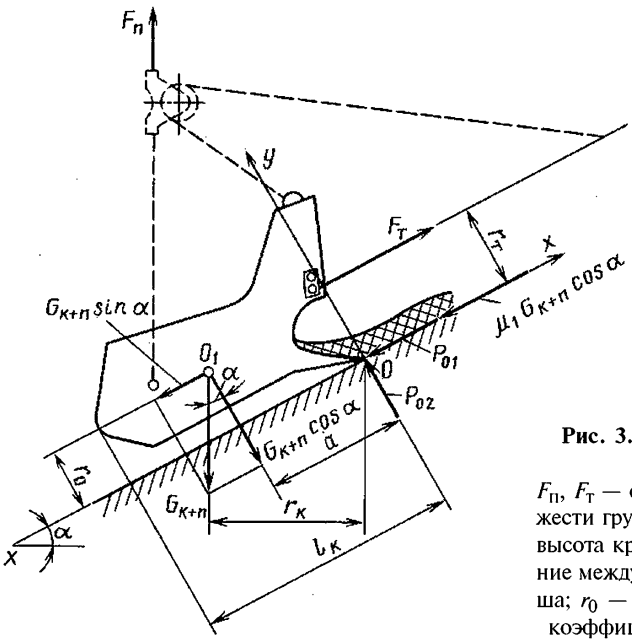


Рис. 3.6.4. Схема к расчету сил на ковше драглайна:

$F_п$, $F_т$ — силы подъема и тяги; $G_{к+п}$ — сила тяжести груженого ковша; $l_к$ — длина ковша; $r_т$ — высота крепления тяговых цепей; $r_к$ — расстояние между кромкой зуба и центром тяжести ковша; r_0 — координата центра масс ковша; μ_1 — коэффициент трения; α — угол откоса уступа

ша к бровке уступа, когда направления действия силы сопротивления копанию и силы тяжести груженого ковша совпадают (положение I);

— для расчета силы, действующей на штоке цилиндра поворота стрелы, — подъем груженого ковша на максимальном вылете (положение II).

Мощности гидродвигателей определяют с учетом режима работы приводов.

Погрузочное оборудование

Касательную $F_{вн}$ и нормальную N составляющие сопротивления внедрению ковша определяют по зависимостям

$$F_{вн} = AL_{вн}^{n}B;\ N = kF_{вн},$$

где A — обобщающий коэффициент, учитывающий форму ковша, высоту штабеля, кусковатость, плотность горной массы и другие факторы, влияющие на силу внедрения ковша в штабель горной массы; $L_{вн}$ — длина внедрения ковша; n — показатель степени, зависящий от условий разработки, n = 1,0...1,8; B — ширина ковша; k — коэффициент пропорциональности.

Расчет сил, действующих на штоках гидроцилиндров, проводят для следующих случаев: для цилиндра рукояти — при внедрении ковша на величину $L_{вн}$; для цилиндра ковша — поворот ковша; для цилиндра стрелы — отрыв груженого ковша.

Драглайн

Расчетное значение силы сопротивления копанию определяется из условия наполнения ковша (рис. 3.6.4) из выражения

$$P_{01} = K_f E K_н (1 + \lambda_o)/(L_н K_р),$$

где λ_o — относительный (по отношению к вместимости ковша) объем призмы волочения; $L_н$ — длина пути наполнения ковша, $L_н$ = = (3...5)$l_к$ (здесь $l_к$ — длина ковша).

Сила в тяговом канате составит

$$F_т = P_{01} + G_{к+п}\sin\alpha.$$

Снижая точку крепления тяговых цепей ковша (уменьшая $r_т$), можно добиться улучшения работы ковша в крепких породах. У стандартного ковша $r_к/r_т$ = 2. В легких породах увеличение $r_т$ позволяет ускорить заглубление ковша.

Подъемную силу определяют по формуле

$$F_п = k_{тр}G_{к+п},$$

где $k_{тр}$ — коэффициент траектории ковша при транспортировании ($k_{тр}$ = 1,6...1,8).

Траектория транспортирования ковша (рис. 3.6.5) характеризуется наличием зон растяжки и саморазгрузки ковша. При приближении ковша к стреле направления канатов (и сил) практически совпадают, что резко увеличивает действующие силы (растяжку ков-

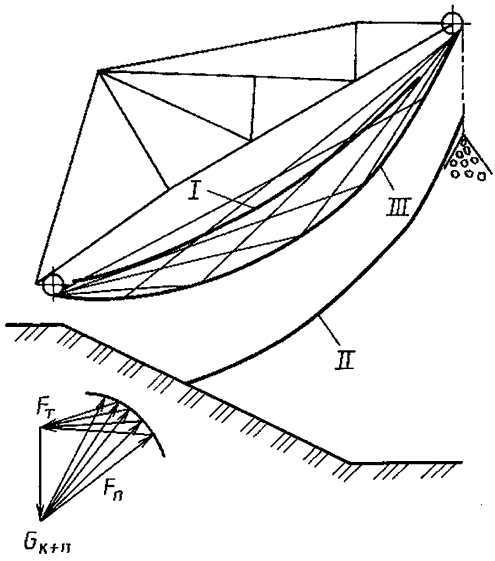


Рис. 3.6.5. Зоны рабочего пространства драглайна: I — граница зоны растяжки в ковше; II — граница зоны саморазгрузки ковша; III — рациональная траектория перемещения ковша; $F_п$, $F_т$ — силы подъема и тяги; $G_{к+п}$ — сила тяжести груженого ковша

ша). При совпадении направлений силы тяжести ковша и силы в подъемном канате (при удалении ковша от стрелы) наблюдается саморазгрузка ковша.

Вид расчетной траектории движения ковша определяют из условий исключения просыпи при транспортировании (при постоянстве угла наклона ковша) или полного использования мощности механизма подъема (при постоянстве сил в подъемном канате).

Скорость подъема устанавливают из условия подъема ковша на максимальную высоту выгрузки из забоя максимальной глубины за время поворота платформы на угол 120°. Обычно $v_п$ = 2,5...4 м/с.

Определение мощности двигателя механизма поворота

Механизм поворота функционирует в основном при неустановившемся режиме (разгон и торможение) ввиду большой инерционности поворотной платформы и малой длительности поворотных движений.

Особенностью механизма поворота является наличие оптимальных значений угловой скорости платформы и, соответственно, передаточного числа механизма.

Так, с ростом передаточного числа механизма увеличивается значение вращающего момента на платформе и возрастают ускорения разгона и торможения платформы, что снижает длительность этих операций. Но одновременно с повышением передаточного числа уменьшается скорость установившегося движения платформы (движения с практически постоянной скоростью) и, соответственно, увеличивается длительность установившегося движения.

Таким образом, ввиду противоречивого действия ряда факторов для каждого значения угла поворота имеется оптимальное значение передаточного числа, при котором продолжительность поворотных движений будет минимальна.

Мощность двигателя механизма поворота определяют по формуле

$$P_{пов} = C_р(I_п^г + I_п^п)\beta^2/(t_{пов}^3 K_{з.з}),$$

где $C_р$ — коэффициент, учитывающий тип привода, $C_р$ = 0,02...0,03 (меньшее значение соответствует тихоходным двигателям); $I_п^г$; $I_п^п$ — моменты инерции платформы соответственно с груженым и порожним ковшом; β — угол поворота платформы; $t_{пов}$ — длительность поворотных движений; $K_{з.з}$ — заданное значение коэффициента загрузки двигателя.

Многоковшовые экскаваторы

Роторные экскаваторы

Кинематические особенности рабочего процесса роторных экскаваторов определяются схемами экскавирования ленты породы (подступа).

Если выемка ленты проводится с переменными радиусами R_1 и R_2 черпания (выдвижной стрелой), то толщина стружки постоянна по всей длине ленты (рис. 3.6.6, *а*). Ширина стружки, снимаемой ковшом роторного колеса за одно черпание, также не меняется.

Если выемка ленты осуществляется с постоянными в плане забоя угловой скоростью, радиусом черпания и $R_1 = R_2$ (стрела невыдвижная), то толщина стружки максимальна в направлении подачи экскаватора на забой на оси роторного колеса, а лента в плане имеет серповидное очертание (рис. 3.6.6, *б*). При переменной угловой скорости поворота стрелы ротора ширина стружки переменна и мини-

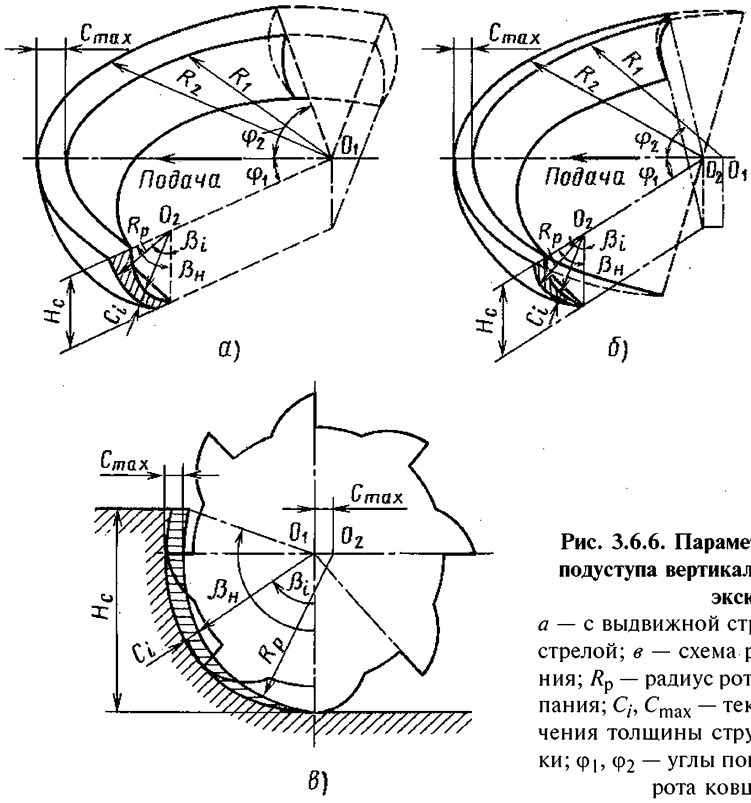


Рис. 3.6.6. Параметры ленты при отработке подуступа вертикальной стружкой роторным экскаватором:

а — с выдвижной стрелой; *б* — с невыдвижной стрелой; *в* — схема ротора в плоскости вращения; $R_р$ — радиус ротора; R_1, R_2 — радиусы черпания; C_i, C_{max} — текущее и максимальное значения толщины стружки; $H_с$ — высота стружки; φ_1, φ_2 — углы поворота; β_i, $\beta_н$ — углы поворота ковша от вертикали

мальна по величине в направлении подачи стрелы ротора на забой.

Мгновенная толщина среза каждым ковшом за время оборота роторного колеса (рис. 3.6.6, *в*) с достаточной для практических расчетов точностью может быть выражена формулой

$$C_i = C_{max}\sin\beta.$$

Исходя из условия 100%-ного заполнения объема E ковша при отработке подуступа заданной высоты $H_с$, толщина стружки на уровне оси колеса должна быть

$$C_{max} = [E\varepsilon_о/(K_р H_с)]^{0,5},$$

где $\varepsilon_о$ — отношение толщины стружки к ее ширине $b_о$ на уровне оси колеса, $\varepsilon_о = 1{,}2...2{,}8$.

Ширина стружки $b_о$ определяется расстоянием между ковшами $a = 2\pi R_р/Z$ (Z — число ковшей на колесе) и отношением скоростей поворота стрелы $v_с$ и резания $v_р$ по формуле

$$b_о = a\,\mathrm{tg}\,\zeta = a v_с/v_р.$$

Сила сопротивления породы копанию, преодолеваемая ковшом при отделении стружки,

$$F_{рi} = S_i K_F,$$

где S_i — площадь стружки, отделяемой ковшом.

При числе n ковшей, одновременно находящихся в контакте с забоем высотой $H_с$, суммарное сопротивление резанию, т.е. окружная сила на роторе, определится из выражения

$$F_{\Sigma р} = \sum_{1}^{n} F_{рi}.$$

Мощность привода роторного колеса $P_{д.р}$ равна суммарной мощности сил на отделение стружки от массива $P_р$, подъем породы ковшами колеса от забоя до места разгрузки $P_п$, преодоление сил трения частиц породы об обечайку, перемешивание породы и сообщение кинетической энергии выбрасываемой породе и, наконец, на преодоление сопротивлений в приводе и опорах, учитываемое общим КПД η привода.

Мощность сил на отделение стружки от массива (на резание) определяют суммированием сопротивлений на ковшах, участвующих одновременно в резании:

$$P_р = F\sigma_p v_р.$$

Мощность, кВт, сил тяжести породы в ковшах роторного колеса и затраты мощности на преодоление сил трения находят по формуле

$$P_п = 2{,}62 \cdot 10^{-4} g Q_т R_р K_т \rho,$$

где $Q_т$ — теоретическая производительность экскаватора по целику, м^3/ч; $R_р$ — радиус роторного колеса, м; $K_т$ — коэффициент, учитывающий потери мощности на затирание породы между обечайкой и колесом и придание породе кинетической энергии; ρ — плотность породы, т/м^3.

Мощность двигателей привода поворота стрелы ротора в процессе экскавации затрачивается на преодоление моментов сопротивления от боковой составляющей силы копания $M_б$, составляющей силы тяжести верхнего поворотного строения экскаватора при его повороте на уклоне $M_н$, сил трения в опорно-поворотном устройстве $M_{тр}$, ветровой нагрузки $M_в$ и сил инерции $M_и$.

Момент сопротивления от боковой составляющей

$$M_б = F_б r,$$

где $F_б$ — суммарная боковая сила на ковшах колеса (определяется в зависимости от категории грунта и параметров стружки); r — радиус приложения силы относительно оси поворота верхнего строения.

Момент сопротивления на уклоне

$$M_н = g(m_{п.ч} + m_п) r_{п.ч} \sin\alpha,$$

где $m_{п.ч}$ и $m_п$ — масса соответственно поворотной части и породы, находящейся на роторной стреле; $r_{п.ч}$ — расстояние от оси поворота до центра тяжести поворотной части; α — угол отклонения оси поворота от вертикали.

Момент сил трения

$$M_{тр} = g(m_{п.ч} + m_п) f,$$

где f — коэффициент трения качения в опорно-поворотном устройстве.

Момент сил инерции $M_и$ в расчете не учитывается ввиду его малости.

Таким образом, мощность двигателей поворота стрелы ротора

$$P_{д.п} = (M_б + M_{тр} + M_н + M_в)/(\omega_{пл}\eta),$$

где $\omega_{пл}$ — угловая скорость поворота платформы; η — КПД механизма поворота, η = = 0,45...0,65.

Экспериментальные исследования, выполненные на экскаваторах, показывают, что сумма $M_{тр} + M_н + M_в$ для роторных экскаваторов, как правило, составляет $(0{,}45...0{,}55)M_б$. В связи с этим с достаточной для практических расчетов точностью можно принять

$$P_{д.п} = 1{,}5 M_б \omega_{пл}/\eta.$$

Цепные экскаваторы

Кинематические особенности рабочего процесса цепных экскаваторов поперечного копания определяются технологией отработки уступа. Подача ковшей и разработка забоя происходят у этих машин в направлении, перпендикулярном к вертикальной плоскости ковшовой рамы вследствие перемещения всего экскаватора вдоль забоя или поворота его верхнего строения.

При параллельном копании шаг ковшей a, ширина стружки b, скорость ковшовой цепи $v_р$, скорости подачи $v_х$ и число черпаний $n_ч$ связаны зависимостью

$$b = a\,\mathrm{tg}\,\zeta = a v_х / v_р = v_х / n_ч.$$

Толщину стружки, необходимую для наполнения ковшей вместимостью E, перемещающихся по уступу на пути $L_у$, определяют по формуле

$$C = (E\sin\alpha)/(bH_у K_р) = Q_т/(L_у v_х),$$

где α — угол откоса уступа; $H_у$ — высота уступа.

Сила сопротивления породы резанию на одном ковше

$$F_р = SK_F,$$

где S — площадь стружки.

При числе ковшей, одновременно находящихся в контакте с забоем длиной $L_у$, $Z_к$ = = $L_у/a$, общая сила сопротивления резанию на ковшовой цепи составит

$$F\sigma_р = F_р Z_к.$$

Мощность $P_р$, кВт, сил резания вычисляют по формуле

$$P_р = F\sigma_р v_р = 2{,}78 \cdot 10^{-4} Q_т K_F.$$

Мощность $P_п$, кВт, сил тяжести породы в ковшах при высоте уступа $H_у$ определяют из предположения, что наполнение ковша пропорционально пройденному им пути, по формуле

$$P_п = 0{,}5 \cdot 2{,}78 \cdot 10^{-4} Q_т H_у \rho g.$$

Полная мощность привода ковшовой цепи

$$P_{дц} = (P_р + P_п + P_т)/\eta = [P_р + P_п(1 + \varphi')]/\eta = \\ = (P_р + 2P_п)/\eta,$$

где $P_т$ — затраты мощности на преодоление трения в направляющих и шарнирах цепи; η — КПД механизма привода цепи, $\eta = 0{,}8...0{,}85$; φ' — коэффициент потерь мощности на трение, $\varphi' = 1$.

Мощность привода механизма подачи ковшовой цепи в общем случае равна сумме мощностей сил сопротивления от боковой составляющей силы копания $P_б$, сил трения в опорно-поворотном устройстве $P_{тр}$, ветровой нагрузки и сил инерции.

При расчете момента боковой составляющей силы копания $M_б$ для цепных экскаваторов с поворотной платформой (радиальное копание) следует учитывать, что по мере движения ковша в забое ширина стружки уменьшается.

Тогда момент определяют по формуле

$$M_б = 0{,}5 Z_к b_{ср} t_{ср} K_F (R_1 + R_2),$$

где $t_{ср}$ — средняя толщина стружки; R_1, R_2 — радиусы окружностей, описываемых ковшовой рамой при повороте на горизонте установки экскаватора и у подножия уступа.

Момент трения в опорно-поворотном устройстве вычисляют по зависимости

$$M_{тр} = g(m_{п.ч} + m_п) R f_к f_{пр} f_э / (2r_к),$$

где $m_{п.ч}$, $m_п$ — массы соответственно поворотной части экскаватора и породы, находящейся в ковшах цепи; R, $r_к$ — радиусы соответственно поворотного круга по осевой линии беговой дорожки и катков (шариков); $f_к$ — коэффициент трения качения, $f_к = 0{,}04...0{,}1$ см; $f_{пр}$ и $f_э$ — коэффициенты, учитывающие проскальзывание роликов цилиндрической формы ($f_{пр} = 1{,}1...1{,}25$) и эксцентричность приложения нагрузки ($f_э = 1{,}0...1{,}25$).

Поскольку моменты от сил инерции и действия ветровой нагрузки малы, они могут при расчете не учитываться. Таким образом, мощность привода механизма боковой подачи ковшовой рамы цепного экскаватора определяют по формуле

$$P_{п.ц} = (M_б + M_{тр})\omega_о / \eta_п,$$

где $\omega_о$ — угловая скорость платформы; $\eta_п$ — КПД механизма боковой подачи.

3.6.4. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ЭКСКАВАТОРОВ

Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения

При работе экскаватора на его металлоконструкции и узлы действуют внешние и внутренние нагрузки, определяющие уровень нагружения элементов машины.

Внешние нагрузки обусловливаются сопротивлением породы копанию; составляющими силы тяжести породы, находящейся в ковшах или на конвейерах; силой действия ветра и инерционными составляющими от сил тяжести подвижных конструкций машины.

Внутренние нагрузки зависят от сил тяжести металлоконструкций и механизмов экскаватора, предварительных напряжений или натяжений элементов (например, канатов, ферм и др.).

Нагрузки от действия сил тяжести являются: *статическими постоянными*, если конструкция находится в покое, а количество породы на ней (в ковшах или на лентах конвейеров) не меняется в значительной степени; *статическими переменными*, если они перемещаются, изменяют свое положение относительно машины; *динамическими переменными* при наличии в элементах машины ускорения.

Нагрузки от реакции при копании являются переменными и носят динамический характер.

Внешние и внутренние нагрузки влияют на положение равнодействующей всех сил относительно оси вращения поворотной платформы, что существенно изменяет общее соотношение сил в системе, а также напряжений в элементах машины.

Наиболее значимыми составляющими нагрузок, вызывающих смещение равнодействующей сил, являются сила тяжести рабочего оборудования с породой и реакция от сил сопротивления копанию на рабочем органе.

На основании сказанного выше все действующие нагрузки в общем случае принято разделять на три категории: основные, дополнительные и аварийные.

Основными нагрузками считают постоянно действующие (собственную силу тяжести, предварительное напряжение), а также переменные нагрузки номинального режима эксплуатации машины (сопротивление копанию, силы тяжести породы, перемещение центров тяжести элементов конструкции и др.), не вызывающие усталостного разрушения материала.

Дополнительными (или *случайными*) нагрузками являются нагрузки, возникающие нерегулярно, а при сочетании определенных факторов во время эксплуатации конструкции (например, неблагоприятные, сравнительно редко наблюдающееся сочетание двух или более отдельно действующих нагрузок на один и тот же узел, действие ветра и др.).

К *аварийным* нагрузкам относят критические, вероятность появления которых весьма мала.

У каждого типа экскаватора при расчете определенной металлоконструкции рассматривают конкретные комбинации нагрузок, по которым с учетом принятых материалов выбирают коэффициенты запаса прочности и допускаемые напряжения.

Значения коэффициентов запаса прочности и допускаемых напряжений могут быть различными в зависимости от вида расчетных нагрузок, материалов и других факторов, влияющих на надежность работы конструкций. Значения коэффициентов запаса прочности зависят от ряда факторов, трудно поддающихся учету, таких, как неоднородность металла и его механических свойств, несоответствие действительных сечений деталей расчетным, качество обработки деталей, неточное определение действующих нагрузок и принятых в расчете значений концентрации напряжений, влияние остаточных напряжений и т.д.

Наиболее точно расчетная нагрузка может быть определена на основе статистических наблюдений при испытаниях машины, во время которых осуществляется длительная запись на осциллографическую или магнитную ленту исследуемых параметров нагружения.

Важнейшие расчетные комбинации нагрузок должны соответствовать типовым условиям работы экскаватора и в общем случае могут быть подразделены следующим образом:

1) основные нагрузки рабочего состояния в обычных условиях эксплуатации. По ним проводится расчет на сопротивление усталости. При их переменных значениях расчет ведут по эквивалентным нагрузкам;

2) максимальные нагрузки (основные и дополнительные) в наиболее тяжелых условиях эксплуатации. По этим нагрузкам осуществляют расчет на прочность и устойчивость;

3) максимальные нагрузки нерабочего состояния, вызываемые силой тяжести экскаватора и ветровой нагрузкой нерабочего состояния (ураганом). По этим нагрузкам выполняют расчет на прочность и устойчивость (только мощных машин);

4) аварийные нагрузки, по которым проводят расчет предохранительных устройств;

5) транспортные и монтажные нагрузки, по которым ведут расчет на прочность и устойчивость.

При расчете металлоконструкций многоковшовых (в частности, роторных) экскаваторов рассматривают следующие комбинации нагрузок (нагрузки рабочего состояния — Р, нагрузки состояния покоя — П):

основные — собственную силу тяжести металлоконструкций и механизмов (Р, П); полезную нагрузку на конвейерах (Р); нагрузки, вызванные просыпанием и налипанием породы на металлоконструкции стрелы, ленты конвейеров и рабочий орган (Р, П); силу предварительного натяжения конвейерных лент (Р, П); составляющие от силы тяжести металлоконструкций, появляющиеся при некомпенсированном наклоне экскаватора (Р, П); номинальные касательные и боковые составляющие силы копания (Р);

дополнительные — ветровые нагрузки рабочего (Р) (скоростной напор ветра $p_в$ до 0,25 кПа) и нерабочего (П) состояний ($p_в = v_в^2 / 16$ Па при скорости ветра $v_в > 20$ м/с); предельные величины касательной и боковой составляющих силы копания (Р), определяемых уровнем срабатывания муфт предельного момента с перегрузкой 1,7...2,0 $M_н$;

аварийные — от полного забивания перегрузочных течек конвейеров экскаватора (Р);

от опирания ротора на забой с ослаблением канатов подвески роторной стрелы; от непреднамеренного удара роторным колесом по боковому уступу при повороте стрелы на максимальной скорости подачи при резании, когда кинетическая энергия верхнего строения реализуется на пути торможения 30 см.

Прочностной расчет узлов экскаватора слагается из расчетов: на прочность при действии основных нагрузок; на действие предельных нагрузок при возможных вариантах их совмещения; на сопротивление усталости.

Расчет по методу допускаемых напряжений. В экскаваторостроении применяют дифференцированный метод определения допускаемых напряжений, основанный на установлении запаса прочности рассчитываемого элемента в зависимости от степени его ответственности и режима работы в конкретных условиях эксплуатации.

Основной зависимостью для расчета элементов машин на прочность по методу допускаемых напряжений является

$$\sigma \le [\sigma] = \sigma_{пр}/n,$$

где σ — напряжения, возникающие в элементе от действия основных и дополнительных (случайных) или аварийных нагрузок; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при действии соответствующих нагрузок; $\sigma_{пр}$ — предельное напряжение металла при данном напряженном состоянии (для пластичных материалов — это предел текучести $\sigma_т$, а для хрупких — предел прочности $\sigma_в$); n — коэффициент запаса прочности.

Расчет по методу предельных состояний проводится по комбинациям неблагоприятных сочетаний нагрузок и имеет целью не допускать наступления предельных состояний при эксплуатации конструкции в течение всего срока ее службы. *Предельным* называют состояние, при котором конструкция перестает удовлетворять предъявляемым к ней эксплуатационным требованиям.

Для металлоконструкций экскаваторов должны удовлетворяться две группы предельных состояний: по потере несущей способности, которая может проявляться как вязкое, хрупкое или усталостное разрушение, потеря устойчивости формы, качественное изменение конфигурации; по непригодности к нормальной эксплуатации по общим деформациям или колебаниям.

Расчет рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов

Прямая лопата

Расчетные нагрузки для рабочего оборудования прямой лопаты определяют для наиболее опасных случаев. Эти случаи соответствуют работе в тяжелом грунте при наиболее неблагоприятных комбинациях нагрузок. Например, отрыв препятствия одним зубом ковша при встрече зуба с поверхностью скалы под таким углом, который вызывает наибольшие нагрузки на рабочее оборудование независимо от действия поворотного механизма экскаватора. Основными силами, действующими на рабочее оборудование лопаты, являются сила подъема на блоке ковша $F_{п\,max}$, сила напора $F_{н\,max}$, горизонтальная реакция грунта K, приложенная к зубу, появляющаяся при скосе скалы или при включении поворота.

Кроме того, на зуб ковша будет действовать реакция грунта или ее составляющие P_{01} и P_{02}. Сила P_{01} может быть вызвана только силой $F_{п\,max}$, а сила P_{02} — активной силой напора $F^{a}_{н\,max}$, а также скосом скалы. В последнем случае сила напора может быть пассивной, так как величина P_{02} может превышать значение реактивной силы, вызванной силой напора.

Помимо случая копания при длинном рабочем оборудовании могут возникнуть опасные для рукояти и стрелы нагрузки во время поворота с груженым ковшом на полном вылете в момент наибольшего ускорения ε_{max} при торможении. Значения исходных величин при статическом расчете на прочность следует принимать с учетом динамических нагрузок. В соответствии с этим действующие силы подъема и напора ковша надо принимать различными при расчете узлов рабочего оборудования.

Необходимо учитывать, что значения расчетных нагрузок меняются в зависимости от типа привода, конструкции экскаватора, рабочего оборудования и от приложения нагрузки. Так, например, эксцентричное приложение нагрузки к крайнему зубу ковша несколько снизит динамические нагрузки вследствие увеличения податливости системы из-за скручивания рукояти.

Расчет ковша. На ковш действуют силы подъема ковша $F_{п\,max}$, реакция грунта на зубья ковша P_0, сила напора, передаваемая через шарниры $F_ш$ и тяги $F_т$ рукояти, и сила тяжести ковша $G_к$. Невыгодные положения соответствуют началу копания и концу копания при

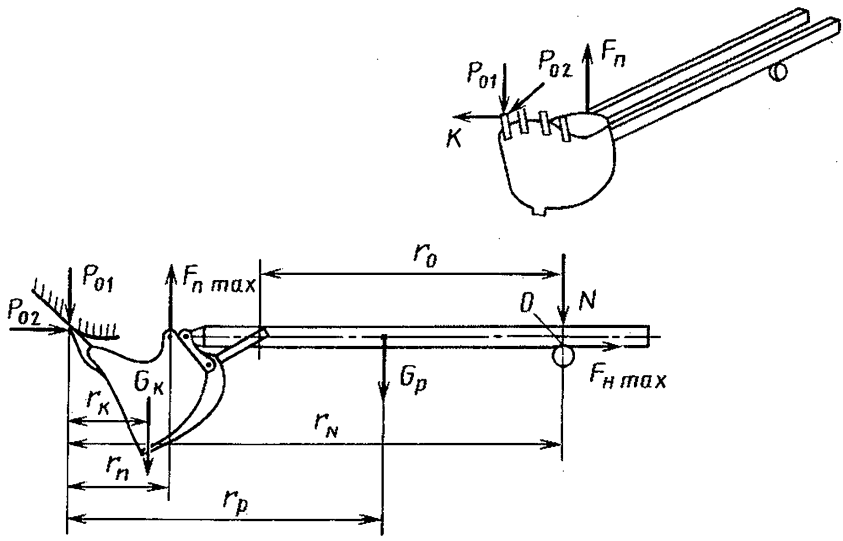


Рис. 3.6.7. Схема к расчету рукояти:

P_{01}, P_{02} — соответственно касательная и нормальная составляющие силы сопротивления копанию; K — боковая сила; $F_{п.max}$ — максимальное значение подъемной силы; $F_{н\ max}$ — то же, напорной силы; $G_р$, $G_к$ — силы тяжести рукояти и ковша; N — реакция в седловом подшипнике; $r_п$, $r_р$, r_N, $r_о$, $r_к$ — плечи действия сил

наибольшем вылете и подъеме ковша и при наибольшем угле подъема стрелы (50...55°). В этих положениях сила подъема будет направлена под углом к задней стенке ковша, наиболее приближающимся к 90°, что вызывает такое же отклонение реакции грунта, что опасно для передней стенки.

Силу P_0 считают приложенной к средним зубьям при их четном числе или к одному среднему зубу при нечетном. При беззубом ковше силу принимают приложенной к средней части кромки. Силу тяжести грунта в ковше не берут в расчет, так как она уменьшает напряжения в ковше. В соответствии с этим оба расчетных положения ковша являются случаями отрыва от препятствия.

Из уравнения моментов относительно конца зуба всех сил, действующих на систему ковш — рукоять, определяют реакцию седлового подшипника N, которую принимают перпендикулярной к рукояти.

Расчет ковша на прочность сводится к расчету ребристой оболочки сложной конфигурации с переменной толщиной стенки.

Расчет рукояти. Как показывает опыт, основные напряжения в рукояти — изгибающие и скручивающие — возникают при копании и повороте с груженым ковшом.

В соответствии с этим расчет рукояти проводят по двум положениям.

1. Рукоять установлена так (рис. 3.6.7), что линия, соединяющая конец зуба с осью напорного вала, горизонтальна, а вылет ковша таков, что подвеска ковша вертикальна (ковш на среднем вылете). Ковш предполагается пустым, так как это увеличивает силу на зубьях ковша. Подобное положение отвечает отрыву крупного препятствия, поскольку при нем реализуется наибольшая сила P_0 на ковше. Такой расчетный случай может иметь место только в очень тяжелых условиях. Угол наклона стрелы принимают минимальным (40°), потому что при этом увеличиваются сила на зубьях ковша и плечо изгиба рукояти.

2. Торможение поворотной платформы с груженым ковшом на полном вылете, расчет ведут различным образом для двухбалочной внешней и однобалочной внутренней рукоятей. Метод расчета двухбалочной внешней рукояти заключается в том, что считают конструкцию седлового подшипника и направляющих полос на стреле имеющими такие зазоры, при каких возможное перемещение рукояти больше, чем деформация, по условиям ее гибкости. Тогда все силы, скручивающие рукоять, заменяют парами сил, которые будут

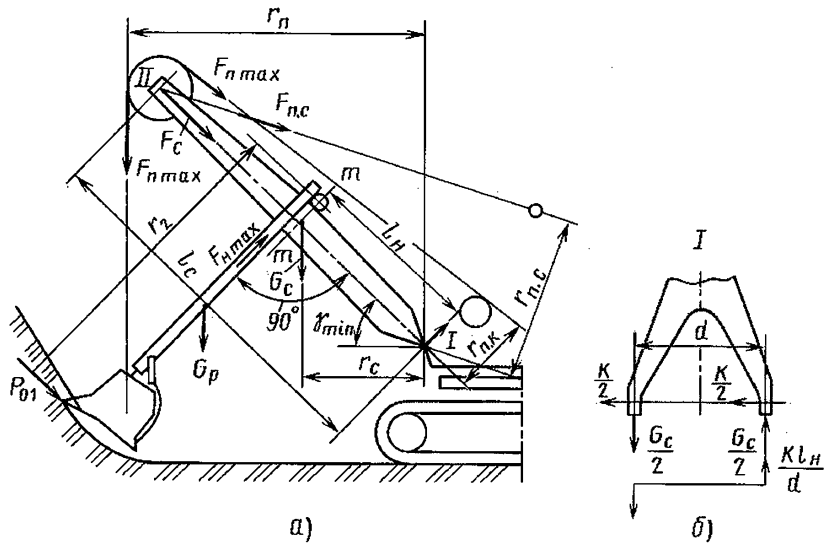


Рис. 3.6.8. К определению расчетных нагрузок стрелы лопаты:
а, б — расчетные схемы; $F_{п\,max}$, $F_{н\,max}$ — максимальные силы подъема и напора; $F_{п.с}$, F_c — силы в подвеске стрелы и вдоль стрелы; $G_р$, G_c — силы тяжести рукояти и стрелы; $r_{п.с}$, $r_{п.к}$, r_c, r_2 — плечи действия сил; l_c — длина стрелы; γ_{min} — угол наклона стрелы; $l_н$ — расстояние от пяты стрелы до центра седлового подшипника; d — расстояние между опорами стрелы; I — точка пяты стрелы; II — точка оси головных блоков

изгибать ее в вертикальной плоскости как балки, заделанные в ковше и нагруженные силами, действующими через седловой подшипник и напорный вал.

Расчет однобалочной рукояти сводится к расчету консольной балки как в первом, так и во втором положениях. Причем в первом положении балка рукояти заделана в ковше, а во втором — в седловом подшипнике.

Расчет стрелы. При всех конструкциях расчет осуществляют для момента копания (рис. 3.6.8): рукоять на полном вылете, стрела под минимальным углом. На стрелу действуют сила подъема (максимальная при многомоторном приводе $F_{п\,max}$, рабочая при одномоторном $F_п$), соответствующая сила в канате лебедки $F_{п.к\,max}$ и напорная сила $F_{н\,max}$, действующая «на себя» перпендикулярно к оси стрелы, сила тяжести стрелы G_c и вызываемые этими внешними силами реактивные силы в канатах подъема стрелы $F_{п.с}$ и пяте стрелы F_c. Кроме того, на ковше сказывается реакция грунта P_{01} и K. Незначительным влиянием сил тяжести рукояти и ковша можно пренебречь.

Указанное положение стрелы выбрано потому, что оно дает наибольшее значение изгибающего момента (вызванного силами напора и G_c), который, как показали исследования, вызывает наибольшие напряжения в стреле.

Расчет стрелы заключается в расчете на прочность и жесткость основных сечений стрелы: у напорного вала и у пяты (I). Кроме того, рассчитывают оси головных блоков II и боковые тяги.

Расчет гидрофицированного рабочего оборудования (обратной лопаты и погрузочного оборудования). Этот расчет сводится к расчету ковша в соответствии с расчетной схемой; расчет рукояти и стрелы, представляющих собой балки на двух опорах, выполняют по типовому алгоритму.

Расчет драглайна

Расчет ковша. Расчетная схема ковша драглайна представляет собой оболочку, у которой отсутствуют передняя и верхняя стенки. Совместно с ней работает арка ковша, и при расчете ее тоже следует учитывать. Козырек ковша, укрепленный на днище так же, как и козырек ковша лопаты, обычно выполняют более мощным, чем стенки ковша. Днище ковша снабжается продольными ребрами, которые предохраняют днище от преждевременного износа.

Основными нагрузками, действующими на ковш драглайна и вызывающими деформацию стенок ковша, являются силы в тяговых цепях.

Расчетной нагрузкой служат составляющие силы в тяговых цепях, направленные перпендикулярно к боковым стенкам ковша.

Расчет стрелы. Основной нагрузкой для расчета стрелы является сила в подъемном канате. За расчетную силу в подъемном канате принимают стопорную силу двигателя подъема, умноженную на коэффициент динамичности, который определяют в зависимости от привода, длины стрелы и вместимости ковша. Направление подъемного каната считают наиболее близким к оси стрелы для двух положений ковша: 1) ковш у пяты стрелы в момент отрыва от грунта, когда подъемный канат, идущий к ковшу, образует с осью стрелы наименьший угол; 2) ковш у головы стрелы.

Если ковш находится у пяты стрелы, канат подъема расположен близко к оси стрелы и сжимающие стрелу нагрузки могут быть больше, чем при ковше у головы стрелы. Однако в последнем случае нагрузки на стрелу от инерционных сил при повороте с ускорением выше, чем в первом. Вследствие этого проверку напряжений следует проводить для обоих случаев. Надо также проверять напряжения при отрыве ковша от грунта при максимальном расстоянии ковша от пяты стрелы.

Расчет элементов решетчатых стрел сводится к определению сил в поясах и элементах решеток. Кроме того, сечения поясов обследуют, исходя из условия работы стрелы на продольный и поперечный изгибы в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

В крестовых решетках, которые являются статически неопределимыми, в расчет принимают только элементы, работающие на растяжение.

Расчет элементов жестких трехгранных стрел заключается в определении сил в поясах и элементах решеток горизонтальной и наклонных ферм.

Расчет вантовых стрел начинают с выявления необходимых сил натяжения боковых вант, основываясь на том, что эти силы превышают те, которые возникают в них при повороте экскаватора (точнее — при максимальных прогибах стрелы в горизонтальной плоскости). Значения сил в вертикальной вантовой ферме выбирают из условия прямолинейной оси балки жесткости при максимальных значениях нагрузок с учетом натяжения боковых вант.

Общую прочность сжатой стрелы, работающей на устойчивость при колебаниях, определяют, приняв амплитуду колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях максимальной.

Расчет рабочего оборудования многоковшовых экскаваторов. Как показывает опыт эксплуатации многоковшовых экскаваторов, нагрузки на все узлы этих машин носят колебательный характер. В отличие от одноковшовых экскаваторов динамические нагрузки могут иметь место не только в периоды неустановившихся движений механизмов, но и в процессе установившейся работы вследствие периодического изменения внешних нагрузок и возможности появления резонанса ввиду большой податливости элементов рабочего оборудования (консолей, подвесок, длины стрел и т.д.).

Расчет металлоконструкций экскаваторов. Разнообразие и неопределенность условий эксплуатации экскаваторов вызывают необходимость принятия силовых факторов, действующих на элементы конструкций, с учетом полевых испытаний машин, статистических данных, полученных при испытаниях, опыта проектирования и т.д.

В начале расчета определяют максимальные нагрузки (с учетом стопорных значений сил, развиваемых двигателями, и коэффициентов динамики), а также варианты приложения и сочетания нагрузок.

Вид расчетной схемы выбирают, исходя из конструктивной схемы экскаватора и степени статической неопределимости отдельных металлоконструкций. Если какая-либо конструкция является внешне статически определимой, то всю расчетную схему можно разбить на две. Одна из них включает в себя статически определимую конструкцию, другая — все остальные.

Граничными для всей системы являются условия опирания ходового оборудования на грунт. Вследствие того что грунт неоднороден, граничные условия нельзя считать определенными и постоянными. Поэтому при расчете конструкций выбирают те граничные условия, которые влекут за собой наибольшие напряжения в том или ином узле.

Прежде чем перейти к расчету несущих металлоконструкций с учетом их совместной работы, целесообразно рассмотреть расчет ка-

ждого конструктивного узла отдельно в случае статической определимости или, пренебрегая имеющейся статической неопределимостью, считать при этом расчет как первое приближение.

Разработаны программные комплексы, позволяющие осуществить статический и динамический анализы с учетом геометрической и физической нелинейности, ползучести и пластичности, анализа усталостных разрушений, собственных колебаний, устойчивости конструкций, контактных явлений, термоупругих деформаций.

3.6.5. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Тяговый расчет ходового оборудования имеет целью определить необходимые тяговые силы, развиваемые в движителе, и мощность привода.

Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования

Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования рассматривают для прямолинейного движения и поворота машины (движения по кривой). Суммарная тяговая сила $W_т$ на всех гусеницах расходуется на преодоление следующих сопротивлений: внутренних $W_{вн}$ в гусеницах, катанию $W_к$ с учетом затрат энергии на деформацию основания под гусеницами, ветру $W_в$, инерции $W_и$, подъему $W_п$ и развороту $W_р$:

$$W_т = W_{вн} + W_к + W_в + W_и + W_п + W_р.$$

Одновременное действие всех приведенных в выражении сопротивлений в расчет не принимают.

В тяговом расчете определяют два значения тяговой силы: максимальное и минимальное (реактивное). Первое необходимо для выбора движителей, второе определяет способность незаторможенной машины сопротивляться внешним силам, способствующим ее угону (инерции, ветра, составляющей силы тяжести на уклоне).

При определении минимального сопротивления угону значения $W_{вн}$ и $W_к$ принимают минимальными, а значения $W_п$ и $W_в$ — максимальными со знаком «–».

Прямолинейное движение. Максимальную тяговую силу $W_{т.п\ max}$ при прямолинейном равномерном движении на подъем двух- и многогусеничных машин с достаточной для практики точностью можно определить по формуле

$$W_{т.п\ max} = W_{вн} + W_к + W_в + W_п = $$
$$= Gf + p^2_{max} bn_г/(2p_о) + p_в F_в + G\sin\alpha,$$

где G — сила тяжести машины с породой, или равнодействующая вертикальных сил, приложенных к машине; f — приведенный коэффициент сопротивления перекатыванию машины (при установке опорных катков, натяжных и ведущих звездочек на подшипниках скольжения f = = 0,1 см; на подшипниках качения f = 0,05 см); p_{max} — максимальное давление под гусеницами; b — ширина гусеницы; $n_г$ — число гусениц, движущихся по самостоятельной колее; $p_о$ — коэффициент сопротивления смятию породы (для наиболее слабых пород на отвалах $p_о = 2 \cdot 10^3$ кН/м^3); $p_в$ — наибольший рабочий скоростной напор ветра, при котором допускается эксплуатация машины ($p_в$ = 0,25 кПа); $F_в$ — расчетная площадь наветренных поверхностей машины, м^2; α — наибольший угол подъема, градусы.

Благодаря одинаково жестким механическим характеристикам движителей тяговая сила гусеницы, встречающей меньшее сопротивление движению, может передаваться через раму машины гусенице, встречающей большее сопротивление. Поэтому можно считать, что при прямолинейном движении суммарная тяговая сила распределяется поровну между всеми приводными гусеницами независимо от различия в вертикальных нагрузках, приходящихся на тележки гусеничной системы, и в сопротивлениях передвижению отдельных гусениц.

Разворот машины. В двухгусеничной системе момент разворота создается разностью тяговых сил в забегающей и отстающей гусеницах при неизменном направлении этих сил.

Уравнение тягового баланса для забегающей гусеницы при установившемся движении по кривой при повороте имеет вид

$$W_{т.р\ max} = W'_{вн} + W'_к + W'_в + W'_с + M_р/B,$$

где $W_{т.р\ max}$ — максимальная тяговая сила, кН; $W'_{вн}$, $W'_к$, $W'_в$, $W'_с$ — сопротивления соответственно внутренние, катанию, ветру и подъему; $M_р$ — момент сопротивления развороту; B — ширина колеи гусеничного хода.

Внутренние сопротивления

$$W'_{вн} = 0{,}5GfK_с(1 + 2r/B),$$

где $K_с$ — коэффициент увеличения внутренних сопротивлений при повороте под действием по-

перечных сил на катки ($K_c = 1{,}2...1{,}3$ при $R \le 5L$; $K_c = 1$ при $R > 5L$, здесь R и L — соответственно средний радиус разворота и длина гусеницы); r — выбег равнодействующей G сил веса, приблизительно равный радиусу опорно-поворотного круга платформы.

Сопротивление катанию $W_к = W'_к$.

Сопротивление ветру $W'_в = p_в F_в (0{,}5 + a_в / B)$, где $p_в$ — расстояние от центра тяжести опорной поверхности машины до точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки (до центра парусности машины).

Сопротивление подъему $W'_с = 0{,}5G \sin\alpha (1 + 2r/B)$.

Момент сопротивления при развороте $W_р = k\mu' GL^2 (L + 0{,}15R)B$, где k — коэффициент, равный 0,25 и 0,5 для двухгусеничного оборудования соответственно с балансирной и с жесткой подвеской опорных катков; μ' — коэффициент сопротивления развороту (глины сухие 0,6...0,9; глины влажные 0,25...0,35; бурый сухой уголь 0,55...0,7).

Режим разворота — решающий в тяговом расчете, поскольку потребная сила тяги в гусенице при повороте двухгусеничной машины в несколько раз превышает силу тяги при прямолинейном движении.

В многогусеничных системах момент разворота создается поперечными силами (рис. 3.6.9), возникающими на управляемых гусеницах в результате их поворота относительно рамы машины. При этом значительную роль играет конструктивное исполнение многогусеничных систем, среди которых выделяются две принципиально отличные группы: трех- и четырехопорные.

Для уменьшения поперечных сил, действующих на гусеницы при развороте, в четы-

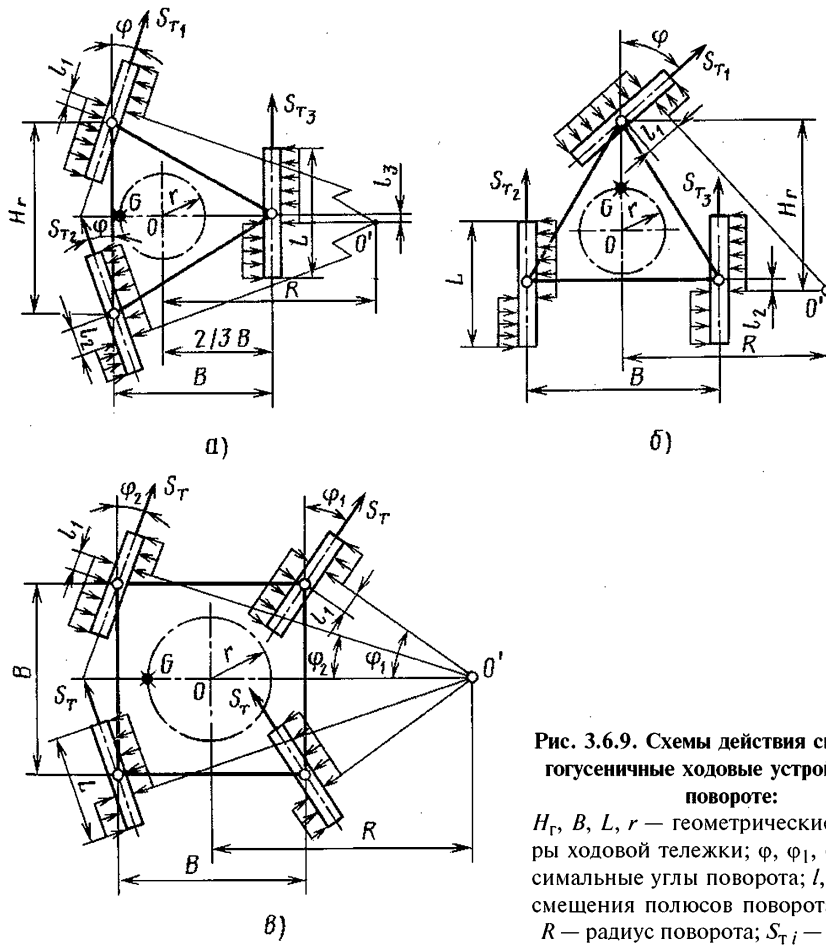


Рис. 3.6.9. Схемы действия сил на многогусеничные ходовые устройства при повороте:

$H_г$, B, L, r — геометрические параметры ходовой тележки; φ, φ_1, φ_2 — максимальные углы поворота; l, l_1, l_2, l_3 — смещения полюсов поворота гусениц; R — радиус поворота; $S_{т\,i}$ — сила тяги

рехопорных машинах все гусеницы делают приводными, а углы их поворота устанавливают либо одинаковыми, либо угол поворота отстающих гусениц (внутренних по отношению к центру поворота) принимают большим, чем забегающих.

Проведенные сравнительные исследования различных гусеничных систем показали, что наименьшее увеличение силы тяги при повороте происходит у трехгусеничных опорных систем со всеми приводными гусеницами.

Тяговый расчет шагающего ходового оборудования. Привод шагающего механизма расходует энергию на подъем экскаватора массой $m_э$, преодоление сил трения базы о грунт при перемещении экскаватора (для трехопорного механизма) и на перенос ходовых башмаков. Последнюю составляющую можно не учитывать из-за ее относительно малой величины.

Работу $A_п$, расходуемую на подъем экскаватора, определяют как

$$A_п = G_э K h_{п.ц},$$

где K — коэффициент, показывающий, какая часть силы тяжести экскаватора $G_э$ передается на башмаки при шагании, $K = 0{,}9...0{,}85$; $h_{п.ц}$ — высота подъема центра тяжести экскаватора.

Работу на преодоление сил трения базы о породу находят из выражения

$$A_{тр} = G_э S[(1 - K)\mu_1 + \sin\alpha],$$

где S — длина шага; μ_1 — коэффициент трения базы о породу, $\mu_1 = 0{,}5...1{,}0$; α — угол подъема пути.

Если принять продолжительность одного шага за T, то привод за время, примерно равное 0,25 T, выполнит подъем экскаватора и его перемещение, а за время, равное 0,5 T, осуществит перенос башмаков.

Мощность привода ходовой части

$$P_{х3} = (A_п + A_{тр}) / (0{,}25 T\eta),$$

где η — КПД механизма шагания, $\eta = 0{,}5...0{,}7$.

Мощность привода четырехопорного ходового оборудования

$$P_{х4} = 4A_п / (T\eta).$$

Тяговый расчет рельсового ходового оборудования. Приводную мощность двигателей рельсового ходового оборудования рассчитывают по полному сопротивлению перемещению $W_ж$, определяемому из выражения

$$W_ж = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 =$$
$$= G\beta_1(2f_к + d\mu_{т.п}) / D + G\beta_2 \sin\alpha +$$
$$+ GBK_j / R_о + \beta_3 \Sigma P_к \operatorname{tg}\zeta + p_в F K_2 K_а,$$

где $W_ж$ — сумма сопротивлений: перекатыванию колес W_1, на подъеме пути W_2, движению на криволинейном участке пути W_3, на рабочем органе от боковой составляющей при черпании W_4 (учитывается для экскаваторов, предназначенных для работы вдоль фронта уступа или имеющих неповоротное верхнее строение), от силы ветра, действующего в направлении против движения W_5; G — сила тяжести машины с породой, или равнодействующая вертикальных сил, приложенных к машине; $f_к$ — плечо трения качения ($f_к$ = = 0,04...0,12 см для ходовых колес тележки соответственно диаметром D = 31,5...100 см); $\mu_{т.п}$ — коэффициент трения в подшипниках (для подшипников скольжения 0,06...0,09; для подшипников качения 0,01...0,07); D, d — диаметры колеса и его оси; β_1 — коэффициент, учитывающий извилистость пути вследствие неточности его укладки и зависящий от типа подшипников (для подшипников скольжения 1,3; для подшипников качения 2,5); β_2 — коэффициент, учитывающий неоднородность уклона пути (колеи) и просыпи породы на рельсы, $\beta_2 = 1{,}5$; β_3 — коэффициент, учитывающий величину боковой составляющей силы копания, $\beta_3 = 0{,}9...1{,}2$; α — максимальный угол подъема пути, $\alpha \le 6°$; K_j — коэффициент, зависящий от типа подшипников (для подшипников скольжения 0,5; для подшипников качения 0,9); B и $R_о$ — ширина колеи и радиус закругления рельсового пути; $\Sigma P_к$ — сила сопротивления копанию; ζ — угол наклона траектории движения ковша относительно оси ковшовой рамы, $\operatorname{tg}\zeta = 0{,}25...0{,}5$; $p_в$ — расчетный максимальный скоростной напор ветра (до 0,4 кПа); F — площадь экскаватора в плоскости действия ветра; K_2 — коэффициент сплошности, равный для решетчатых ферм 0,4...0,6 и для механизмов 0,6...0,8; $K_а$ — коэффициент аэродинамичности, равный для трубчатых ферм 0,8 и для уголковых 1,0.

Общую потребную мощность двигателей рельсового ходового оборудования при скорости $v_х$ определяют по формуле

$$N_{жг} = W_{жг} v_х \eta_{ск} / \eta_х,$$

где $\eta_{ск}$ — скоростной КПД; $\eta_х$ — КПД трансмиссии.

Коэффициент буксования для стальных колес на экскаваторах при времени разгона 10...15 с практически равен нулю. Поэтому скорости поступательного движения (теоретическая и действительная) равны друг другу и скоростной КПД $\eta_{ск} = 1$.

Число приводных колес $n_{пр}$ определяют из условия, что суммарная сила тяги, создаваемая ведущими колесами, должна быть больше всех сил сопротивления движению

$$n_{пр} > W_ж / P_т,$$

где $P_т$ — сила тяги, развиваемая на приводном колесе,

$$P_т = G_к f_с K_з = G f_с K_з / n,$$

где $G_к$ — средняя нагрузка на колесо; $f_с$ — коэффициент сцепления колеса с рельсом (для сухих чистых рельсов он равен 0,1; при подсыпке песка 0,15...0,6); $K_з$ — коэффициент запаса, $K_з = 0,8$; n — общее число опорных колес на экскаваторе.

Тяговый расчет шагающе-рельсового ходового оборудования. Суммарное сопротивление передвижению экскаватора по лыжам слагается из сопротивлений, возникающих при движении экскаватора по рельсам лыж $W_л$ и на подъем $W_п$, а также от ветра $W_в$.

Сопротивление передвижению экскаватора по лыжам, приходящееся на один двигатель,

$$W_л = G_э \mu_2 (2f_к + d\mu_{т.п}) / (D_к n),$$

где $G_э$ — сила тяжести перемещающихся по лыжам частей экскаватора; μ_2 — коэффициент трения реборд ходовых колес о головку рельса при движении; $f_к$ — плечо трения качения, $f_к$ = = 0,08...0,22 см; $\mu_{т.п}$ — коэффициент трения в подшипниках качения 0,01...0,07 и скольжения 0,06...0,09; d и $D_к$ — диаметры соответственно оси и ходового колеса; n — число двигателей.

Сопротивление передвижению лыж — это сумма сопротивлений перекатыванию лыж по ходовым колесам тележки $W_{л1}$ и перекатыванию опорных катков лыж по рельсам $W_{л2}$:

$$W_{п.л} = W_{л1} + W_{л2} = G_л n_л (2f_к + d_{х.к}\mu_{т.п}) / (D_{х.к} n) + = G_к n_л (2f_к + d_{о.к}\mu_{т.п}) / (D_{о.к} n),$$

где $G_л$ и $G_к$ — силы тяжести соответственно лыж и катков; $f_к$ — плечо трения качения по лыжам 0,08...0,12 см; $D_{х.к}$, $D_{о.к}$, $d_{х.к}$, $d_{о.к}$ — диаметры соответственно ходовых и опорных колес и их осей.

Сопротивление ветру

$$W_в = p_в F K_2 K_а,$$

где K_2 — коэффициент сплошности, равный для решетчатых ферм 0,4...0,6 и для механизмов 0,6...0,8; $K_а$ — коэффициент аэродинамичности, равный для трубчатых ферм 0,8 и для уголковых 1,0.

Сопротивление при движении экскаватора на подъем

$$W_п = G_{пер} \sin \alpha_{max},$$

где $G_{пер}$ — сила тяжести перемещающихся по лыжам частей экскаватора; α_{max} — допустимый угол подъема (в забое он равен 3°, при передвижении 5°).

Для точного определения сопротивлений передвижению экскаватора по лыжам, лыж по ходовым колесам и перекатыванию опорных катков лыж по рельсам необходимо знать все конструктивные элементы и их технические характеристики. Для предварительного определения мощности двигателей шагающе-рельсового хода рекомендуют пользоваться величинами названных сопротивлений, выраженными через силы тяжести ходовой и других частей экскаватора, перемещаемых по лыжам.

Сопротивление перемещению экскаватора по лыжам $W_л = 0,0165 G_{пер}$.

Сопротивление передвижению лыж $W_{п.л} =$ $= 0,026 G_х$, а лыж на подъем $W_л \alpha = G_х \sin \alpha_{max}$.

Мощность двигателей хода при передвижении экскаватора по лыжам со скоростью $v_{э.п}$:

$$N_{э.п} = T_р v_{э.п} / \eta_{ш.р} = (W_л + W_п + W_в) v_{э.п} / \eta_{ш.р}.$$

Мощность двигателей при передвижении лыж со скоростью $v_{п.л}$

$$N_л = T_л v_{п.л} / \eta_{ш.р} = (W_{п.л} + W_л \alpha) v_{п.л} / \eta_{ш.р},$$

где $\eta_{ш.р}$ — КПД привода шагающе-рельсового хода.

Средневзвешенная мощность при шагании

$$N_{ш.р\,св} = (N_{э.п} t_{э.л} + N_{п.л} t_{п.л}) / (t_{э.л} + t_{п.л}),$$

где $t_{э.л}$, $t_{п.л}$ — соответственно длительность передвижения экскаватора по лыжам и передвижения лыж.

3.6.6. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРОВ

Статический расчет экскаваторов имеет целью определить: уравновешенность поворотной платформы, устойчивость экскаватора, силы в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга, опорные реакции и давления на основание (грунт).

Уравновешенность поворотной платформы

Уравновесить поворотную платформу — значит устранить выход результирующей силы тяжести платформы с механизмами и рабочим оборудованием за пределы периметра опорного круга при повороте платформы (и отвальной консоли — для многоковшового экскаватора) с полной нагрузкой и без нее на рабочем органе.

В процессе экскавации у одноковшовых экскаваторов с малой и средней вместимостью ковша при максимальном вылете рукояти допускаются отрывающие нагрузки в центральной цапфе или захватывающих роликах.

Удерживающий момент $M_у$ образуется от равнодействующей сил тяжести всех вращающихся частей экскаватора (за исключением рабочего оборудования) на плече относительно оси вращения платформы. В противоположном направлении на платформу экскаватора действует опрокидывающий момент $M_о$ от силы тяжести рабочего оборудования с грузом, выдвинутым на максимальный вылет.

При определении оптимальных размеров рабочего оборудования, например драглайна, основной заданной величиной является вместимость ковша или длина стрелы. Если обе величины изменять нежелательно, то прибегают к изменению диаметра опорной базы (в известных пределах). Таким образом, расчет уравновешенности платформы сводится к задаче, в которой среди принятых и заданных величин имеются такие, которые могут быть изменены.

Платформу считают уравновешенной, если при любых возможных положениях поворотной части с ковшом (порожним или груженым) соблюдаются следующие необходимые условия:

– равнодействующая сил тяжести вращающихся частей с рабочим оборудованием не должна выходить за периметр многоугольника, образованного соединением точек касания опорных катков с поворотным кругом;

– перемещения равнодействующей вперед или назад по отношению к центральной цапфе должны быть одинаковыми по величине.

Уравновешивание поворотной платформы достигается соответствующим размещением всех механизмов на поворотной платформе и выбором массы противовеса.

Прямая лопата (рис. 3.6.10). Массу противовеса определяют для двух расчетных положений: I — ковш опущен на почву (силы тяжести ковша и рукояти не создают момента); II — груженый ковш выдвинут на 2/3 вылета рукояти.

Первое положение соответствует возможности смещения равнодействующей назад и отвечает, например для рабочего оборудования лопаты, моменту начала копания при ковше, лежащем на земле (см. рис. 3.6.10, *а*, положение I). При этом подъемный канат ослаблен. Таким образом, силы тяжести рукояти $G_р$ и ковша $G_к$ исключаются из состава опрокидывающих сил. Масса противовеса $m_{пр\,I}$ может быть определена из уравнения моментов относительно точки A. При условии, что равнодействующая R_A сил тяжести поворотной части экскаватора (с противовесом и рабочим оборудованием) проходит через точку A (крайнее допустимое положение равнодействующей внутри круга катания с радиусом $R_о$), получим

$$m_{пр\,I} = (M_о - M_у)/(r_{пр} - R_о)g = [G_с(r_с + R_о) - G_I(r_I - R_о)]/[g(r_{пр} + R_о)],$$

где $G_с$ и G_I — силы тяжести соответственно стрелы и поворотной платформы с механизмами; $r_{пр}$, $r_с$, r_I — плечи действия сил (см. рис. 3.6.10, *а*).

Второе положение отвечает возможности выхода равнодействующей вперед за точку B (см. рис. 3.6.10, *а*, положение II). При расчете экскаватора средней мощности принимают, что груженый ковш выдвинут на 2/3 длины рукояти, а для мощных экскаваторов — на полную ее длину.

Предположим, что равнодействующая R_B сил тяжести поворотной части экскаватора проходит через точку B. Тогда масса противовеса из уравнения моментов относительно точки B будет

$$m_{пр\,2} = [G_с(r_с - R_о) + G_р r_р + G_{к+п} r_к - G_I(r_I + R_о)]/[g(r_{пр} + R_о)],$$

где $r_р$ и $r_к$ — плечи действия сил (см. рис. 3.6.10).

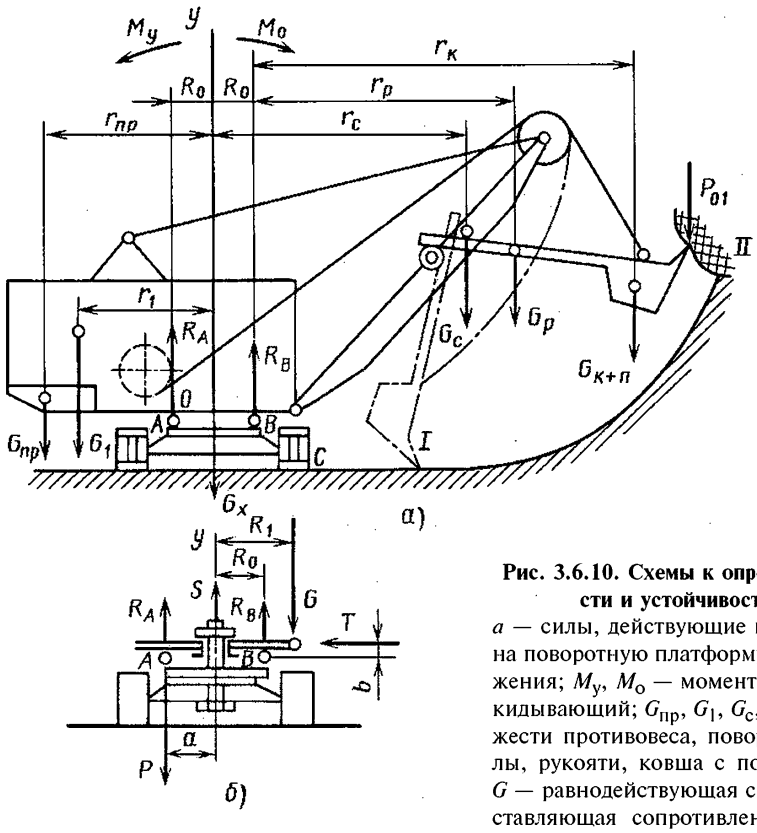


Рис. 3.6.10. Схемы к определению уравновешенности и устойчивости прямой лопаты:

а — силы, действующие на экскаватор; *б* — то же, на поворотную платформу; I, II — расчетные положения; $M_у$, $M_о$ — моменты удерживающий и опрокидывающий; $G_{пр}$, G_1, $G_с$, $G_р$, $G_{к+п}$, $G_х$ — силы тяжести противовеса, поворотной платформы, стрелы, рукояти, ковша с породой, ходовой тележки; G — равнодействующая сил; P_{01} — касательная составляющая сопротивления копанию; R_A, R_B — равнодействующие сил тяжести поворотной платформы в положениях I и II; T — боковая сдвигающая сила; P — реакция в захватах опорно-поворотного круга; a, b, $r_{пр}$, $r_р$, $r_с$, $r_к$, r_1 — плечи сил; $R_о$ — радиус опорно-поворотного круга; A, B, C — расчетные точки; S — сила, отрывающая платформу от нижней рамы

При выборе массы противовеса экскаватора с одним видом рабочего оборудования достаточно получить $m_{пр\,1} = m_{пр\,2}$ и принять величину противовеса такой, чтобы $m_{пр\,2} < m_{пр} < m_{пр\,1}$.

Если масса противовеса для положения II получается больше, чем для положения I, то это указывает на чрезмерное смещение механизмов на платформе вперед, на слишком длинное и тяжелое рабочее оборудование или на то, что выбранный диаметр поворотного круга мал.

Если $m_{пр\,2} < 0 < m_{пр\,1}$, то это свидетельствует об излишне легком или коротком рабочем оборудовании. То же самое может быть и при чрезмерно сдвинутых назад механизмах.

Драглайн. Массу противовеса для драглайна, как и для лопаты, определяют для двух расчетных положений: I — ковш опущен на землю, стрела поднята на максимальный угол $\gamma_{max} = 45...50°$, II — ковш с породой поднят к голове стрелы, стрела опущена на минимальный угол $\gamma_{min} = 25...30°$.

Последовательность расчета уравновешенности платформы драглайна такая же, как и для прямой лопаты.

Роторный экскаватор. Для экскаватора с выдвижной стрелой массу противовеса и условия уравновешенности платформы определяют для ряда последовательных положений стрелы: от максимально выдвинутой (если она выдвижная) до максимально вдвинутой и от поднятой на максимальную высоту до опущенной на максимальную глубину.

Подвижный противовес (если имеется) соответственно отодвинут на наибольшее расстояние от оси поворота экскаватора или таким же образом придвинут к ней. Для всех

случаев определяют величину смещения равнодействующей сил тяжести поворотной части (без учета сил тяжести стрелы, ротора и противовеса) от оси вращения поворотной платформы.

Равновесие поворотной платформы находят из уравнения моментов относительно оси поворотной платформы экскаватора. Плечи действия сил устанавливают по чертежу. Кроме сил тяжести учитывают также силы сопротивления на рабочем органе при копании. В зависимости от положения ковша на роторе определяют вертикальную и горизонтальную составляющие сил сопротивления копанию.

Массу противовеса и величину его перемещения устанавливают методом последовательных приближений с учетом массы породы на роторной стреле; при этом величину смещения e равнодействующей силы тяжести от оси вращения поворотной платформы находят с учетом массы поворотной части с надстройкой $m_{п.ч}$ по формуле

$$e = M_o/(gm_{п.ч}) = 0{,}25D_o,$$

где D_o — средний диаметр поворотного круга.

Смещение равнодействующей сил тяжести при втянутой стреле рассчитывают аналогичным образом, но с учетом того, что плечи действия некоторых сил будут иными. При этом следует принимать во внимание массу породы $m_п$, находящуюся на конвейере консоли противовеса длиной L и определяемую по формуле

$$m_п = Q_т L\gamma/(3600vK_р),$$

где $Q_т$ — максимальная теоретическая производительность экскаватора по целику, м^3/ч; γ — плотность породы в целике; v — скорость ленты конвейера, м/с; $K_р$ — коэффициент разрыхления породы.

Для экскаватора с выдвижной стрелой расчет проводят аналогичным образом.

Цепной экскаватор. Уравновешенность его платформы рассчитывают в той же последовательности, как и для роторного экскаватора. При этом следует иметь в виду, что у цепного экскаватора силы сопротивления копанию значительно меньше влияют на уравновешенность платформы. Иногда у цепных экскаваторов ход подвижного противовеса делают бóльшим, чем ход ковшовой рамы, что позволяет уменьшить массу противовеса. Если ковшовая рама не перемещается по горизонтали, а только поворачивается и экскаватор должен работать с верхним или нижним черпанием, то подвижной противовес при подъеме ковшовой рамы из нижнего до горизонтального положения отодвигается от оси экскаватора, а при дальнейшем подъеме (для верхнего черпания) приближается к ней. Это достигается переключением передач в лебедке противовеса.

Устойчивость экскаватора

Коэффициент устойчивости экскаватора определяют отношением суммарного момента удерживающих сил $M_у$ к суммарному моменту опрокидывающих сил M_o, взятых относительно оси, проходящей по краю опорных катков гусеничного или базы шагающего ходового устройства. Значение коэффициента должно быть > 1, т.е. должно соблюдаться условие

$$\psi = \Sigma M_у/\Sigma M_o > 1.$$

Проверку экскаватора на устойчивость осуществляют для трех состояний: рабочего, нерабочего и транспортного. При этом учитывают ветровую нагрузку $P_в$, увеличивающую возможность опрокидывания экскаватора:

$$P_в = p_в F_Б K_o,$$

где $p_в$ — скоростной напор ветра (для нерабочего и транспортного положений машины $p_в$=1... 2 кПа, для рабочего положения 0,25...0,4 кПа); $F_Б$ — площадь очертания экскаватора в плоскости, перпендикулярной к направлению опрокидывания; K_o — коэффициент сплошности, для решетчатых ферм K_o = 0,4...0,6, для механизмов 0,6...0,8.

Прямая лопата. Расчет устойчивости проводят исходя из условия, что экскаватор должен иметь возможность реализовать максимальные силы на ковше при работе поперек гусениц. Опрокидывающий M_o и удерживающий $M_у$ моменты рассчитывают по отношению к оси, проходящей по краю опорных катков (точка C на рис. 3.6.10).

Расчет ведут для четырех основных случаев: 1) отрыв тяжелого препятствия; 2) наиболее неблагоприятный случай нормальной работы; 3) движение на наибольший преодолеваемый подъем; 4) спуск по наибольшему уклону.

В первом случае принимают средний вылет рукояти ковша, при котором подъемный канат имеет вертикальное направление, а зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала; экскаватор стоит на горизонтальной площадке; ковш пустой. Сила в подъемном канате максимальная.

Из уравнения моментов относительно оси напорного вала определяют максимальную силу $P_{01\,max}$ на зубьях ковша. При этом момент на валу двигателя подъема близок к стопорному. Так как вся мощность затрачивается на подъем ковша, напорную силу в расчет не берут. Опрокидывающий момент представляет собой сумму произведений касательной силы $P_{01\,max}$, сил тяжести ковша, рукояти и стрелы на соответствующие плечи сил.

Действие напорной силы «на себя» учитывают только при расчете экскаваторов большой мощности. При этом сила напора соответствует стопорному моменту на валу двигателя напора. Удерживающий момент создается силами тяжести всех частей экскаватора, находящихся слева от точки *C*. Опрокидывание одноковшового экскаватора в забое практически исключено, так как, отключив подъемный двигатель, можно сразу восстановить устойчивое положение машин.

Во втором случае — наиболее неблагоприятном при нормальной работе экскаватора — рассматривают груженый ковш на полном вылете; о силе на зубьях ковша судят по рабочему значению силы подъема с учетом угла наклона каната к рукояти. Силу напора, действующую «на себя», принимают равной половине рабочей силы напора. Подъемную и напорную силы рассчитывают при номинальных значениях скоростей подъема и напора.

Для экскаваторов большой мощности в расчет вводят полную напорную силу. Следует иметь в виду, что для восьмигусеничных экскаваторов плечи сил берутся относительно оси плунжеров гидравлических цилиндров нижней рамы.

Рекомендуемый запас устойчивости для двух рассмотренных случаев $1{,}1 > \psi > 1{,}05$. Большее значение ψ указывает на излишнюю массу экскаватора для данных значений силы подъема и радиуса действия.

При передвижениях, если говорить об устойчивости, опасны преодоление наибольшего подъема и спуск по наибольшему уклону. В том и другом случаях учитывают скоростной напор ветра (0,25 кПа), действующего в направлении, уменьшающем устойчивость экскаватора. Запас устойчивости ψ принимают $\geq 1{,}2$.

Для движения на подъем с углом α_{max} (рис. 3.6.11, *а*) стрелу устанавливают (если это возможно) под минимальным рабочим углом к поверхности перемещения, рукоять должна иметь максимальный вылет с порожним ковшом у земли. При спуске под углом α_{max} (рис. 3.6.11, *б*) стрела находится под максимальным углом к рабочей пло-

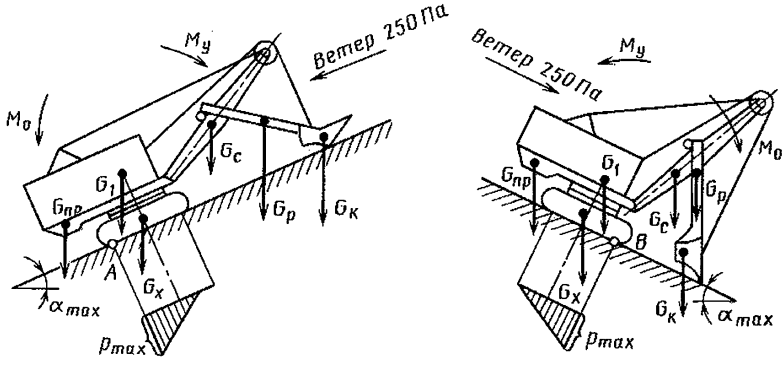


Рис. 3.6.11. Схемы к определению устойчивости прямой лопаты:
а — при подъеме; *б* — при спуске; $M_у$, $M_о$ — моменты удерживающий и опрокидывающий; $G_{пр}$, G_1, $G_с$, $G_р$, $G_{к+п}$, $G_х$ — силы тяжести противовеса, поворотной платформы, стрелы, рукояти, ковша, ходовой тележки; *A*, *B* — расчетные точки; α_{max} — угол подъема или уклона пути; p_{max} — максимальное давление на грунт

щадке, рукоять висит вертикально. Принимают, что линия опрокидывания проходит по краю опорной поверхности гусениц в точках A и B.

Следует иметь в виду, что из-за проседания гусениц, особенно при движении под уклон, действительный наклон пути может оказаться значительно больше расчетного. Поэтому предварительно определяют максимальное давление p_{max} экскаватора на грунт, которое не должно превосходить допускаемого для данной почвы. В противном случае экскаватор должен передвигаться по настилу.

Драглайн. Устойчивость драглайна выявляют при следующих условиях (рис. 3.6.12): экскаватор стоит на площадке с наклоном 10...12°; стрела находится под максимальным рабочим углом γ_{max} = 25...30°, груженый ковш — на полном вылете. Опрокидывающий момент рассчитывают с учетом центробежных сил, появляющихся при вращении поворотной платформы с угловой скоростью ω_{max}. Момент берется относительно линии, проходящей по краю опорной базы (точка A). Опрокидывающий момент определяют по формуле

$$M_{oA} = [G_c(r_c + h_c\mathrm{tg}\,\alpha) + G_{к+п}(r_{к+п} + h_{к+п}\mathrm{tg}\,\alpha)]\cos\alpha + \omega_{max}[G_c(r_c + 0{,}5B)h_c + G_{к+п}(r_{к+п} + 0{,}5B)h_{к+п}]/g,$$

где G_c и $G_{к+п}$ — силы тяжести соответственно стрелы и ковша с породой; r_c, $r_{к+п}$, h_c, $h_{к+п}$ — плечи сил (см. рис. 3.6.12), м; B — ширина базы.

Удерживающий момент $M_{уA}$ определяют как сумму моментов сил тяжести всех узлов экскаватора (G_1, $G_б$, $G_{пр}$), кроме рабочего оборудования, также относительно точки A; h_1, $h_б$, $h_{пр}$ — высоты центров тяжести узлов экскаватора. Необходимый запас устойчивости 1,15 > > ψ > 1,1.

Для экскаваторов большой мощности допускается угол $\alpha \le 7°$, а запас устойчивости увеличивается до 1,17...1,2.

При указанном выше коэффициенте устойчивости давление в точке A не должно превышать 0,25 МПа. Если фактический запас устойчивости получается бóльшим, то это указывает на возможность увеличения длины стрелы или массы ковша при оснащении экскаватора более мощным рабочим оборудованием.

Роторный экскаватор. Устойчивость роторного экскаватора проверяют для наиболее неблагоприятного расположения действующих на него сил. Расчет ведут для случая, когда ротор опущен на землю (аварийный случай), а на конвейере консоли противовеса находится порода. Смещение равнодействующих сил, действующих на поворотную платформу, определяют при выдвинутой (противовес отодвинут назад) и втянутой стреле (противовес придвинут к оси

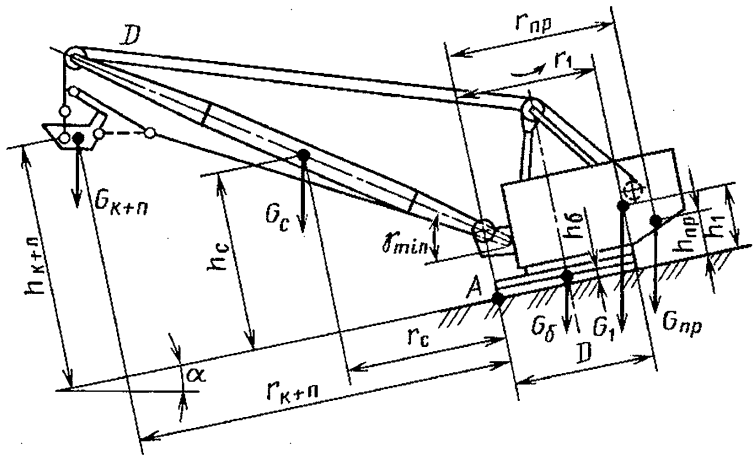


Рис. 3.6.12. Схема к определению устойчивости драглайна:
$G_{пр}$, G_1, G_c, $G_{к+п}$, $G_б$ — силы тяжести противовеса, поворотной платформы, стрелы, ковша с породой, опорной базы; $r_{пр}$, r_c, $r_{к+п}$, r_1 — плечи сил; $h_{пр}$, h_c, $h_{к+п}$, h_1, $h_б$ — расстояния от грунта до точек приложения сил; D — диаметр опорной базы; α — угол наклона пути; γ_{min} — угол наклона стрелы; A — расчетная точка

экскаватора) с учетом давления нижнего конца стрелы ротора на консоль противовеса и момента от ветровой нагрузки, рассчитываемого для скоростного напора ($p_в$ = 0,25 МПа).

Опрокидывающий и удерживающий моменты выявляют по отношению к линии, проходящей через центры сферических опор гусеничного хода. Расчет ведут по наибольшему смещению равнодействующей. Массу отвальной консоли принимают с учетом силы тяжести породы, находящейся на ее конвейере. Удерживающий момент определяется силами тяжести нижней рамы и ходового устройства.

Цепной экскаватор. Его устойчивость проверяют также и для аварийного случая, когда ковшовая рама положена на уступ, а противовес смещен в крайнее заднее положение.

Определение сил в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга

На поворотную платформу экскаватора во время работы действуют опрокидывающие и удерживающие моменты, которые можно привести к следующим силам (см. рис.3.6.10, *б*): G — вертикально действующей на передние части платформы и опорно-поворотного круга; S — отрывающей платформу от нижней рамы; T — сдвигающей платформу относительно нижней рамы и действующей на расстоянии b от поворотной платформы.

Для предотвращения опрокидывания платформы и использования в качестве добавочного противовеса ходовых тележек экскаватора (в случае, когда величина опрокидывающего момента от внешней силы превышает величину удерживающих моментов от сил тяжести платформы и расположенных на ней конструкций) платформы снабжаются захватывающим устройством. Таким устройством служит либо гайка на верхнем конце центральной цапфы, либо подхватывающие ролики.

Опорное устройство со свободными роликами (рис. 3.6.13, *а*). В этой конструкции поворотная платформа опирается на подпятник из роликов (катков), равномерно распределенных по опорному кругу и заключенных в обойму, играющую роль сепаратора (число роликов n может быть ≥ 100).

Определение сил при нахождении равнодействующей сил в пределах ядра сечения e = = 0,25D_o (рис. 3.6.13, *б*, *в*). При малых значениях эксцентриситета e сжимающим силам подвержены все ролики круга. Закон распределения этих сил по окружности определяется трапецией, наибольшая сторона которой равна силе, испытываемой крайним роликом, находящимся в плоскости действия сил со стороны приложения нагрузки.

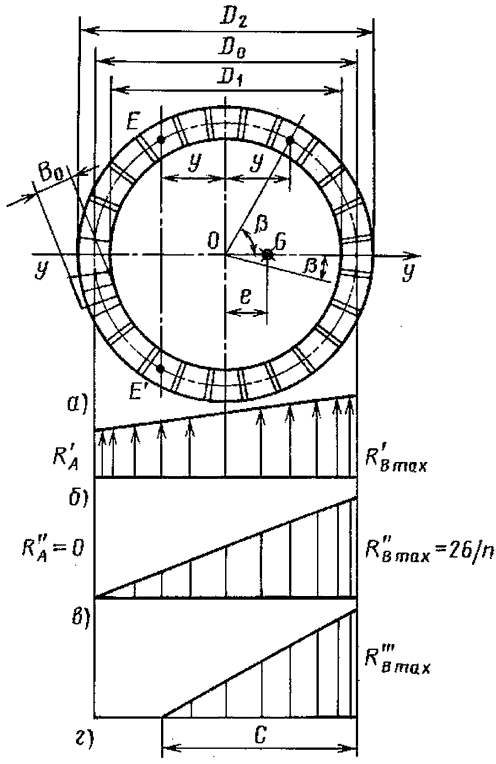


Рис. 3.6.13. Схемы к определению сил на роликах опорно-поворотного круга:
D_1, D_2, D_o — диаметры опорно-поворотного круга соответственно внутренний, наружный, средний; e — эксцентриситет приложения нагрузки; β — расчетный угол; E — расчетная точка; R_A, R_B — нагрузки на роликах в точках A и B; B_o — длина ролика

Сила V_i, которая действует на ролик, расположенный под произвольным углом β_i к плоскости действия сил (координата y), определяется выражениями:

$$V_i = G/n + GeyF/(In) = G[1 + 8eD_o\cos\beta_i/(D_1^2 + D_2^2)]/n;$$

$$F = \pi(D_1^2 + D_2^2)]/4;$$

$$I = \pi(D_1^4 + D_2^4)]/64,$$

где F, I — соответственно площадь и момент инерции круга катания с параметрами D_o, D_1, D_2 (см. рис. 3.6.13, *а*).

Максимальная и минимальная силы на ролике будут соответственно при $\beta = 0$ и $\beta = 180°$:

$$R_{B\max} = G[1 + 8eD_o/(D_1^2 + D_2^2)]/n;$$

$$R_{B\min} = G[1 - 8eD_o/(D_1^2 + D_2^2)]/n.$$

Приравняв к нулю последнее выражение, находят максимальное допустимое значение эксцентриситета e приложения нагрузки, при котором для передачи давления опорному кругу используются все ролики:

$$e = (D_1^2 + D_2^2)]/(8D_o).$$

Для узких кругов катания, когда можно принять $D_1 \approx D_2 \approx D_o$, $e = 0{,}25D_o$. Эта величина и определяет радиус ядра сечения опорного круга.

Определение максимальной силы при выходе равнодействующей за пределы ядра сечения (но равнодействующая остается в пределах опорного круга). При этом величина нагрузки на передний ролик $R_{B\max}$ зависит от расстояния C (рис. 3.6.13, *г*).

Для различных отношений заданного эксцентриситета e к радиусу R_o опорного круга и значений D_1/D_2 по табл. 3.6.1 находят отношение C/R_o, определяющее положение нулевой линии EE', и отношение $R_{B\max}/R_{B\,ср}$. Далее по заданному числу роликов устанавливают среднюю нагрузку на ролики $R_{B\,ср} = gm/n$.

По полученным из табл. 3.6.1 отношениям определяют значения C и $V_{B\max}$.

Силу, отрывающую S в центральной цапфе или удерживающую P в подхватывающих роликах при отклонении результирующей G всех сил, действующих на поворотную платформу на расстоянии R_1 от оси вращения платформы (см. рис. 3.6.10, *б*), определяют из выражения:

$$S = G(R_1 - R_o)/R_o$$

или

$$P = G(R_1 - R_o)/(R_o + a)n_п,$$

где R_0 — радиус опорно-поворотного круга; a — расстояние от проекции точки оси подхватывающего ролика до оси вращения платформы; $n_п$ — число подхватывающих роликов ($n_п = 2...4$).

Минимальный диаметр роликов $d_к$, см, опорно-поворотного устройства находят в зависимости от значения результирующей G, кН, сил тяжести всех транспортируемых (на поворотной платформе) масс и рабочих сил по соотношениям: диаметру $d_к = 1{,}5G^{1/3}$, см; шагу $t_к = (1{,}2...1{,}5)d_к$, см; длине $B_o = (0{,}5...0{,}6)d_к$, см.

Диаметр шарика $d_ш$, см, в шариковом опорном круге может быть ориентировочно определен в зависимости от массы поворотной платформы с грузом $m_п$, т:

$$d_ш = Am_п^{1/3},$$

где $A = 2$ — для однорядного шарикового круга; $A = 1{,}2$ — для двухрядного.

Определение опорных реакций и давления на грунт

Гусеничное ходовое оборудование. Среднее давление на грунт $p_{ср}$ вычисляют в предположении, что гусеницы всей поверхностью F равномерно передают давление на основание и что равнодействующая сил тяжести $G_э$ экскаватора массой $m_э$ проходит через центр тяжести проекции опорной поверхности гусениц:

$$p_{ср} = G_э/F = gm_э/(n_г bL) = gm_э/(n_г C_в L^2),$$

где $n_г$ — общее число гусениц; $C_в$ — отношение ширины b ленты гусениц к ее длине L между

3.6.1. Расчетные данные

e/R_o	D_1/D_2							
	0,7		0,8		0,9		1,0	
	$V_{B\max}/V_{B\,ср}$	C/R_o	$V_{B\max}/V_{B\,ср}$	C/R_o	$V_{B\max}/V_{B\,ср}$	C/R_o	$V_{B\max}/V_{B\,ср}$	C/R_o
0,65	3,30	1,13	2,92	1,25	2,64	1,40	2,42	1,54
0,7	3,86	0,93	3,33	1,05	2,95	1,20	2,64	1,35
0,75	4,81	0,72	3,93	0,85	3,33	0,99	2,89	1,15
0,8	6,53	0,52	4,93	0,61	3,96	0,77	3,27	0,94
0,9	19,86	0,24	14,6	0,24	7,13	0,32	4,71	0,49
0,95	50,20	0,12	34,6	0,12	19,80	0,12	6,72	0,25

осями ведущей и направляющей звездочек (для одно- и двухгусеничных ходовых частей $C_в$ = = 0,2...0,32; для четырехгусеничных 0,12...0,2).

Для многоковшовых экскаваторов отношение общей ширины гусеничной тележки B к длине гусеницы L для двух- и четырехгусеничных тележек принято считать равным $C_в$ = = 0,75...1,0. Шаг t гусениц стандартизован рядом $R20$ и принимается равным 400; 450; 500; 630; 800 и 1000 мм, причем для двухгусеничных тележек $C_1 = t/b$ = 0,25...0,35, для четырехгусеничных 0,35...0,5.

Значение $p_{ср}$ условно, так как в действительности равнодействующая $G_э$ всегда смещена от центра опорной поверхности на некоторую величину и давление под гусеницами неодинаково. Если равнодействующая смещается поперек гусениц на величину A (рис. 3.6.14, *а*), то на-

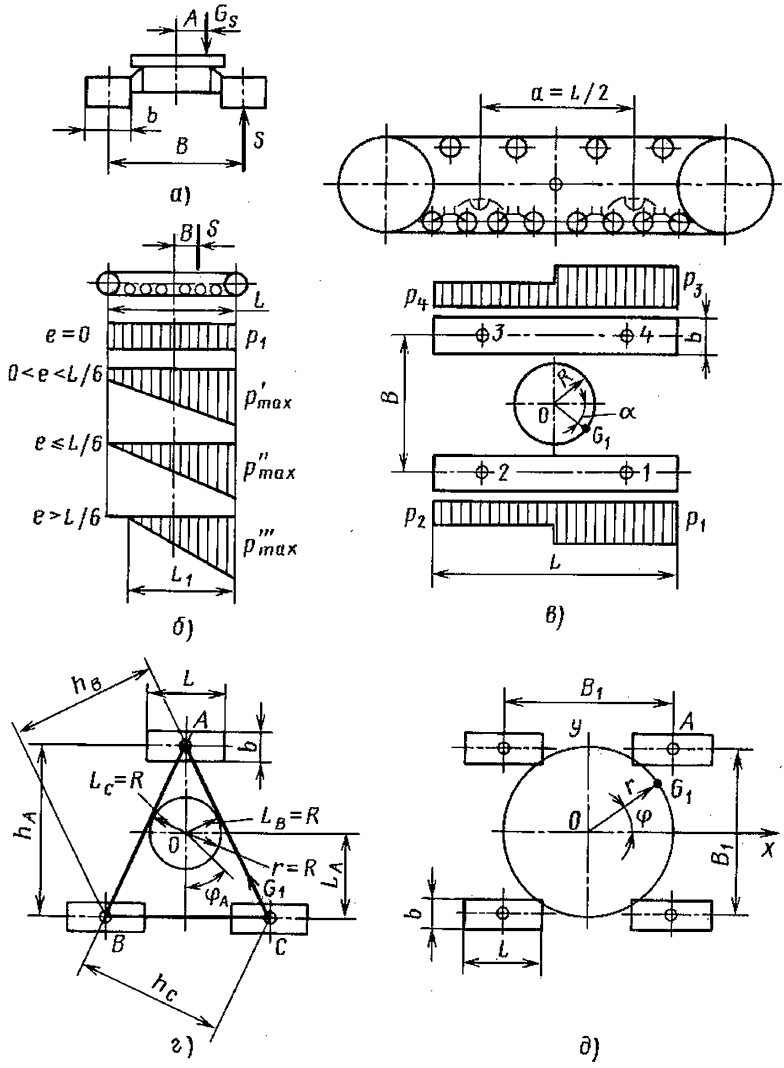


Рис. 3.6.14. Схемы к расчету давления на опорную поверхность:
а—в — двухгусеничные ходовые устройства; *г* — трехгусеничное ходовое устройство; *д* — четырехгусеничное ходовое устройство; $G_э$ — равнодействующая экскаватора; L, B — длина гусеницы и расстояние между центрами опорных поверхностей гусениц; b — ширина гусениц; p_i — силы в расчетных точках; e — эксцентриситет

грузка на гусеницы будет $S = G_э(0,5 \pm A/B)$. Предельное значение $A = 0,5B$ теоретически дает увеличение нагрузки на одну гусеницу в 2 раза (до значения $G_э$) и снижение на другую до нуля. Соответственно изменяется и давление под гусеницами.

Двухгусеничное ходовое устройство с жесткой подвеской опорных катков (рис. 3.6.14, *б*). Смещение равнодействующей S вдоль гусениц на величину e можно рассматривать как действие силы S в центре и момента Se. От силы S, действующей в центре гусеницы, получают равномерно распределенное давление $p_1 = S/(bL)$, от момента давление будет переменным:

$$p_2 = 6Se/(bL^2).$$

Фактическая эпюра давлений под гусеницей определится сложением двух эпюр p_1 и p_2, при этом с одного края гусеницы будет максимальное давление, а с другого — минимальное, т.е.

$$p_{\max/\min} = S[1 \pm 6(e/L)]/(bL).$$

В частных случаях: при $e = 0$ диаграмма давлений имеет вид прямоугольника, в котором $p_1 = p_{\max} = p_{\min} = p_{ср} = S/(bL)$; при $0 < e < (L/6)$ диаграмма представляет собой трапецию; при $e = L/6$ диаграмма выглядят как треугольник, при этом $p_{\min} = 0$, а $p = 2p_{ср}$.

Формула применима до тех пор, пока $p_{\min} = 0$, т.е. пока равнодействующая сила S находится в пределах ядра сечения ($e < L/6$), так как на поверхности соприкосновения гусеницы с породой присутствуют только сжимающие напряжения и отсутствуют растягивающие.

Если $e > L/6$, давление распределяется также по закону треугольника, но гусеница не на всей длине передает нагрузку на породу. Предположив, что центр тяжести треугольной эпюры давления должен быть на одной линии с силой S, получим длину работающей части гусеницы L ($1,5L - 3e$). Тогда максимальное давление под гусеницей

$$p_{\max} = 2S/(bL_1) = 4S/[3b(L - 2e)].$$

При $e = 0,5L$ давление под гусеницей становится равным бесконечности (теоретически). Чтобы не допускать чрезмерного увеличения $p_{\max}$ ($\leq 8p_{ср}$), длину гусениц, главным образом на двухгусеничных экскаваторах, всегда принимают больше ширины гусеничного хода.

Двухгусеничное ходовое устройство с балансирной подвеской опорных катков (рис. 3.6.14, *в*). Машина опирается на n больших балансиров (в данном примере на четыре).

Давление на грунт определяют на участке балансиров *1–4* по формуле

$$p_i = G_1[1 \pm (2R\sin\alpha)/B \pm (2R\sin\alpha)/a]/(4Lb),$$

где G_1 — вертикальная составляющая равнодействующей внешних сил; R — радиус опорно-поворотного круга; α — угол между направлением выбега равнодействующей и продольной осью машины; B — расстояние между продольными осями гусениц; a — расстояние между осями больших балансиров.

При изменении угла α максимальное давление (на участке балансира *1*; см. рис. 3.6.14, *в*) будет иметь место, когда $\operatorname{tg}\alpha/2 = a/b$, т.е.

$$p_{\max} = G_1[aB + 2R(a^2 + B^2)^{0,5}]/(4a\ Lb).$$

У трех- и четырехопорных гусеничных ходовых устройств смещения нагрузки на отдельных гусеничных тележках не происходит, так как она приложена через шаровую опору всегда в середине. Поэтому эпюра давлений под гусеницами имеет вид прямоугольника. Однако нагрузка на отдельные опоры, а следовательно, и давление под соответствующими гусеницами будет различным из-за смещения равнодействующей от центра тяжести нижней рамы экскаватора.

Трехопорная система (рис. 3.6.14, *г*). Положение равнодействующей G_1 всех сил, действующих на нижнюю раму, определяется величиной ее смещения r ($r_{\max} = R$) и углом $\varphi = \varphi_A$, отсчитываемым от перпендикуляра, опущенного из центра вращения O на противолежащую сторону. Силы, действующие в точках A, B и C, определяют по формуле

$$S_i = G_x/3 + G_1(L_1 - R\cos\varphi_i)/h_i,$$

где G_x — сила тяжести ходовых тележек и нижней рамы; h_i — перпендикуляр, опущенный из вершины треугольника на противолежащую сторону; L_1 — перпендикуляр, опущенный из точки O на сторону треугольника, противоположную углу; φ_i — угол, отсчитываемый соответственно от h_A, h_B, h_C по линии, соединяющей точку O и точку приложения равнодействующей G_1; i — индекс соответствующей опоры (A, B, C).

Давление на грунт принимают максимальным при $\varphi_i = 180°$, т.е. при расположении

равнодействующей G_1 в точке, максимально приближенной к соответствующей опоре. При этом

$$p_{max} = [G_x/3 + G_1(L_1 + R)/h_i]/b.$$

Для трехопорной рамы $p_{max}/p_{ср} = 2{,}5...3{,}0$.

Четырехопорная система (рис. 3.6.14, *д*). Положение равнодействующей G_1 всех сил, действующих на нижнюю раму, определяется величиной смещения r и углом φ по отношению к оси x. При этом наибольшее давление (с учетом силы тяжести ходовых тележек и нижней рамы G_x) будет под опорой A:

$$p = G_1 r(\sin\varphi + \cos\varphi)/(2B_1F) + G_x/(4F),$$

где B_1 — расстояние между осями гидродомкратов хода; F — площадь гусениц под опорой.

Максимальное значение p достигается при $\varphi = 45°$ и предельном смещении равнодействующей G_1, равном $r = 0{,}5\ B_1$ (при $r > 0{,}5\ B_1$ экскаватор теряет устойчивость). Подставив значения этих величин в последнюю формулу, получают

$$p_{max} = (1{,}41G_1 + G_x)/(4F).$$

Учитывая, что сила тяжести гусеничного хода составляет до 50 % силы тяжести экскаватора, считают $G_x \approx G_1$ и $p_{max} = 2{,}41G_1/(4F)$. Из последнего выражения следует, что максимальное давление на грунт у четырехопорного гусеничного ходового оборудования превосходит среднее не более чем на 40...50 %. Однако эти выводы справедливы только для случая, когда равнодействующая не выходит из ядра сечения. При ее бóльших смещениях нагрузка будет передаваться только на три опоры.

Одно из основных преимуществ трех- и четырехгусеничных систем по сравнению с двухгусеничными состоит в том, что они позволяют в 2–2,5 раза повышать среднее давление на основание и, следовательно, во столько же раз уменьшать опорную площадь гусениц при той же величине давлений.

Шагающее ходовое оборудование

Давление на грунт шагающего экскаватора различно при его работе и передвижении. Во время работы экскаватор стоит на базе диаметром D и среднее давление от сил тяжести узлов экскаватора составляет

$$p_{ср} = 4G_э/(\pi D^2),$$

где $G_э$ — равнодействующая сил тяжести узлов экскаваторов, приложенная в центре базы.

Во время движения 0,85 % от массы экскаватора передается на ходовые башмаки, а 0,15 % — на край базы, волочащейся по земле.

Среднее давление под башмаками

$$p_{ср.б} = KG_э/(2bL) = (0{,}4...0{,}425)G_э/(bL),$$

где K — коэффициент, показывающий, какая часть силы тяжести экскаватора передается на башмаки, $K = 0{,}8...0{,}85$; b и L — соответственно ширина и длина ходового башмака.

Во время работы экскаватора приходящаяся на базу нагрузка смещается от центра (вследствие изменения концевой нагрузки на стреле), а давление на грунт под базой распределяется неравномерно. В общем виде его определяют так же, как и для гусеничного ходового оборудования:

$$p_{max/min} = 4G_{э1}(D \pm 8e)/(\pi D^3),$$

где $G_{э1}$ — сумма сил тяжести экскаватора и ковша с породой; e — величина смещения равнодействующей $G_{э1}$ от центра базы.

В частных случаях имеем: $e = 0$, диаграмма давлений — прямоугольник, при этом $p_{max} = p_{min} = p_{ср} = 4G_{э1}/(\pi D^2)$; при $0 < e < (D/8)$ нагрузка — в пределах ядра сечения $r_{я.с}$ (для круглой базы $r_{я.с} = e = D/8$); диаграмма давлений — трапеция, при этом $p_{max} = 4G_{э1}(D + 8e)/(\pi D^3)$, $e = D/8$ — диаграмма давлений — косой цилиндр, при этом $p_{min} = 0$, $p_{max} = 2p_{ср}$.

Дальнейшее смещение равнодействующей $G_{э1}$ за пределы ядра сечения ($e = D/8$) должно вызвать еще большее увеличение p_{max}. Так как в практике эксплуатации мощных драглайнов такой случай недопустим, то он в расчетах не рассматривается. Наибольшее давление p_{max} возникает у драглайна на кромке базы при выносе груженого ковша к голове стрелы. Оно допускается в пределах 0,15...0,25 МПа. Наибольшее смещение равнодействующей нагрузки определяют отношением максимального давления к среднему. Для мощных драглайнов оно допускается в пределах 2...3,6.

У шагающих ходовых механизмов с полным отрывом базы (ЭШ-100.100) нагрузка во время шагания перемещается вдоль башмака. Поэтому давление под ним распределяется по закону трапеции и его рассчитывают так же, как и для гусеницы при внецен-

тренном приложении нагрузки. Нагрузка на ходовые башмаки действует кратковременно и снимается прежде, чем наступает полная деформация породы под ними. В связи с этим средние давления под башмаками допускаются большей величины, чем под базой, а их площадь составляет 60...75 % от площади опорной базы.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование характеризуется четырехточечным опиранием машины на лыжи. Обеспечение статической определимости при такой схеме опирания достигается выравниванием соединения их одноименных полостей.

Нагрузки от гидродомкратов передаются на лыжи через ходовые тележки. Пара шарнирно-сочлененных лыж представляет собой шарнирную двухпролетную балку на упругом основании, каждый из пролетов которой нагружен двумя силами, совместно перемещающимися в определенных пределах вдоль пролета.

Так как податливость основания значительно больше, чем деформация лыж, то лыжу можно считать абсолютно жесткой, а давление каждой пары ходовых колес на лыжу можно заменить их равнодействующими p_1 и p_2, равными силам в гидродомкратах.

Краевые значения давлений на грунт:

$$p_A = p_{\max} = [(5p_1 - p_2)L_л + (3p_1 - p_2)6e] / (4B_л L_л^2);$$

$$p_B = p_{\min} = [-(p_1 - 5p_2)L_л + (p_1 - 3p_2)6e] / (4B_л L_л^2),$$

где $L_л$ и $B_л$ — длина и ширина лыжи по опорной части.

С достаточной для практических расчетов точностью основные параметры шагающе-рельсового оборудования могут быть выбраны по следующим зависимостям:

$$L_л = 1{,}1L_1;$$

$$L_2 = D_б + (1{,}15...1{,}25)B_л;$$

$$D_б = 3{,}6(m_э / p_{ср.б})^{0{,}5},$$

где L_1 и L_2 — расстояния между домкратами соответственно в продольном и поперечном направлениях; $D_б$ — диаметр базы, м; $m_э$ — масса экскаватора, т; $p_{ср.б}$ — допустимое среднее давление на грунт под базой, МПа.

При стоянии машины на базе выход равнодействующей за пределы ядра сечения базы ($e = D_б/8$) не допускается.

3.6.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЭКСКАВАТОРОВ

К основным факторам, влияющим на производительность экскаватора, относят следующие:

– трудность разработки горной массы, которая оценивается категорией породы и ее состоянием (при разработке, например, влажной глинистой породы, которая налипает на ковш, уменьшается полезный объем последнего и увеличивается продолжительность цикла из-за более длительной разгрузки ковша; в зимних условиях плохо раздробленный мерзлый грунт также снижает коэффициент наполнения ковша);

– технические данные, состояние и надежность экскаватора;

– квалификацию машиниста;

– качество забоя, оцениваемое его высотой, условиями подхода транспорта к месту погрузки, освещенностью;

– организацию работ, зависящую от достаточности транспортных средств, состояния дорог, своевременного снабжения топливом, энергией, запасными частями и т.п.

Различают теоретическую (паспортную), техническую и эксплуатационную производительность экскаватора.

Теоретическая производительность экскаватора — количество продукции (в тоннах или кубических метрах), которое может быть выработано в единицу времени (обычно за час) при непрерывной его работе. Условия работы считают предположительно одинаковыми для всех машин, коэффициенты наполнения ковша $K_н$ и разрыхления породы $K_р$ принимают равными 1. У одноковшовых экскаваторов при расчете теоретической производительности принимают: угол поворота на выгрузку (90° — лопат и 135° — у драглайнов), высоту черпания (до уровня напорного вала — для лопат), скорость рабочих движений и удельные сопротивления породы копанию. У многоковшовых экскаваторов расчет ведут по числу ковшей, разгружающихся в 1 мин при номинальном режиме (скорости резания), сопротивлении породы копанию и коэффициентах $K_н$ и $K_р$, равных 1.

Теоретическая производительность машины всегда одинакова, и повысить ее можно только внесением усовершенствований в конструкцию. Поэтому теоретическая производительность позволяет сравнивать различные машины и оценивать их совершенство. Теорети-

ческая производительность машины указывается в ее паспорте.

Техническая производительность — максимальная производительность экскаватора при его непрерывной работе в данном забое за единицу времени. Рассчитывают ее с учетом конкретных условий работы: категорий пород, разрыхления породы и наполнения ковша при непрерывной работе, а также с учетом перерывов в работе, неизбежных для данного типа машины (например, у одноковшового экскаватора при его передвижении, а у роторного — при изменении направления поворота стрелы и передвижении при подходе к забою). Сравнивая техническую производительность экскаваторов, рассчитанную для одинаковых условий, можно выяснить, какая машина лучше подходит для данных условий.

Эксплуатационная производительность — это действительный объем горной массы, отработанный экскаватором за определенный период эксплуатации. Ее рассчитывают с учетом неизбежных организационных и технологических простоев: потерь времени на приемку смены и осмотр машины, смазку, замену подвижного состава. Эксплуатационная производительность численно меньше технической. Ее величина отражает совершенство организации работы экскаватора и всех обслуживающих его машин. Эксплуатационная производительность может быть сменной, месячной и годовой (в последних случаях учитывают потери времени на ремонтные осмотры, текущие и капитальные ремонты). В наибольшей мере характеризует организацию работы на данном предприятии (не только по добыче полезного ископаемого, но и по обслуживанию экскаваторов, снабжению их запасными частями) годовая производительность экскаватора.

Теоретическая (часовая) $Q_{т.ч}$, м^3/ч, производительность экскаватора по рыхлой массе

$$Q_{т.ч} = 60En_z,$$

где E — вместимость ковша, м^3; n_z — число разгружаемых ковшей, мин$^{-1}$.

Для многоковшовых экскаваторов n_z приводится в технической характеристике, для одноковшовых в ней дается длительность цикла $t_ц$, а величину n_z рассчитывают по формуле

$$n_z = 60/t_ц.$$

Продолжительность цикла обычно указывается для угла поворота, равного 90°. Для углов поворота, отличных от 90°, время цикла умножают на коэффициент корректировки.

Техническая производительность

$$Q_{тех} = Q_{т.ч}K_н t_р/[(t_р + t_п)K_р] = 60En_z t_р K_{эк}/(t_р + t_п),$$

где $K_н$ и $K_р$ — коэффициенты соответственно наполнения ковша и разрыхления породы (по справочнику $K_н$ = 0,8...1,1 и $K_р$ = 1,1...1,5); $t_р$ — длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки или при одном направлении движения рабочего органа (для многоковшовых экскаваторов); $t_п$ — длительность одной передвижки (для одноковшовых экскаваторов) или перемены направления движения рабочего органа (для многоковшовых); $K_{эк} = K_н/K_р$ — коэффициент экскавации.

Эксплуатационная производительность

$$Q_э = Q_{тех}T_с K_в,$$

где $T_с$ — продолжительность смены; $K_в$ — коэффициент использования экскаватора во времени (для экскаваторов, работающих с погрузкой в железнодорожные вагоны, $K_в$ = 0,55...0,8; с погрузкой в автосамосвалы, на конвейеры и в отвал $K_в$ = 0,8...0,9.

Годовая производительность экскаватора

$$Q_{эг} = Q_э n_с,$$

где $n_с$ — число рабочих смен в году.

3.6.8. РАСЧЕТ НА ЭВМ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛА И РАБОТЫ ПРИВОДОВ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА

Большинство используемых в практике проектирования методик расчета продолжительности цикла основано на использовании достаточно простых формул. Они не учитывают изменения скорости при варьировании нагрузки на ковш в течение рабочего цикла, а также изменения движущего момента при разгоне и торможении рабочего органа. Время разгона и торможения для механизмов цикличного действия учитывается только с помощью поправочных коэффициентов. Такие методики не позволяют точно определить время цикла и загрузку приводов.

3.6.2. Исходные данные для расчета продолжительности цикла экскаватора-драглайна

Параметр копания	Размерность	Обозначение
Угол откоса уступа	рад	$\alpha_у$
Плотность горной породы	кг/м^3	$\gamma_г$
Коэффициент:		
наполнения ковша	–	$K_н$
разрыхления породы в ковше		$K_р$
удельного сопротивления копанию	Н /м^2	K_F
трения ковша о грунт	–	μ
трения грунта о грунт		ε
Объем призмы волочения	Доли вместимости ковша	$\lambda_о$
Масса порожнего ковша	кг	$m_к$
Вместимость ковша	м^3	$E_к$
Ширина ковша	м	$B_к$
Длина ковша		$L_к$
Плечо силы натяжения тягового каната		$r_т$
Плечо силы натяжения подъемного каната		$r_п$

Параметры механизмов

Параметр	Подъем	Тяга	Поворот
Число двигателей	$n_{д.п}$	$n_{д.т}$	$n_{д.в}$
Номинальный момент двигателя	$M_{н.п}$	$M_{н.т}$	$M_{н.в}$
Номинальная скорость вала двигателя	$\omega_{н.п}$	$\omega_{н.т}$	$\omega_{н.в}$
Момент инерции:			
ротора двигателя	$J_{д.п}$	$J_{д.т}$	$J_{д.в}$
барабанов, поворотной части	$J_{б.п}$	$J_{б.т}$	$J_{б.в}$
Диаметр барабана	$D_{б.п}$	$D_{б.т}$	–
Передаточное отношение механизма	$U_п$	$U_т$	$U_в$
Момент сопротивления повороту платформы	–		$M_{с.п}$

Использование ЭВМ дает возможность более точно рассчитывать указанные процессы с учетом изменяющихся параметров. Программы определения параметров экскаваторов создают на основе моделей, имитирующих рабочий процесс машины, поэтому их можно использовать и при построении систем управления.

Рассмотрим расчет продолжительности цикла экскаватора-драглайна. Поскольку рабочий процесс осуществляется одновременно тремя механизмами: подъема, тяги и поворота, время цикла определяется длительностью операции наиболее «медленного» из них. Силы в канатах, момент инерции поворотной части, действующие на ковш центробежные силы и, соответственно, время движения зависят от положения ковша. Исходные данные для расчета представлены в табл. 3.6.2.

Для расчета положения ковша при его транспортировании ($x_{т\,i}$ $y_{т\,i}$) используют параметры траектории (рис. 3.6.15). Траекторию задают координатами точек начала копания НК,

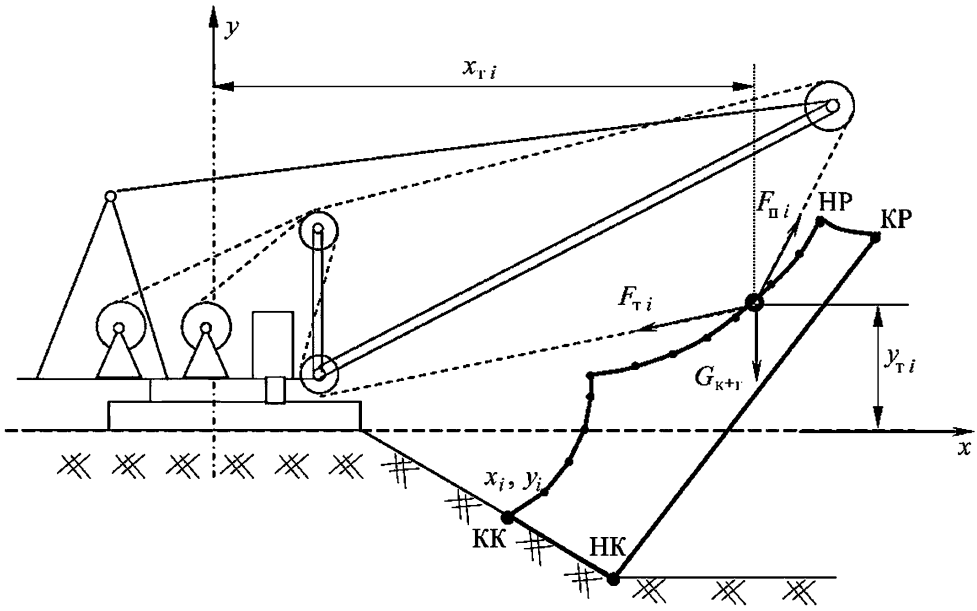


Рис. 3.6.15. Схема к расчету параметров:
$F_{п\,i}$, $F_{т\,i}$ — соответственно силы подъема и тяги; $G_{к+г}$ — сила тяжести ковша с грунтом

конца копания КК, начала НР и конца КР разгрузки, а также отрезками y_i, x_i, из которых формируется траектория перемещения ковша из точки окончания копания в точку разгрузки.

Модель рабочего процесса экскаватора-драглайна учитывает работу приводов, взаимодействие рабочего органа с породой при копании и совместную работу механизмов при транспортировании ковша [19].

Модель процесса копания

Модель процесса копания позволяет рассчитывать силы копания и натяжения подъемных и тяговых канатов. Касательная и нормальная составляющие силы копания [4] меняются по мере заполнения ковша.

Касательная составляющая сопротивления копанию

$$P_{01\,i} = K_F B_к t_{с\,i} + 9{,}81 m_{к\,i} \mu \cos\alpha_у + \varepsilon(1+\lambda_о) E_к K_{н\,i},$$

где $t_{с\,i}$ — текущая толщина стружки; $m_{к\,i}$ — текущее значение массы ковша; $\lambda_о$ — объем призмы волочения в долях вместимости ковша $E_к$, $\lambda_о$ = = 0,2; 0,3 и 0,4 соответственно для тяжелых, средних и легких пород; $K_{н\,i}$ — текущее значение коэффициента наполнения ковша.

Средняя толщина стружки определяется по условию заполнения ковша на пути $L_н$ = = (3...5)$L_к$ с учетом объема грунта в призме волочения:

$$t_с = \frac{E_к(1+\lambda_о)K_н}{B_к L_н K_р}.$$

Текущая толщина стружки $t_{с\,i}$ равномерно меняется от 0 до 2 $t_с$ на пути $L_н$.

Нормальная составляющая сопротивления копанию

$$P_{02\,i} = \psi P_{01\,i},$$

где ψ — коэффициент пропорциональности, ψ = 0,1...0,15.

Силу тяги определяют из условий равновесия ковша при копании (см. рис. 3.6.4):

$$\Sigma x = 0 \qquad F_{т\,i} = P_{01\,i} + G_{к+г}\sin\alpha_у;$$
$$\Sigma y = 0 \qquad P_{02\,i} = G_{к+г}\cos\alpha_у;$$

где $F_{т\,i}$ — сила тяги; $G_{к+г}$ — сила тяжести ковша с грунтом.

Сила тяжести ковша с грунтом меняется в зависимости от его наполнения в процессе копания:

$$G_{к+г} = 9{,}81 m_к + \gamma_г B_к t_{с\,i} L_{н\,i},$$

где $L_{н\,i}$ — путь прохождения ковша с начала копания.

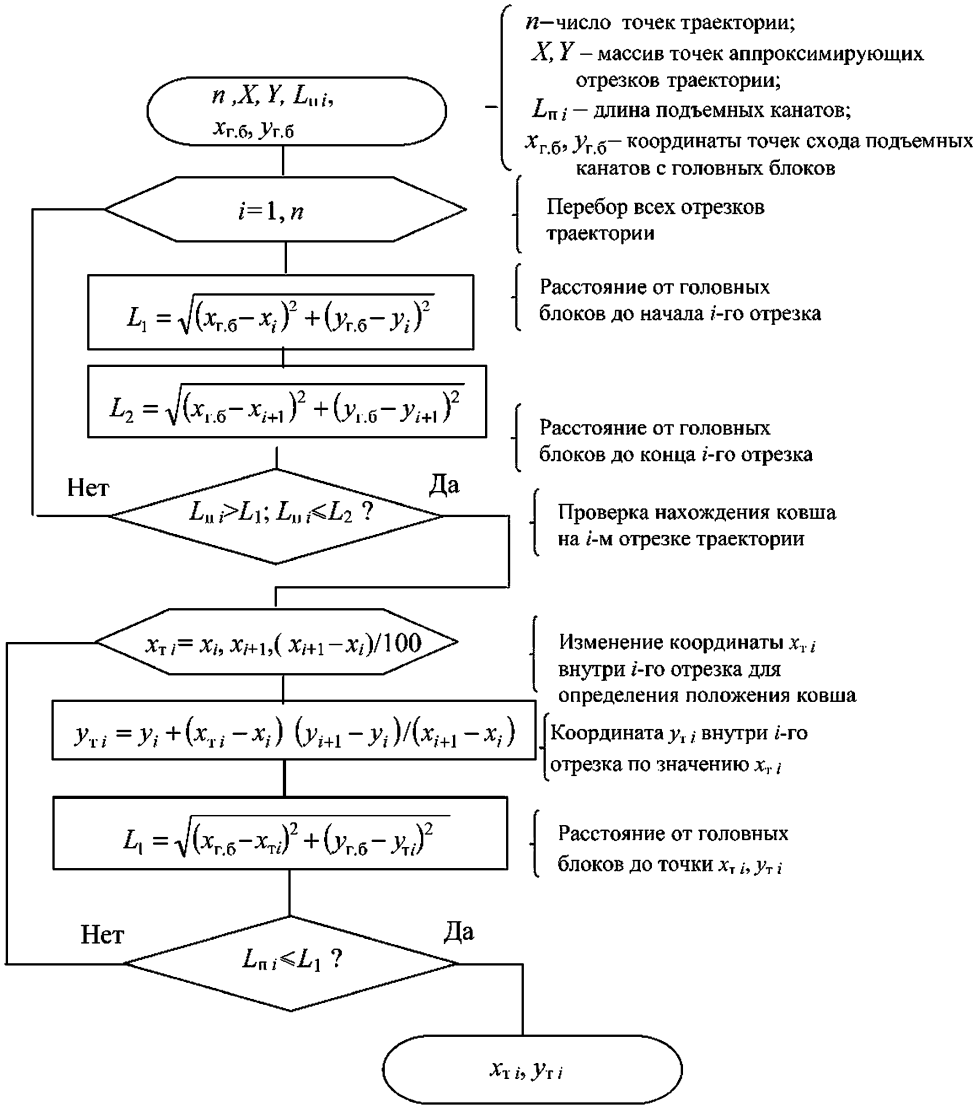


Рис. 3.6.16. Алгоритм определения текущего положения ковша на траектории по длине подъемных канатов

Модель процесса транспортирования ковша

Модель транспортирования обеспечивает реализацию двух вариантов управления перемещением ковша:

– по заданной траектории;

– по траектории, определяемой скоростями изменения длин канатов подъемной и тяговой лебедок.

Перемещение ковша по заданной траектории. Координаты текущего положения ковша $x_{т\,i}$, $y_{т\,i}$ определют длиной подъемных канатов (рис. 3.6.16). Изменение длины подъемных канатов выявляют интегрированием скорости подъема:

$$L_{п\,i} = L_{п.н} - \int v_{п\,i} dt,$$

где $L_{п.н}$ — начальная длина подъемных канатов, м; $v_{п\,i}$ — скорость изменения длины подъемных канатов, м/с.

Значение скорости изменения длины подъемных канатов вычисляют по скорости вращения вала барабана лебедки

$$v_{п\,i} = D_{б.п}\omega_{п\,i} / 2,$$

где $D_{б.п}$ — диаметр барабана подъемной лебедки, м; $\omega_{п\,i}$ — угловая скорость вращения барабана подъемной лебедки, $с^{-1}$.

Текущие значения длины тяговых канатов от направляющих блоков ковша, обеспечивающих движение ковша по заданной траектории, находят по формуле

$$L_{т\,i} = \sqrt{(x_{н.б} - x_{т\,i})^2 + (y_{н.б} - y_{т\,i})^2},$$

где $x_{н.б}$, $y_{н.б}$ — координаты точки схода тяговых канатов с направляющих блоков, м; $x_{т\,i}$, $y_{т\,i}$ — координаты центра тяжести ковша.

Для удержания ковша на заданной траектории требуется определенная скорость изменения длины тяговых канатов, которая может быть определена численным дифференцированием длины тяговых канатов:

$$v_{т\,i} = \frac{L_{т\,i+1} - L_{т\,i}}{\Delta t},$$

где $L_{т\,i+1}$, $L_{т\,i}$ — соответственно последующие и предыдущее значения длины тяговых канатов, определенных через шаг интегрирования Δt.

После достижения ковшом точки начала разгрузки (НР) барабаны подъемной лебедки затормаживаются, а барабаны тяговой лебедки начинают работать на выпуск канатов. Центр тяжести ковша при этом начинает двигаться по окружности, центр которой расположен в точке схода подъемных канатов с головных блоков, а радиус равен длине подъемных канатов от ковша до головных блоков. Координаты центра тяжести ковша

$$x_{т\,i} = x_{н.б} + L_{т\,i}\cos(\beta_с - \beta_т);$$
$$y_{т\,i} = y_{н.б} + L_{т\,i}\sin(\beta_с - \beta_т),$$

где $x_{н.б}$, $y_{н.б}$ — координаты точек схода канатов с направляющих блоков; $\beta_с = \operatorname{arctg}\frac{y_{г.б} - y_{н.б}}{x_{г.б} - x_{н.б}}$ — угол наклона линии, соединяющей точки схода канатов с блоков к горизонту ($x_{г.б}$, $y_{г.б}$ — координаты точек схода канатов с головных блоков); $\beta_т = \operatorname{arctg}\frac{L_{с1}^2 + L_{п\,i}^2 - L_{т\,i}^2}{2L_{с1}L_{т\,i}}$ — угол между тяговыми канатами и линией, соединяющей точки схода подъемных и тяговых канатов с головных блоков ($L_{с\,i} = \sqrt{(x_{г.б} - x_{н.б})^2 + (y_{г.б} - y_{н.б})^2}$ — длина линии, соединяющей точки схода канатов с блоков).

Перемещение ковша по траектории, определяемой скоростями перемещения ковша канатами тяговой и подъемной лебедок. Расчет установившихся значений скоростей подъема и тяги выполняют по условию завершения перемещения ковша за время поворота платформы:

$$v_п = \frac{\Delta L_п}{T_{в.п} - 0{,}5(T_р + T_т)};\ v_т = \frac{\Delta L_т}{T_{в.г} - 0{,}5(T_р + T_т)},$$

где $v_п$, $v_т$ — установившиеся значения скорости изменения длины соответственно подъемных и тяговых канатов; $\Delta L_п$, $\Delta L_т$ — изменение длины соответственно подъемных и тяговых канатов при транспортировании ковша; $T_{в.п}$, $T_{в.г}$ — продолжительность поворота платформы соответственно с порожним или груженым ковшами; $T_р$, $T_т$ — продолжительность разгона и торможения привода подъема (тяги) соответственно при подъеме или опускании ковша.

Изменение длины канатов при подъеме или опускании определяют по координатам точек начала и окончания движения ковша.

Расчет сил в канатах подъемной и тяговой лебедок. Ковш перемещается с помощью подъемной и тяговой лебедок, обеспечивающих относительное движение в плоскости стрелы, а поворотный механизм выполняет переносное движение. При таком сложном движении необходимо учитывать ускорение от разгона и торможения платформы, относительное ускорение при разгоне и торможении ковша приводами подъема и тяги, а также ускорение Кориолиса.

При движении поворотной платформы с ускорением вследствие инерционности ковш начнет отклоняться от вертикальной плоскости (рис. 3.6.17) и на канаты будут действовать

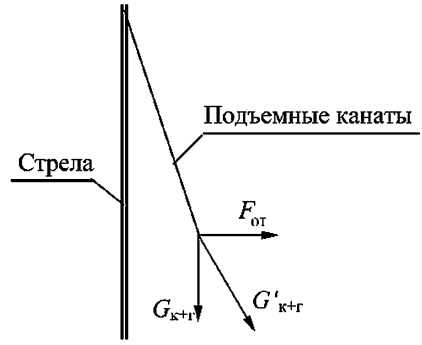


Рис. 3.6.17. Схема учета инерции при разгоне платформы

дополнительные нагрузки. Сила инерции, действующая на ковш от ускорений движения платформы,

$$F_{от} = m_к \varepsilon_в x_{т\,i},$$

где $\varepsilon_в$ — угловое ускорение при повороте платформы; $m_к$ — масса ковша груженого или порожнего.

От ускорения Кориолиса на ковш будет действовать сила

$$F_{Кор} = 2 m_к \omega_в v_{пер},$$

где $\omega_в$ — угловая скорость вращения платформы; $v_{пер}$ — скорость переносного движения.

Сила $F_{Кор}$ направлена в сторону, противоположную силе $F_{от}$, при разгоне и будет совпадать с направлением действия $F_{от}$ при торможении платформы.

Учесть действие отклоняющей нагрузки на силы в канатах можно введением в формулы расчета $F_{п\,i}$ и $F_{т\,i}$ обобщенной нагрузки

$$G'_{к+г} = \sqrt{G^2_{к+г} + (F_{от} \pm F_{Кор})^2}.$$

На рис. 3.6.18 представлена расчетная схема. Из уравнений равновесия имеем

$$F_{п\,i} = \frac{G'_{к+г} + F_{ц.б} \operatorname{tg}(\beta_с - \beta_т)}{\sin(\beta_с + \beta_п) - \cos(\beta_с + \beta_п)\operatorname{tg}(\beta_с - \beta_т)};$$

$$F_{т\,i} = \frac{F_{п\,i} \cos(\beta_п + \beta_с) + F_{ц.б}}{\cos(\beta_с - \beta_т)},$$

где $F_{ц.б}$ — центробежная сила, действующая при повороте поворотной платформы на ковш в плоскости стрелы; $\beta_п = \arccos \dfrac{L^2_{с1} + L^2_{т\,i} - L^2_{п\,i}}{2 L_{с1} L_{т\,i}}$ — угол между подъемными канатами и линией, соединяющей точки схода подъемных и тяговых канатов с головных блоков; $F_{ц.б} = m_к \omega^2_в x_{т\,i}$.

Модель работы приводов основных механизмов

Механизмы подъема, тяги и поворота устроены одинаковым образом, и процессы, происходящие в них, подчиняются одним и тем же законам. Привод механизма имеет механическую характеристику, представленную на рис. 3.6.19. При разгоне момент меняется от максимального до момента сопротивлений, а при торможении система управления задает максимальный момент, действующий в сторону, противоположную скорости вращения вала. Действительный график момента в переходных режимах несколько отличается от статического, но это отличие на продолжительность цикла существенно не влияет, по-

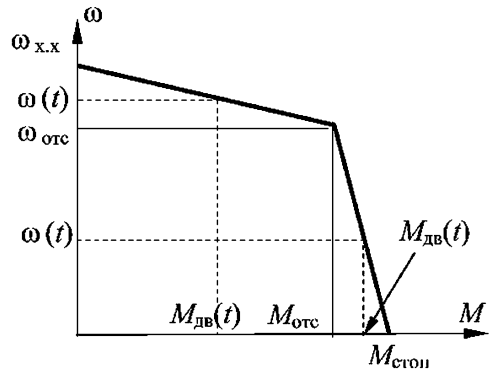


Рис. 3.6.19. Статическая механическая характеристика привода:

$\omega_{х.х}$ и $\omega_{отс}$ — скорости холостого хода и отсечки; $M_{стоп}$ и $M_{отс}$ — моменты привода максимальный и отсечки; $\omega(t)$ и $M_{дв}(t)$ — текущие значения скорости и момента привода

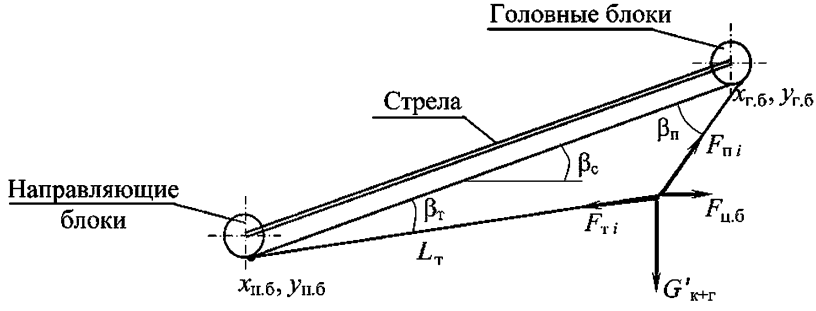


Рис. 3.6.18. Расчетная схема к определению сил в подъемных и тяговых канатах

этому в расчетах можно использовать статическую характеристику.

Для расчета времени цикла используют одномассовые расчетные схемы. За звено приведения обычно принимают вал двигателя.

Приведение параметров механизма поворота

Момент инерции поворотной части и привода, приведенный к валу двигателя,

$$J_{\text{в.прив}} = J_{\text{д.в}} n_{\text{д.в}} + \frac{J_{\text{п.ч}} + m_{\text{к}} x_{\text{т}\,i}^2}{U_{\text{в}}^2},$$

где $J_{\text{п.ч}}$ — момент инерции поворотной части экскаватора без ковша; $m_{\text{к}}$ — масса груженого $m_{\text{к.г}}$ или порожнего $m_{\text{к.п}}$ ковша.

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя,

$$M_{\text{с.пр}} = \frac{M_{\text{с.п}}}{U_{\text{в}}}.$$

Угол поворота платформы, приведенный к валу двигателя,

$$\varphi_{\text{о}} = \varphi_{\text{пл}} U_{\text{в}},$$

где $\varphi_{\text{пл}}$ — угол поворота платформы экскаватора.

Приведение параметров механизмов подъема и тяги

Суммарный приведенный к оси барабана лебедки момент инерции механизма подъема

$$J_{\text{п.прив}} = J_{\text{д.п}} n_{\text{д.п}} + \frac{J_{\text{б.п}}}{U_{\text{п}}^2} + \frac{m_{\text{к}} D_{\text{б.п}}^2}{4U_{\text{п}}^2}.$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя,

$$M_{\text{п.прив}} = \frac{F_{\text{п}\,i} D_{\text{б.п}}}{2U_{\text{п}} n_{\text{д.п}}}.$$

Для механизма тяги выражения для вычисления приведенных параметров будут аналогичны.

Разгон вала двигателя

В общем виде уравнение движения вала двигателя при переменном моменте инерции исполнительного органа

$$M_{\text{дв}}(t)\eta - M_{\text{с.пр}} K_{\text{м.н}} = J_{\text{прив}} \frac{d\omega(t)}{dt} + \omega(t) \frac{dJ_{\text{т.прив}}(t)}{dt},$$

где $M_{\text{дв}}(t)$ — движущий момент привода, Н·м; η — КПД механизма; $J_{\text{прив}}$ — суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции механизма, кг·м^2; $\omega(t) = \dfrac{d\varphi(t)}{dt}$ — угловая скорость вращения вала двигателя, с; [здесь $\varphi(t)$ — угол поворота вала двигателя]; $K_{\text{м.н}}$ — коэффициент, учитывающий действие момента нагрузки (при попутной нагрузке $K_{\text{м.н}} = -1$, при встречной $K_{\text{м.н}} = 1$).

Для расчета движущего момента привода при разгоне необходимо рассмотреть статическую характеристику (см. рис. 3.6.19):

1) при $\omega(t) \le K_{\text{р.ч}} \omega_{\text{отс}}$

$$M_{\text{дв}}(t) = M_{\max} - (M_{\max} - M_{\text{отс}}) \frac{\omega(t)}{\omega_{\text{отс}}};$$

2) при $\omega(t) > K_{\text{р.ч}} \omega_{\text{отс}}$

$$M_{\text{дв}}(t) = \frac{M_{\text{отс}}[\omega_{\text{х.х}} - \omega(t)]}{\omega_{\text{х.х}} - \omega_{\text{отс}}},$$

где $K_{\text{р.ч}}$ — коэффициент регулирования частоты вращения вала двигателя.

Торможение вала двигателя

При торможении можно принять момент инерции постоянным. Это связано с тем, что торможение обычно занимает время, значительно меньшее времени разгона, и за это время момент инерции меняется несущественно. Системы управления обеспечивают на всем участке торможения постоянный максимальный момент $M_{\max}$, направленный в сторону, противоположную скорости. Уравнение движения вала двигателя при торможении будет иметь вид

$$\frac{M_{\max}}{\eta} + M_{\text{с.пр}} K_{\text{м.н}} = J_{\text{прив}} \frac{d\omega(t)}{dt}.$$

Это уравнение может быть решено аналитически. Время торможения определяют по формуле

$$T_{\text{т}} = \frac{J_{\text{прив}} \omega_{\text{р}}}{\dfrac{M_{\max}}{\eta} + M_{\text{с.пр}}},$$

а угол, на который повернется вал двигателя при торможении, по формуле

$$\varphi_{\text{т}} = \omega_{\text{р}} T_{\text{т}} / 2,$$

где $\omega_{\text{р}}$ — значение скорости вращения вала двигателя в момент начала торможения.

Значение коэффициента регулирования для механизма подъема $K_{б.п}$ вычисляют из условия окончания подъема ковша в точку разгрузки за время поворота платформы

$$K_{р.п} = \frac{2(L_{к.к} - L_{н.р})U_п}{T_{в.г}\omega_{х.х.п}D_{б.п}},$$

где $L_{к.к}$, $L_{н.р}$ — длина подъемных канатов от головных блоков до ковша, когда он находится соответственно в точке окончания копания и начала разгрузки; $T_{в.г}$ — время поворота платформы на расчетный угол с груженым ковшом; $\omega_{х.х.п}$ — угловая скорость вала привода подъема на холостом ходу.

Коэффициент $K_{р.п}$ принимают вначале (при подъеме ковша до уровня оси направляющих блоков) равным 1, а затем определяют по условию окончания подъема за время поворота.

Значение коэффициента регулирования частоты вращения вала двигателя механизма тяги выявляют при транспортировании ковша по заданной траектории по расчетному значению скорости изменения длины тяговых канатов:

$$K_{р.т} = \frac{2v_т U_т}{T_{в.г}\omega_{х.х.т}D_{б.т}},$$

где $v_т$ — требуемая скорость изменения длины тяговых канатов; $\omega_{х.х.т}$ — угловая скорость вала привода тяги на холостом ходу.

При копании $K_{р.т} = 1$. При расчете механизма поворота коэффициент регулирования принимают для расчетных углов $K_{р.в} = 1$, а для углов меньших расчетных определяют по условию совмещения операций поворота платформы и транспортирования ковша.

Расчет коэффициентов регулирования частоты вращения проводят с помощью отдельных процедур и вводят в виде исходных данных в подпрограмму, реализующую математическую работу приводов.

Проверка привода по условиям нагрева

Ввиду значительного изменения нагрузки основных механизмов экскаватора необходимо проверять выбранные двигатели исходя из условий нагрева по методам эквивалентного тока или эквивалентного момента.

Для проверки отсутствия перегрева используют коэффициент загрузки, который должен быть < 1 для механизмов, рабочий цикл которых не имеет длительных перерывов в работе. Коэффициент загрузки определяют по выражению

$$K_з = M_э / M_н,$$

где $M_н$ — номинальный момент двигателей; $M_э$ — эквивалентный момент за цикл,

$$M_э = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} M_{дв\,i}^2}{\sum_{i=1}^{N} \Delta t_i}},$$

здесь $M_{дв\,i}$ — значение движущего момента двигателя, действующего в интервале времени Δt_i.

Достаточную точность расчета продолжительности цикла и загрузки приводов при численном интегрировании обеспечивает метод Эйлера. После перевода дифференциальных уравнений в численный вид разрабатывается алгоритм, а по нему — на любом алгоритмическом языке программа для ЭВМ.

Алгоритм решения задач по расчету продолжительности операций всегда имеет циклическую структуру. Для этой задачи в качестве условия цикла исходят из задания — определить продолжительность поворота на заданный угол. Цикл расчетов повторяют до тех пор, пока сумма углов, на которые поворачивается платформа при разгоне и торможении, меньше заданного: $\varphi_р + \varphi_т < \beta_{пр}$. Внутри этого цикла используются все формулы, которые позволят определить указанные углы.

На рис. 3.6.20 представлена структурная схема алгоритма расчета продолжительности поворота платформы экскаватора. По такому же алгоритму определяется время для механизмов подъема и тяги, поэтому в алгоритме использованы обозначения параметров без указания конкретного привода.

Расчет коэффициента загрузки привода и параметров статической характеристики. На первом этапе расчетов максимальный момент привода определяют по номинальному значению через коэффициент допустимого увеличения момента, при этом же значении находят время цикла и коэффициент загрузки привода $K_з$.

Если $K_з$ превышает допустимое значение $[K_з]$, то двигатель работает в недопустимом режиме и может перегреться. Снизить

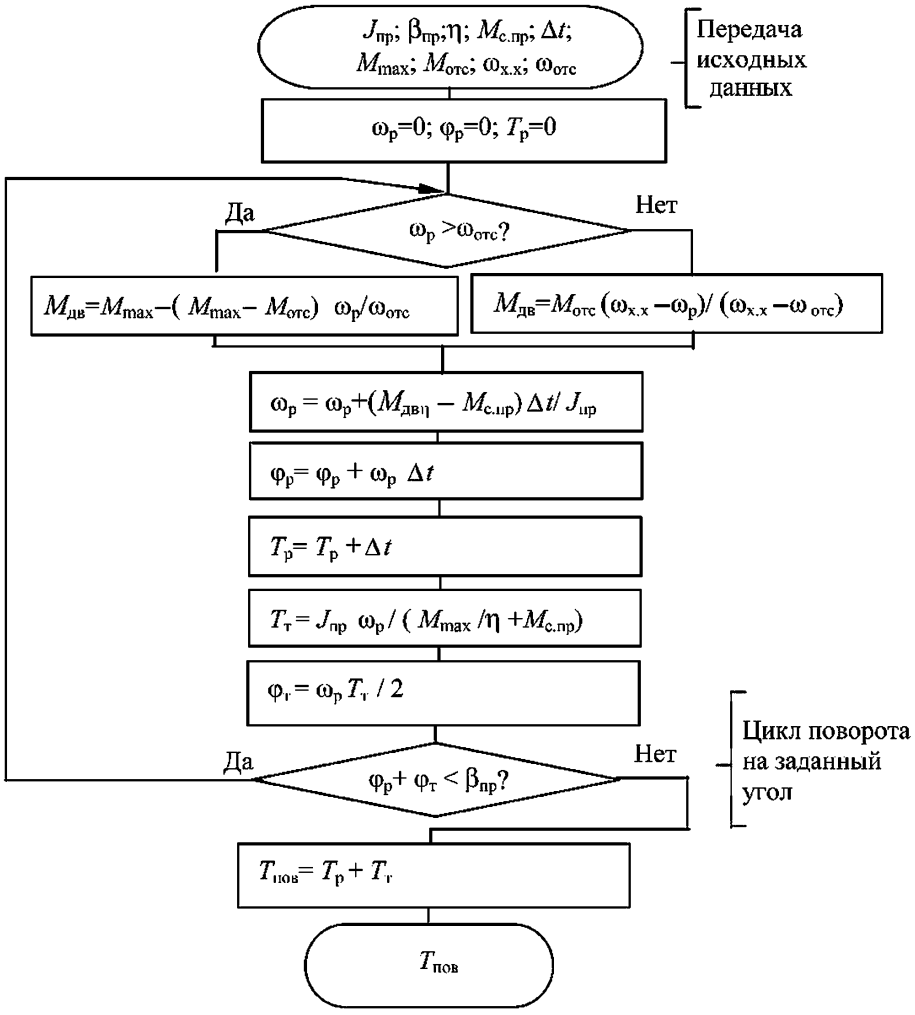


Рис. 3.6.20. Структурная схема алгоритма расчета длительности поворота платформы на заданный угол. Обозначения переменных в процессе расчетов:

$M_{дв}$ — движущий момент привода; $\omega_р$ — угловая скорость вала двигателя; $\varphi_р$ — угол поворота вала двигателя с начала движения; $T_р$ — время с начала движения; $T_т$ — время торможения; $\varphi_т$ — угол поворота вала двигателя при торможении; $T_{пов}$ — время поворота

коэффициент загрузки можно путем уменьшения M_{max} и $M_{отс}$.

Для расчета эквивалентного момента необходимо определить сумму $\Sigma M^2_{дв\,i} t_i$ Для ее вычисления в алгоритм (рис. 3.6.20) следует добавить выражение

$$S_{м\,i+1} = S_{м\,i} + M^2_{дв\,i}\Delta t,$$

а для учета торможения после цикла надо поставить численное выражение

$$S_{м\,i+1} = S_{м\,i} + M^2_{max} T_т,$$

где $S_{м\,i}$, $S_{м\,i+1}$ — переменная для расчета предыдущего и последующего значений суммы $\Sigma M^2_{дв\,i} t_i$ на шаге интегрирования Δt; $T_т$ — время торможения.

В результате такого добавления в процессе расчета времени поворотного движения будет рассчитана сумма $\Sigma M^2_{дв\,i} t_i$ за время поворота платформы.

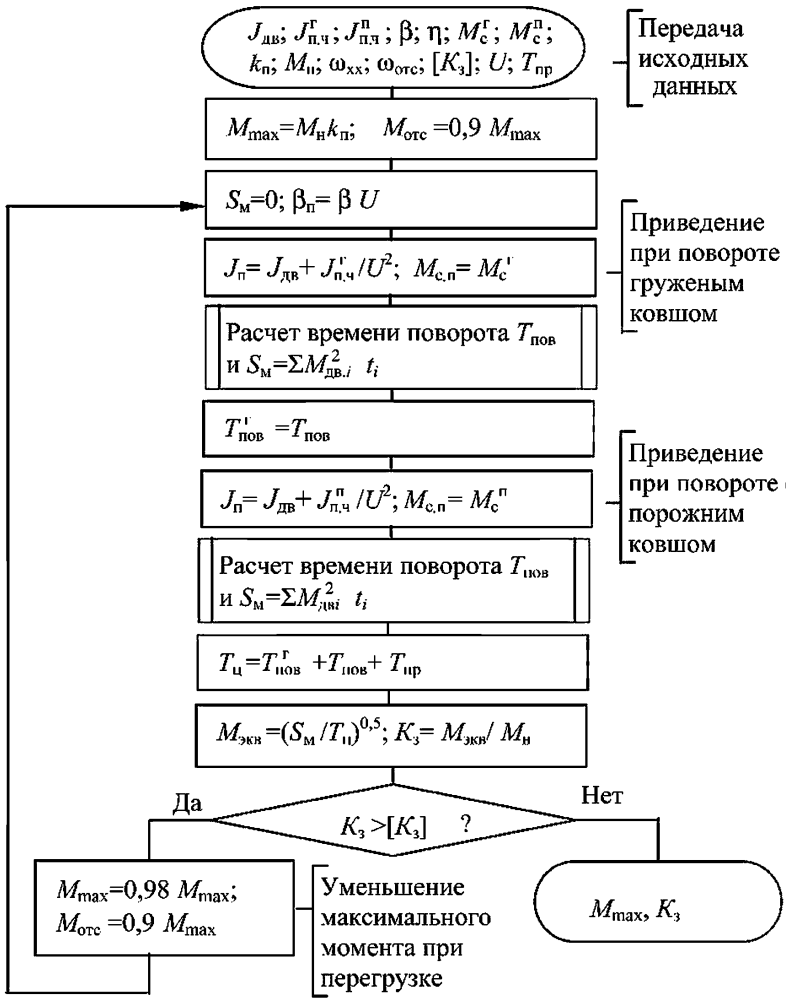


Рис. 3.6.21. Структурная схема алгоритма расчета коэффициента загрузки и максимального момента привода:
$k_п$ — коэффициент перегрузки

При расчете коэффициента загрузки и максимального момента расчеты необходимо проводить для всего рабочего цикла. Алгоритм, показанный на рис. 3.6.20, применим для поворота как с груженым, так и с порожним ковшом, необходимо только вводить соответствующие значения моментов инерции и моментов сопротивлений движению.

Исходя из этого, алгоритм расчета времени поворотного движения и суммы $ΣM^2_{дв\,i}t_i$ можно оформить самостоятельной подпрограммой, затем дважды выполнять ее вызов из другой подпрограммы, вычисляя приведенные моменты перед каждым вызовом. Алгоритм такой подпрограммы представлен на рис. 3.6.21. В этой же подпрограмме вычисляется коэффициент загрузки $K_з$ и, если требуется, выполняется поиск моментов статической характеристики M_{max}, $M_{отс}$. При $K_з > [K_з]$ уменьшается M_{max}, а также пересчитывается $M_{отс}$. Алгоритмы расчета для механизма подъема и тяги будут аналогичны.

По составленной программе проведены расчеты сил в процессе транспортировании ковша. Один из вариантов расчета показан на рис. 3.6.22.

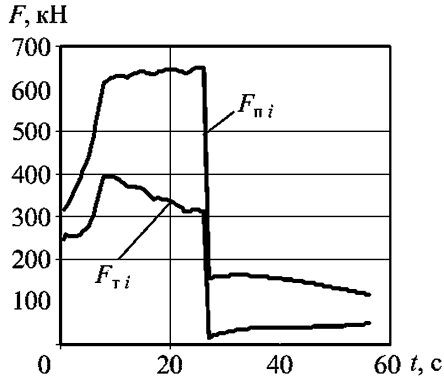


Рис. 3.6.22. Изменение сил при транспортировании ковша

3.6.9. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭКСКАВАТОРОВ

«Провести оптимизацию» означает «найти наилучшее решение из множества возможных» [20]. В процессе проектирования экскаваторов решают большой круг задач по определению оптимальных значений параметров с использованием различных критериев. Универсальным критерием будет критерий реализации главной функции экскаватора — добычи полезного ископаемого с наименьшими затратами. По такому критерию определяют основные параметры (вместимость ковша, размеры рабочего оборудования, время цикла) с учетом работы всего горного предприятия. В целевую функцию по этому критерию входят все затраты на добычу полезного ископаемого, включая и транспорт.

Наряду с таким сложным критерием при проектировании отдельных узлов экскаватора используют и другие критерии: массу, энергозатраты, время цикла и т. п. Так, при проектировании металлоконструкций рабочего оборудования применяют критерий массы и в процессе подбора сечений элементов, выбора схемы исполнения добиваются получения минимальной массы с учетом ограничений по надежности и безопасности.

Оптимизацию проводят на ЭВМ с использованием универсальных программ (например, для расчета напряжений металлоконструкций может быть применен пакет российской разработки *APM WinMachine)* или предлагают собственные специальные программы для решения конкретных задач.

Рассмотрим создание программы для оптимизации поворотного механизма экскаватора.

Оптимизация параметров поворотного механизма одноковшового экскаватора

При проектировании механизма поворота выполняют структурную и параметрическую оптимизацию.

Оптимизация структуры исполнения механизма заключается в выборе типа привода (электрического постоянного или переменного тока, гидравлического вращательного или поступательного действия и т. п.), в определении числа двигателей, выборе передаточного механизма (с редуктором или без него).

При параметрической оптимизации определяют значения максимального движущего момента, максимальной скорости поворота, передаточного отношения механизма.

То, что механизм поворота не является самостоятельным, а входит в техническую систему, включающую в себя и другие механизмы (подъемный, тяговый или напорный), налагает на процесс определенные ограничения. При выполнении рабочего процесса работают одновременно все главные механизмы: перенос ковша в точку разгрузки и обратно в точку копания обеспечивается подъемным, напорным и поворотным механизмами. Чтобы, например, уменьшить время цикла, необходимо изменять параметры всех механизмов, поэтому решение такой задачи, как определение оптимальной мощности привода поворота, не может быть выполнено самостоятельно. Другие же задачи, такие, как определение числа и типа двигателей, передаточного отношения, решают самостоятельно при заданной мощности привода поворота. В качестве самостоятельной решают также задачу оптимизации передаточного отношения механизма поворота [20].

Оптимизация передаточного числа механизма поворота

При варьировании передаточного числа изменяется движущий момент, прикладываемый к поворотной платформе:

$$M_{\text{пл.р}} = M_{\text{др}} U_{\text{в}} \eta \text{ — при разгоне;}$$

$$M_{\text{пл.т}} = M_{\max} U_{\text{в}} / \eta \text{ — при торможении,}$$

где $M_{\text{пл.р}}$, $M_{\text{пл.т}}$ — движущий момент, действующий на платформу при разгоне и торможении соответственно; $M_{\text{дв}}$ — движущий момент

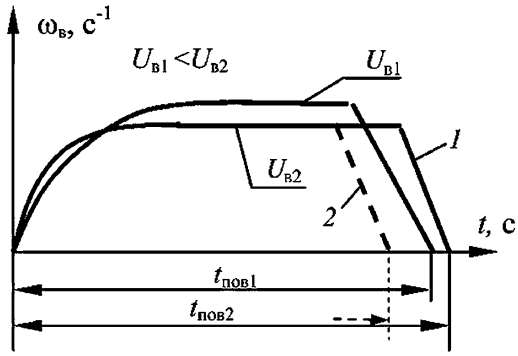


Рис. 3.6.23. Графики изменения скорости: $U_{в1}$, $U_{в2}$ — варианты общего передаточного числа механизма поворота; $t_{пов1}$, $t_{пов2}$ — возможные значения времени поворота платформы экскаватора

привода при разгоне; M_{max} — движущий момент привода при торможении.

Скорость установившегося движения также будет зависеть от передаточного числа, поскольку номинальная скорость двигателя неизменна: $\omega_{п.у} = \omega_{н.в} / U_в$.

Вид возможных графиков изменения скорости во времени показан на рис. 3.6.23. При увеличении передаточного числа ускорения разгона и торможения возрастают, а скорость установившегося движения уменьшается, время же поворота может как увеличиться (кривая *1*), так и уменьшиться (кривая *2*), все зависит от угла поворота и момента инерции поворотной части. Поэтому необходимо провести поиск такого передаточного числа, при котором время поворота будет наименьшим.

Что еще следует учитывать при оптимизации? При варьировании передаточного числа изменяется продолжительность операций разгона и торможения, в течение которых действует максимальный момент и, соответственно, по обмоткам двигателя протекает большой ток. Это может привести к перегреву двигателя, поэтому в процессе оптимизации надо проводить проверку по коэффициенту загрузки и определять допустимый максимальный момент привода.

Изменение передаточного числа в допустимых пределах практически не влияет на стоимость механизма, а сказывается на продолжительности цикла и, соответственно, на производительности, поэтому в качестве критерия принята продолжительность цикла.

Целевой функцией в этой задаче будет математическая модель, позволяющая определять время цикла через передаточное отношение. Кроме того, в модель должны войти и все зависимости для поиска максимального момента привода.

Время цикла будет зависеть от передаточного отношения и максимального момента привода:

$$T_ц = f(U, M_{max}).$$

Для поворотного механизма продолжительность цикла будет состоять из слагаемых

$$T_ц = T_{пов.г} + T_{пов.п} + T_{пр},$$

где $T_{пов.г}$, $T_{пов.п}$, $T_{пр}$ — соответственно продолжительность поворота платформы с груженым и порожним ковшами, погрузки и разгрузки ковша.

Последнее слагаемое не зависит от параметров поворотного движения и является величиной постоянной, но его надо обязательно вводить в целевую функцию, так как для расчета коэффициента загрузки привода необходимо полное время цикла. За время погрузки-разгрузки привод поворота отключен и двигатель охлаждается.

Выражения для расчета продолжительности поворотного движения представлены выше.

Исходные данные для оптимизации передаточного числа механизма поворота: β — угол поворота платформы, рад; $J_{п.ч}$ — момент инерции поворотной части экскаватора, кг·м^2; $U_в$ — передаточное число механизма; $N_{д.в}$ — мощность привода поворота, кВт; $\omega_{н.в}$ — номинальная скорость двигателя, 1/с; $J_{д.в}$ — момент инерции ротора двигателя, кг·м^2; $M_{с.п}$ — момент сопротивления повороту платформы, Н·м; η — КПД механизма; $K_п$ — коэффициент для расчета максимального момента привода.

Параметры статической характеристики привода. Статическая характеристика (см. рис. 3.6.19) задается моментом отсечки и стопорным моментом, скоростями отсечки и холостого хода. Эти параметры определяют по номинальному моменту и номинальной скорости привода через задаваемые коэффициенты. Для первого цикла расчетов при оптимизации параметры находят по следующим зависимостям.

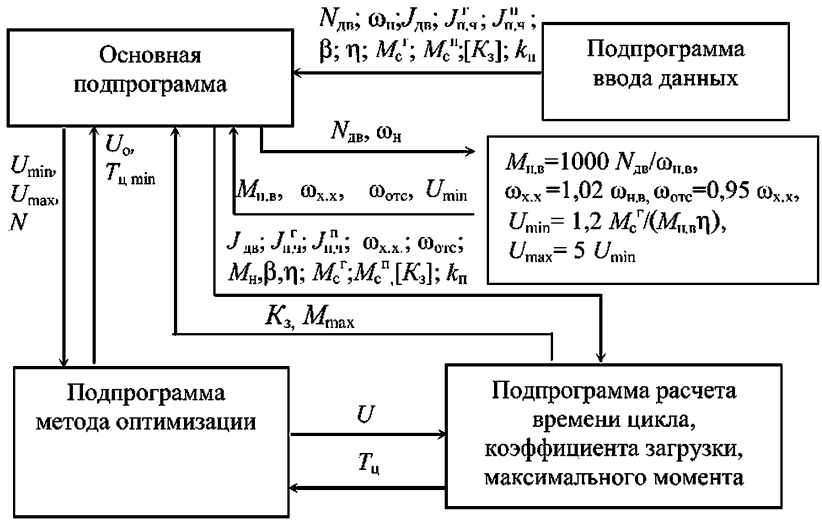


Рис. 3.6.24. Схема построения программного обеспечения оптимизации передаточного числа поворотного механизма. Верхние индексы исходных параметров соответствуют груженому (г) и порожнему (п) ковшам; U_o — оптимальное передаточное число; $T_{ц\,min}$ — минимальное время цикла

Максимальный (стопорный) момент привода определяют по коэффициенту допустимого увеличения момента ($K_п$ = 1,8...2,5):

$$M_{max} = K_п M_{н.в}.$$

Момент отсечки привода вычисляют через максимальный момент по задаваемому коэффициенту, который для механизма поворота может быть принят равным 0,9...0,95:

$$M_{отс} = 0{,}95 M_{max}.$$

Максимальная скорость вала несколько больше номинальной скорости двигателя (на 1...2 %):

$$\omega_{х.х} = 1{,}02\omega_{н.в}.$$

Скорость отсечки привода определяют по максимальной скорости:

$$\omega_{отс} = 0{,}95\omega_{х.х}.$$

Выражения приведения параметров и продолжительности поворота представлены выше.

Структурная схема построения программного обеспечения для оптимизации приведена на рис. 3.6.24.

Структурные схемы алгоритмов расчета коэффициента загрузки, максимального момента привода и продолжительности цикла представлены на рис. 3.6.20 и 3.6.21.

По разработанной программе были проведены расчеты для экскаватора ЭКГ-12 при изменении передаточного числа в пределах 200...600. Результаты расчетов влияния передаточного числа на время цикла показаны в виде графика на рис. 3.6.25.

Таким образом, программа позволяет определять оптимальное значение передаточного числа механизма поворота, обеспечивающего при выбранных двигателях наименьшую продолжительность цикла.

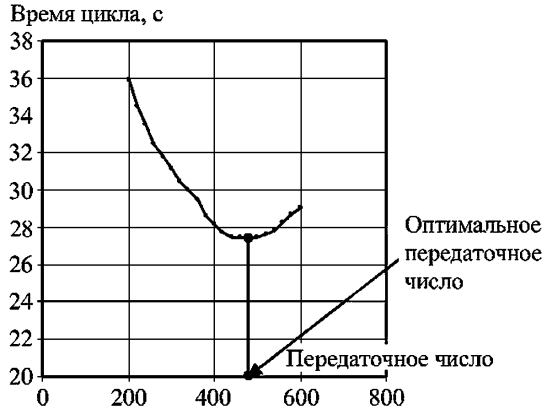


Рис. 3.6.25. Влияние передаточного числа механизма поворота экскаватора на время цикла

Глава 3.7

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

3.7.1. ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Карьерные мехлопаты

Экскаваторы типа ЭКГ предназначены для разработки полезных ископаемых и пород вскрыши до III категории включительно без предварительного рыхления с помощью буровзрывных работ и погрузки горной массы в транспортные средства или самоходный дробильный агрегат на уровне или выше своей установки. Кроме открытых горных работ эти экскаваторы применяют также в промышленном строительстве.

В России предусмотрено производство механических лопат базовых моделей с ковшами вместимостью 5; 8; 10; 15; 20 и 30 м^3.

В зависимости от климатического фактора экскаваторы выпускают с модификациями: «У» (умеренный) — предельные границы температур при эксплуатации ±40 °С; «ХЛ» (хладоустойчивый) +40...–60 °С; «С» (северный) +40... –50 °С; «Т» (тропический) +55...–20 °С.

Удельная масса современных карьерных лопат, как правило, ≥ 36,5...52,8 т/м^3, а удельная энерговооруженность 50...125 кВт/м^3 вместимости стандартного ковша базовой модели. Максимальная удельная подъемная сила на блоке ковша 0,1...0,142 МН/м^3.

Ходовое оборудование — гусеничное, как правило малоопорное с раздельным приводом на каждую гусеницу. Скорость хода в зависимости от мощности экскаватора 0,9...0,45 км/ч.

Все модели механических и гидравлических лопат, выпускаемые МК «Уралмаш», ОАО «ИЗ-КАРТЭКС», а также ОАО «Крастяжмаш», предназначены для преодоления подъема ≤ 12° при прямолинейном движении по плотному грунтовому основанию.

Механизмы, расположенные на поворотной платформе (кроме механизма напора), закрыты металлическими кузовами. Последние снабжены принудительной напорной вентиляцией и внутренним освещением. Кабины машиниста герметизированы, в них предусмотрены системы отопления, вентиляции, обогрева стекол и кондиционирования.

Переоборудование базовых моделей экскаваторов в экскаваторы с удлиненной стрелой сводится к замене рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша, подкоса и вант). Остальные узлы полностью унифицированы с узлами базовой модели.

Наиболее распространенный привод механизмов у карьерных лопат — индивидуальный, многодвигательный, постоянного тока по систе-

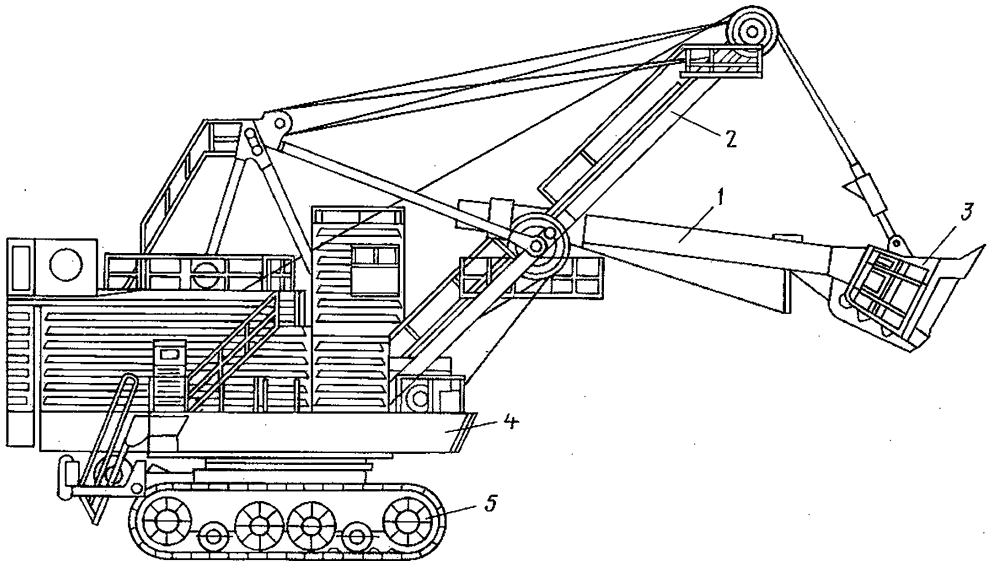


Рис. 3.7.1. Прямая механическая лопата ЭКГ-10 с внутренней рукоятью и канатным напором:
1 — рукоять; *2* — стрела; *3* — ковш; *4* — поворотная платформа с оборудованием; *5* — гусеничная тележка

ме генератор–двигатель с силовыми магнитными усилителями. Ведутся работы по внедрению статических тиристорных преобразователей.

Карьерные лопаты ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» имеют шарнирно-сочлененную стрелу, однобалочную внутреннюю рукоять круглого сечения и канатный механизм напора. Подвеска ковша на мощных моделях карьерных лопат полиспастная.

ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» серийно выпускают две базовые модели экскаваторов ЭКГ-10 (рис. 3.7.1) и ЭКГ-15 (табл. 3.7.1). Базовая модель ЭКГ-10 имеет модификации с ковшами 5; 8; 10 м^3:

– ЭКГ-5У с удлиненным оборудованием для отработки высоких уступов, погрузки породы в транспортные средства, расположенные на вышестоящих горизонтах;

– ЭКГ-8УС с удлиненным оборудованием для погрузки породы в транспортное средство, находящееся на уровне стояния, для отработки более высоких уступов и обеспечения более редких передвижек железнодорожного пути;

– ЭКГ-10М с более широким ковшом вместимостью 11,5 м^3 и лучшей заполняемостью ковша при использовании на угольных разрезах (основной ковш предназначен для пород плотностью ≤ 2,7 т/м^3);

– ЭКГ-10А с пониженным удельным давлением на грунт; ходовая тележка имеет трак 1800 мм (против 1100...1400 мм стандартных); среднее удельное давление на грунт 0,173 МПа, а при удлиненной гусеничной раме 0,158 МПа.

Экскаватор ЭКГ-10 оборудован электронной системой управления на основе тиристорных преобразователей обеспечивающих независимое бесступенчатое регулирование главных приводов и формирование оптимальных статических и динамических характеристик по системе генератор–двигатель. Четырехмашинный преобразовательный агрегат состоит из генераторов ГПЭ-800 (800 кВт); ГПЭ-450 и ГПЭ-220 и сетевого двигателя СД (800 кВт). Номинальная мощность трансформатора 150 кВ·А. Мощность электродвигателей главных приводов экскаватора, кВт: подъема 2×350, поворота 2×200, напора 200 и хода 2×90. Напряжение сети 6000 В (трехфазная, 50 Гц). Кабельный бара-

3.7.1. Экскаваторы карьерные гусеничные ОАО «ИЗ-КАРТЭКС»

Параметр	ЭКГ-10	ЭКГ-10М	ЭКГ-8УС	ЭКГ-5У	ЭКГ-15	ЭКГ-12УС	ЭКГ-8У
Вместимость ковша, м^3:							
основного	10	11,5	8	5	15	12	8
сменного	8; 12,5; 16		–		18	–	
Масса основного ковша, т	16,2	19,4	14,4	8,6	30	25,2	15,1
Расчетное время цикла, с	26		28	30	28	32	35
Максимальная сила на подвеске ковша, кН	980	1087	780	490	1470	1178	833
Длина стрелы, м	13,9	14,36	16,5	20,7	18	24	32
Ход рукояти, м	4,55	4,35	4,75	5,53	4,9	7,58	8,36
Максимальный радиус копания, м	18,4	19	19,8	23,7	22,6	28	34
Максимальная высота копания, м	13,5	14,5	17,6	22,2	15,8	20,7	28,5
Максимальный радиус разгрузки, м	16,3	16,5	17,9	22,1	19,5	25,8	31,6
Максимальная высота разгрузки, м	8,6	10,2	12,5	17,5	9,88	14,9	24
Радиус копания на уровне стояния, м	12,6		13,5	14,5	15,6	17,8	21
Рабочая масса с ковшом, т	395	402	405	386	69	721	725

бан имеет емкость 630 пог.м. Скорость передвижения экскаватора 0,7 км/ч.

Базовая модель экскаватора ЭКГ-15 выпускается в нескольких модификациях: с ковшами 8; 12 и 15 м^3. Экскаватор оборудован электронной системой управления на основе тиристорных преобразователей, обеспечивающих независимое бесступенчатое регулирование главных приводов и формирование оптимальных статических и динамических характеристик по системе генератор–двигатель. Номинальная мощность трансформатора 250 кВ·А, а сетевого двигателя 1250 кВт. Мощность электродвигателей главных приводов экскаватора, кВт: подъема 2×450, поворота 3×175, напора 200 и хода 2×100. Напряжение сети 6000 В (трехфазная, 50 Гц). Емкость кабельного барабана 630 пог.м. Скорость передвижения экскаватора 0,82 км/ч.

Экскаватор имеет климатическое исполнение «У», но на его базе созданы модели исполнений «ХЛ» и «Т». Ходовая тележка двухгусеничная вместо выпускавшейся ранее четырехгусеничной (для ЭКГ-12,5). Гусеничные звенья шириной 1500 мм обеспечивают удельное давление на грунт ≤ 0,245 МПа.

Карьерные лопаты производства МК «Уралмаш» имеют три базовые модели прямых лопат: ЭКГ-5А, ЭКГ-12 и ЭКГ-20А (табл. 3.7.2) с двухбалочной рукоятью и зубчато-реечной системой напора, а также их модификации: ЭКГ-5В (с ковшом активного действия для работы по безвзрывной технологии), ЭКГ-5Д (с дизель-электрическим приводом), ЭКГ-4УС (с удлиненным рабочим оборудованием «прямая лопата»), ЭДГ-3,2.30 и ЭДГ-4.25 (с рабочим оборудованием драглайн); ЭКГ-12В (с пневмоударными зубьями).

Экскаватор ЭКГ-5А содержит электропривод, выполненный по системе генератор–двигатель с магнитными усилителями (ГД с МУ), а также вариант тиристорный преобразователь–двигатель (ТП-Д), планетарную передачу в поворотном механизме, конические ролики и жесткую обойму поворотного круга, отличается высокими комфортными условиями работы машиниста (предусмотрены фильтровентиляционные установки, кондиционер, виброзащитное сиденье машиниста и др.). Экскаватор имеет индивидуальные приводы для гусениц малоопорного типа, с четырьмя опорными, двумя поддерживающими и одним натяжным колесами.

Экскаватор ЭКГ-5Д создан на базе серийного экскаватора ЭКГ-5А, оборудован дизель-электрическим приводом (2×500 л.с.), приводящим во вращение генераторы постоянного тока, питающие двигатели основных механизмов, что дает возможность эксплуатировать машину в условиях отсутствия линий электропередачи. Топливный бак объемом 3800 л рассчитан на 24 ч непрерывной работы. Система дистанционного контроля позволяет следить за работой дизелей из кабины машиниста.

Экскаватор ЭКГ-5В имеет ковш, оборудованный тремя пневмомолотами с энергией удара по 1,7 кДж при частоте удара 7 Гц, обеспечивающими разрушение горной массы зубьями в процессе черпания, и позволяет разрабатывать трещиноватые породы и угли малой и средней

3.7.2. Экскаваторы карьерные гусеничные МК «Уралмаш»

Параметры	ЭКГ-5А(5В)	ЭКГ-5Д	ЭКГ-4УС	ЭКГ-12	ЭКГ-20
Вместимость ковша, м^3:					
основного	5,2 (5)	0,5	3,2...4,6	12	20
сменного	3,5...7	3,5...7	–	10...16	16...25
Расчетное время цикла, с	23		29	27	28
Максимальная сила на подвеске ковша, кН	500			1250	1800
Максимальный радиус копания, м	14,5		15,5	21	23,4
Максимальная высота копания, м	10,3		12,9	15	17
Максимальный радиус разгрузки, м	12,65		13,7	18,5	20,9
Максимальная высота разгрузки, м	6,7		9	10	11,5
Радиус копания на уровне стояния, м	9		10,5	14,3	15,2
Мощность сетевого двигателя, кВт	250 (400)	–	1250		2250
Рабочая масса с ковшом, т	196 (207)	197	211	600	1050

крепости без предварительного их рыхления взрывом. Применение этой машины перспективно в тех случаях, когда проведение буровзрывных работ невозможно по экологическим или каким-либо иным причинам. Удельный расход электроэнергии не превышает расхода при работе экскаватора с обычным ковшом.

Пневмоударные зубья автоматически включаются в работу при увеличении сопротивления при копании. Экскаватор оборудован пневмосистемой для питания молотов сжатым воздухом.

Экскаваторы-драглайны гусеничные ЭДГ-4.25 и ЭДГ-3,2.30 предназначены для разработки полезных ископаемых и пород вскрыши с перемещением их в отвал или с погрузкой в транспортные средства, имеют высокую степень унификации с базовой моделью ЭКГ-5А, индивидуальный электрический привод всех основных механизмов от двигателей постоянного тока, питаемых по системе ГД. Стрелы — решетчатой конструкции соответственно длиной 25 и 30 м, а ковши вместимостью 4 и 3,5 м^3. Время цикла 42 с. Теоретическая производительность данных моделей 340 и 220 м^3/ч. При рабочей массе 177...182 т удельное давление на грунт при гусеницах шириной 1100 (1400) мм не превышает 0,165 (0,130) МПа.

Карьерный гусеничный экскаватор ЭКГ-12 рассчитан на разработку и погрузку в транспортные средства или в отвал пород вскрыши и полезных ископаемых. Он содержит двухбалочную рукоять, реечный напор, двухгусеничный ход с раздельным приводом на каждую гусеницу и кабельный барабан.

Специальная геометрия ковша позволяет проводить погрузку горной массы в автосамосвалы грузоподъемностью 75...120 т, а также в железнодорожные думпкары.

Для обеспечения ремонтных работ на стреле предусмотрен механизм спуска/подъема стрелы. Встроенный в стрелу редуктор напорного механизма в качестве опор валов имеет подшипники качения, планетарные редукторы поворота.

Гусеничный ход — малоопорного типа с поднятыми ведущими колесами. Приводные электродвигатели расположены на горизонтальном кронштейне, благодаря чему достигается легкость монтажа и ремонтных работ. Двигатели хода снабжены принудительной вентиляцией, что обеспечивает практически неограниченный режим работы привода во время передвижения по подготовленной трассе со скоростью до 1,1 км/ч.

Электропривод главных механизмов экскаватора выполнен по системе генератор–двигатель с управлением от тиристорных возбудителей. Система управления электроприводами гарантирует оптимальные механические характеристики приводов при высоком КПД.

Сиденье машиниста экскаватора виброизолировано, кабина снабжена системой кондиционирования воздуха и двухкоординатными ручными командоконтроллерами.

Экскаватор ЭКГ-12В имеет ковш, оборудованный четырьмя пневмомолотами с энергией удара по 3 кДж при частоте удара 6 Гц.

Экскаватор-драглайн гусеничный ЭДГ-8.50 спроектирован на базе ЭКГ-12, предназначен для разработки пород вскрыши с перемещением их в транспортные средства, имеет высокую степень унификации с базовой моделью, индивидуальный электрический привод всех основных механизмов от двигателей постоянного тока, питаемых по системе ГД. Стрела — решетчатой конструкции длиной 50 м, а ковши вместимостью 8 м^3 для тяжелых и 10 м^3 для легких пород. Концевая нагрузка 235 кН, сила подъема стопорная 427 кН, сила тяги стопорная 471 кН. Скорость подъема и тяги номинальная 2,1 м/с. Мощность сетевого двигателя 1250 кВт. Время цикла 50 с при повороте в отвал на 120°. Скорость передвижения 1,1 км/ч. При рабочей массе 600 т удельное давление на грунт при гусеницах шириной 1400 мм не превышает 0,186 МПа.

Базовая модель экскаватора ЭКГ-20А спроектирована для использования в экстремальных горно-геологических и климатических условиях восточных районов России, что обеспечивает надежную работу машины при температуре окружающего воздуха до –50 °С. Он имеет одноредукторную подъемную лебедку с приводом от двух двигателей. Подъем ковша бесполиспастный на четырех ветвях канатов.

Двухдвигательный механизм напора, установленный на стреле, снабжен многодисковыми фрикционными предохранительными муфтами. Зацепление кремальерных шестерен с рейками рукояти обеспечивается при помощи роликов, по которым катятся направляющие реек. Седловые подшипники снабжены верхними и боковыми самоустанавливающимися ползунами для направления балок рукояти.

Роликовый круг с коническими роликами сцентрирован посредством мощной обоймы относительно центральной цапфы и обеспечивает надежную работу опорно-поворотного устройства при боковых нагрузках.

В экскаваторе использован четырехдвигательный, четырехредукторный механизм поворота. Ведущая шестерня редуктора установлена в собственных подшипниках и соединена с валом двигателя зубчатой муфтой. Зубчатый венец выполнен из четырех кованых секторов. Ходовая тележка экскаватора двухгусеничная с раздельным приводом.

Машина имеет стрелу коробчатой конструкции с полиспастной подвеской.

Питание основные электродвигатели получают от силовых тиристорных преобразователей.

Привод кабельного барабана синхронизирован с механизмом хода экскаватора, что обеспечивает автоматическую намотку и размотку питающего кабеля в соответствии с перемещением машины.

Карьерные экскаваторы зарубежного производства характеризуются большим разнообразием конструкций.

Фирма Marion (США) выпускает ряд карьерных лопат с ковшами вместимостью 7...28 м^3 (до 35 м^3 в качестве углепогрузчика). Рабочее оборудование экскаваторов этой фирмы, как правило, состоит из однобалочной стрелы, двухбалочной рукояти и имеет реечный напорный механизм, установленный на стреле. Ходовая часть — многоопорная. Рабочее оборудование выполняют в виде однобалочной стрелы, двухбалочной рукояти прямоугольного сечения с реечным напорным механизмом. Гусеничный ход всех моделей многоопорный.

Фирма Bucyrus-Erie (США) выпускает карьерные лопаты с ковшами вместимостью 2,68...40 м^3. Характерным отличием экскаваторов данной фирмы является применение рабочего оборудования, состоящего из шарнирно-сочлененной у напорного вала стрелы, круглой рукояти и канатного напора. В хвостовике рукояти установлено демпфирующее устройство. Механизмы подъема, поворота и напора имеют индивидуальные приводы.

Гидравлические одноковшовые экскаваторы

Прямые лопаты типа ЭГ предназначены для работы на карьерах и в строительстве с крупными объемами перемещения горной массы в качестве выемочно-погрузочных машин, отрабатывающих уступы выше уровня установки, а обратная лопата типа ЭГО (обычно создается на базе ЭГ) — для отработки нижних уступов пород I–II категорий без предварительного рыхления, а в более крепких породах — с полным взрывным рыхлением и погрузкой горной массы в средства транспорта на уровне своей установки или, что более эффективно, ниже этого уровня.

Все модели ЭГ проектируются в умеренном климатическом исполнении (–40...+40 °С).

При работе прямой лопатой обеспечивается автоматическое горизонтирование режущей кромки ковша и «плавающее» положение рабочего оборудования, исключающее вредное давление на забой от собственной силы тяжести.

Прямые гидравлические лопаты снабжаются челюстными ковшами с нижней разгрузкой, навесными кабельными барабанами и унифицированной комфортной кабиной для экипажа.

Номенклатура карьерных гидравлических экскаваторов производства МК «Уралмаш» предусматривает две базовые модели прямых лопат: ЭГ-150 и ЭГ-350 и их модификации с оборудованием обратной лопаты: ЭГО-150 и ЭГО-350 (табл. 3.7.3).

ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» также готовит к производству гидравлические экскаваторы, унифицированные по ряду гидрооборудования с экскаваторами МК «Уралмаш».

Модель ЭГ-150 оснащаена одной насосной установкой с электродвигателем мощностью 500 кВт, раздаточным редуктором, а ЭГ-350 — двумя аксиально-поршневыми насосами с подачей по 915 л/мин. Максимальное рабочее давление в гидросистеме 30 МПа, тонкость фильтрации шести фильтров с пропускной способностью 6000 л/мин равна 10 мкм. Основная гидроаппаратура — золотники, предохранительные и подпиточные клапаны — смонтирована в едином блоке. На экскаваторе ЭГО-150 используют два дизеля по 330 кВт. Скорость передвижения ≤1,7 км/ч, преодолеваемый уклон 12°, напряжение питающей сети 6 кВ.

На экскаваторах устанавливают аналогичные насосные установки и, соответственно, блоки с золотниками и гидроаппаратурой. Гидравлическая система управления унифицирована и позволяет управлять экскаваторами с помощью двух гидравлических колонок, установленных в кабине машиниста.

Механизмы поворота и хода имеют электрический привод постоянного тока, а управление осуществляют с помощью ножного электрического командоконтроллера.

На поворотной платформе расположены насосные установки, преобразовательные агрегаты для питания электропривода поворота и хода, узлы гидропривода, механизмы поворота, станции густой и жидкой смазки.

3.7.3. Технические характеристики карьерных прямых (ЭГ) и обратных (ЭГО) лопат гидравлического типа на гусеничном ходу

Параметр	ЭГ-150	ЭГ-350	ЭГО-150	ЭГО-350
Вместимость ковша, $м^3$:				
стандартного	8	15	6,3	11
для тяжелых пород	5	12	4	8
Радиус черпания, м	13	16	15,7	21,8
Глубина черпания, м	–		9	12
Высота черпания, м	13,5	16	14,4	16,7
Высота выгрузки, м	9,8	13	10,8	12,5
Высота уступа, м	10,5	14,6	–	
Длина планируемого участка, м	4...5	7		
Мощность приводного двигателя, кВт	500	910	Дизель	910
Продолжительность цикла, с	24	26	22	24
Давление на грунт, МПа	0,16	0,167	0,17	0,167
Расчетная производительность, млн $м^3$/г	2,1	4,7	1,5	2,5
Рабочая масса, т	150	350	150	350

Привод насосов и генераторов осуществляют от высоковольтных асинхронных электродигателей переменного тока. Привод рабочего оборудования гидравлический от силовых гидроцилиндров, привод поворота и хода от электродвигателей постоянного тока. На машине предусмотрено совместное, а также и независимое управление движением рабочего оборудования (ковша, рукояти и стрелы) с плавным регулированием изменения их скоростей в пределах от нуля до максимума.

Опорно-поворотное устройство роликового типа не имеет центральной цапфы.

Ходовая тележка состоит из рамы, привода и гусеничной цепи с гидравлическим натяжным устройством. Привод каждой гусеницы осуществляется от индивидуального двигателя.

Наиболее крупная серийная прямая гидравлическая лопата за рубежом — модель H-655S фирмы Demag-Komatsu (Япония) с ковшом вместимостью 35 и 33 $м^3$ (соответственно прямая и обратная лопаты). Экскаватор комплектуют приводом (дизельным или электрическим) мощностью 2700 кВт. Высота черпания составляет 19,5 м, радиус черпания до 18 м, сила внедрения ковша в забой 2400 кН, сила вырыва ковша 2360 кН. Машина имеет рабочую массу 685 т, в том числе масса ковша составляет 60 т.

Среди зарубежных производителей карьерных гидравлических экскаваторов следует упомянуть также фирмы Hitachi (Япония); Orenstein-Koppel (Германия); Caterpillar, Marion и Harnischfeger (США).

Вскрышные мехлопаты

Вскрышные лопаты предназначены для отработки уступов выше уровня установки в породах I–III категорий крепости без предварительного рыхления и со взрывным рыхлением более крепких пород на разрезах при бестранспортной разработке с непосредственной разгрузкой горной массы на отвал в выработанное пространство. Все модели вскрышных лопат выполнены на четырехопорном ходу со сдвоенными тележками в каждой опоре и оборудованы коленно-рычажной системой напора.

Экскаватор ЭВГ-35.65М производства ОАО «НКМЗ» — Новокраматорского машиностроительного завода (Украина) — оборудован ковшом вместимостью 35 $м^3$. Стрела длиной 65 м выполнена из тонкостенных трубчатых элементов и состоит из верхней и нижней секций, шарнирно соединенных между собой. Экскаватор имеет безредукторную лебедку подъема, расположенную в хвостовой части платформы. Механизм напора коленно-рычажного типа. Исполнительная часть смонтирована на двуногой стойке и состоит из толкающих балок. Лебедка напорная с двумя двигателями, редуктором и барабанами размещена

на платформе перед лебедкой подъема. Связь между обеими частями механизма напора осуществляется канатной передачей.

Длина рукояти экскаватора 37 м, высота черпания до 40 м, радиус разгрузки ≤ 62 м, стопорная сила на блоке ковша 2,1 МН, частота вращения платформы 2,78 мин$^{-1}$. Мощность двигателя, кВт, подъема 3100, напора 2×450, поворота 4×780, передвижения машины 8×78 и разворота гусениц 4×17. Давление на грунт до 0,32 МПа, скорость передвижения 0,55 км/ч, рабочая масса 3850 т, время цикла при повороте на 90° до 50 с.

Ходовая часть экскаватора имеет восемь гусениц, объединенных попарно в четыре гусеничные тележки. Выравнивание нижней рамы осуществляется гидродомкратами. Попарный поворот гусеничных тележек выполняется канатным механизмом. Управление ходовой частью вынесено в отдельную кабину, находящуюся под нижней рамой экскаватора.

За рубежом вскрышные экскаваторы выпускали только в США. Наиболее крупной моделью фирмы Marion является модель 6360М с коленно-рычажным реечным напором, массой 12 620 т и установленной мощностью двигателей 15 500 кВт. Ковш вскрышной лопаты со стрелой 65,4 м, вместимостью 138 м^3 и массой 150 т снабжен двухстворчатым днищем. Ширина ковша 5,62 м, длина от режущей кромки до днища 7,5 м и максимальная высота 4,86 м.

Подъемная лебедка приводится в движение от восьми электродвигателей суммарной мощностью 11 760 кВт. Максимальная подъемная сила на коромысле ковша 7,7 МН. Поворот платформы осуществляется восемью двигателями суммарной мощностью 7360 кВт, расположенными в ее передней части.

Каждая из восьми гусеничных тележек имеет по две ведущие звездочки, размещенные по концам гусениц, которые приводятся в движение 16 двигателями общей мощностью 2352 кВт. Поворот каждой пары гусеничных тележек осуществляется с помощью гидроцилиндров.

Фирма Bucyrus-Erie выпустила ряд вскрышных лопат вместимостью 15,3...107 м^3 со стрелами длиной 28,8...63,8 м и рабочей массой 810...8480 т. Все модели имеют традиционную для вскрышных лопат этой фирмы конструкцию рабочего оборудования: шарнирно-сочлененную стрелу, круглую разгруженную от кручения рукоять и канатный напор с механизмом, расположенным на поворотной платформе.

Шагающие экскаваторы-драглайны

Экскаваторы типа ЭШ представляют собой полноповоротные электрические драглайны с шагающим ходовым оборудованием, предназначенные для выемки нижним (реже верхним) черпанием пород I–IV категорий крепости по ЕНиР и более крепких после их взрывного рыхления при выполнении вскрышных работ по бестранспортной системе разработки с укладкой породы на отвал в выработанное пространство или на борт карьера; возможна погрузка драглайном горной массы в самоходный дробильный агрегат или транспортное средство цикличного, а через бункер и непрерывного действия.

Драглайны обладают преимуществом перед вскрышными лопатами в условиях больших мощностей вскрыши, при низкой несущей способности грунтов (особенно при работе на переэкскавации отвалов) и нижнем черпании.

Производство шагающих драглайнов в России сосредоточено в МК «Уралмаш» и ЗАО «Крастяжмаш» (г. Красноярск).

Номенклатура драглайнов производства МК «Уралмаш» предусматривает выпуск шести базовых моделей (табл. 3.7.4), а также ряда их модификаций с удлиненными стрелами (до 110...130 м) и ковшами уменьшенной вместимости, в частности ЭШ-20.90, имеет модификацию ЭШ-15.100; ЭШ-25.90 — модификации ЭШ-20.100 и ЭШ-15.110; ЭШ-40.100 — модификации ЭШ-30.110 и ЭШ-25.120; ЭШ-65.100 — модификацию ЭШ-40.130.

Все упомянутые модели драглайнов МК «Уралмаш» с 1968 г. снабжаются: трехгранной стрелой, выполненной из труб с предварительно напряженным верхним поясом, обладающей более высокими надежностью и эксплуатационно-техническими показателями, чем вантовая; унифицированными лебедками тяги и подъема ковша и гидравлическими механизмами шагания.

Кроме того, особенностями драглайнов, выпускаемых МК «Уралмаш», являются: введение ферм надстройки и узлов передней стойки с шарнирно соединенными трубчатыми и коробчатыми элементами, что увеличивает жесткость ферм; раздельная установка блоков тяговых и направляющих канатов, способствующих повышению надежности этих узлов; применение унифицированных лебедок тяги и подъема (на более мощных машинах с приводом от низкооборотных двигателей), вплоть до устранения редукторных передач в механизмах поворота на экскава-

3.7.4. Шагающие экскаваторы фирмы МК «Уралмаш»

Параметр	ЭШ-20.90	ЭШ-15.100	ЭШ-25.90	ЭШ-20.100	ЭШ-15.110	ЭШ-40.100	ЭШ-30.110	ЭШ-25.120	ЭШ-65.100	ЭШ-40.130	ЭШ-100.125
Вместимость ковша, $м^3$	20	15	25	20	15	40	30	25	65	40	100
Длина стрелы, м	90	100	91	100	110	100	110	120	100	130	125
Угол наклона стрелы, град	32	32	34			32					35
Концевая нагрузка, кН	630	470	770	630	470	1250	950	900	2050	1250	3000
Продолжительность рабочего цикла, с	60			62	64	60	64	66	60	62	60
Высота выгрузки, м	38,5	45	39	45	52	40	46,2	52,4	38,5	56	
Глубина копания, м	42,5			46	50	47	53	57	46	60	52
Радиус выгрузки, м	83	91,5	83,5	91	99	94,8	103,3	117,7	97,6	123	118
Просвет над задней частью платформы, м	1,61		1,6			2,44			2,84		2,75
Диаметр опорной базы, м	14,5		15,3			18			23,5		27
Удельное давление на грунт, МПа	0,105		0,103...0,081			0,137...0,095			0,125		0,18
Размеры башмака (длина×ширина), м	13×2,5		14×2,9			17,2×3,96			18×3,9		22,5×4,74
Рабочая масса, т	1740	1725	1900			3320			5460		10000
Мощность механизма, кВт:											
подъема	2×1120					4×1120			8×1120		4×2500
поворота	4×250					4×600			6×600		8×1000
тяги	2×1120					4×1120			6×1120		4×2500
хода	2×800					2×1000			4×630		4×800
Мощность сетевого двигателя, кВт	2500		2500/2250			2×2250			4×2250		4×3600
Напряжение питающей сети, кВ	6		6/10			10					

торах с ковшами > 25 м^3, где использованы тихоходные высокомоментные электродвигатели.

Допускаемые уклоны при шагании — поперечный ±3°, продольный ±7° для всех моделей, кроме ЭШ-100.100, у которого эти величины не должны превышать соответственно ±5 и ±2°. При работе допускаемый уклон как в продольном, так и в поперечном направлении не должен превышать 2°, кроме ЭШ-100.100, для которого предельная величина должна быть ≤ 1,5°.

Экскаватор-драглайн ЭШ-11.75 — единственная модель МК «Уралмаш» с электромеханическим механизмом шагания четырехзвенным кривошипно-шарнирным.

Информационно-диагностическая система на микропроцессорной базе позволяет контролировать производительность экскаватора, расход электроэнергии, наладочные параметры, загрузку и наличие вентиляционного потока, температуру подшипников, обмоток возбуждения и гидрожидкости.

Наиболее массовым драглайном производства МК «Уралмаш» является модель ЭШ-15.90 с треугольной трубчатой стрелой. Модификации ЭШ-15.90А (ЭШ-20.90) различных годов выпуска отличаются незначительными отклонениями линейных параметров, но заметным ростом мощностей двигателей установленных главных приводов исполнительных механизмов.

Головной образец ЭШ-20.90 создан на базе экскаватора ЭШ-15.90Б и изготовляется серийно с 1981 г. Благодаря увеличению энерговооруженности механизмов и снижению металлоемкости удалось повысить производительность экскаватора до 30 %.

На всех перечисленных экскаваторах, выпускаемых после 1982 г., электропривод главных механизмов выполнен по системе генератор–двигатель с возбуждением электрических машин от тиристорных преобразователей — тиристорное возбуждение.

Все модели шагающих драглайнов производства МК «Уралмаш», кроме ЭШ-100.100, имеют гидравлический механизм передвижения с неполным отрывом базы.

Драглайн ЭШ-100.100 работал на Назаровском угольном разрезе ПО «Красноярскуголь» и являлся одним из крупнейших шагающих драглайнов в мире. К основным его конструктивным особенностям относят: гидравлическое шагающее устройство с полным отрывом базы и длиной шага 3 м; трехгранную жесткую трубчатую стрелу; лебедки со сдвоенными барабанами диаметром 3,4 м с приводом от четырех среднескоростных электродвигателей каждая; четырьмя тяговыми и подъемными канатами диаметром по 90 мм; механизм поворота с приводом от восьми тихоходных электродвигателей.

Поворотная платформа имеет длину 42 м, ширину 28,5 м, высоту 2,7 м. Масса груженого ковша 300 т.

Подвод электроэнергии к экскаватору осуществляется по двум гибким кабелям с напряжением 10 кВ. Для транспортирования и укладки кабеля в забое предусмотрен самоходный кабельный передвижчик с двумя барабанами вместимостью 550 и 150 пог.м.

ЗАО «Крастяжмаш» (г. Красноярск) производит экскаваторыв ЭШ-40.85С и ЭШ-20.90.

Выпускает шагающие драглайны и ЗАО «НКМЗ» (Украина).

Номенклатура драглайнов, изготовляемых ЗАО «НКМЗ», предусматривает выпуск базовых моделей ЭШ-6,5.45, ЭШ-10.70 и модификации ЭШ-14.50, а также ЭШ-15.80 и ее модификаций ЭШ-20.65 и ЭШ-10.100, предназначенных для работы в умеренном климате.

Все выпускаемые модели (табл. 3.7.5) имеют аналогичное конструктивное исполнение, отличающееся деталями компоновки механизмов на поворотной платформе. Стрелы базовых моделей драглайнов шарнирно-сочлененные из двух секций. Заменой верхней секции и ковша с упряжью обеспечивают подбор необходимых параметров модификаций машин. Шагающее устройство механического типа, как правило кривошипно-рычажного.

Для драглайнов НКМЗ характерно расположение в хвостовой части платформы агрегатов генератор–двигатель и подъемно-тяговых лебедок с высокоскоростными двигателями и многоступенчатыми редукторными передачами. В передней части платформы размещают привод ходовой части со сквозным поперечным валом вращения бортовых кривошипов шагающего устройства и два двигателя механизма поворота платформы.

Для управления главными приводами экскаваторов на НКМЗ применяют систему генератор–двигатель с питанием обмоток возбуждения генератора от силовых магнитных усилителей. Питание экскаваторов осуществляется через гибкий кабель.

За рубежом шагающие драглайны выпускают фирмы США Bucyrus-Erie, Marion, Harnischfeger и Page. Наиболее крупные и современные модели изготавливаются первыми тремя фирмами (табл. 3.7.6).

3.7.5. Шагающие экскаваторы ЗАО «НКМЗ» (Украина)

Параметр	ЭШ-6,5.45	ЭШ-6,45М	ЭШ-10.60А	ЭШ-10.60	ЭШ-10.70А	ЭШ-13.50	ЭШ-11.70	ЭШ-14.50	ЭШ-15.80	ЭШ-20.65
Вместимость ковша, м^3	6,5	6	10			13	11	14	15	20
Длина стрелы, м	45		60		70	50	70	50	80	65
Угол наклона стрелы, град	30									
Концевая нагрузка, кН	135	132	285			312	304	333	430	520
Продолжительность рабочего цикла, с	42		52		52,5	53	54		58	60
Высота выгрузки, м	19,5		21	23	27,5	20,5	27,5	20,5	32	27
Глубина копания, м	22		35			21	35	21	40	32
Радиус выгрузки, м	43,5	42,5	54,5	58	66,5	46,5	66,5	46,5	76,5	61
Скорость подъема/тяги,м/с	2,1/2,1		2,48/2,22					2,6/2,3		2,8/2,3
Среднее давление на грунт, МПа:										
при работе	6		8,5		9,4	8,4	9,7	8,7	10	9
при шагании	11		12		14,9	13,5	15,6	13,6	15	13,5
Диаметр опорной базы, м	7,7		9,5		9,7				12,3	
Размеры башмака, м (длина×ширина)	7×1,55		11,8×1,8		11×1,8				15×2,4	
Рабочая масса, т	310		558,8		688	620	700	620	1160	1070
Мощность механизма, кВт:										
подъема	2×190		2×325		2×500				2×630	2×560
поворота	2×100		2×250		2×500					
тяги	2×190		2×325		2×500				2×630	2×560
хода	–		325		500					
Мощность сетевого двигателя, кВт	500		1150		1250				2×1250	2×1600
Напряжение питающей сети, кВ	6									

3.7.6. Шагающие экскаваторы зарубежных фирм

Показатель	Ransom Rapir (Великобритания)	Bucyrus Erie (США)				Marion (США)			
	W 1800	1250W	1450W	2550W	4250W	7800	7900	8800	8900
Вместимость ковша, м^3	30,6...22,9	26,5	45,9	57,3	168	15,3...29,8	26	65	99
Длина стрелы, м	75,4...86	71,6	76,2	84	94,5	85,3...67	83,8	83,8	83,8
Угол наклона стрелы, град	30	–				30	–		
Продолжительность рабочего цикла, с	68	58		60					
Высота разгрузки, м	30,5...36,6	40,8	–	30,5	42,7	36	32,3	43,6	42,2
Глубина копания, м	–	42,7	41	50,4	56,4	42,7	41,9	30,6	56,4
Радиус загрузки, м	70,1...79,4	68,2	75	83,5	91	80,2	78,6	75,6	75,6
Среднее удельное давление на грунт, МПа:									
при работе	–	0,082	0,124	0,13	–	0,088	0,1	0,12	0,14
при движении		0,16	0,26	0,276	0,282	0,2	0,236	0,25	0,34
Диаметр опорной базы, м	16,8	15,2	16,8	19,8	32	15,25		24,4	
Размеры башмака (длина×ширина), м	16,76×2,9	16,48×2,75	17,05×3,05	19,8×3,66	19,8×6,1	14,64×2,75	14,64×2,72	21,3 ×5,03	21,4×5,03
Рабочая масса, т	1860	1527	2720	4000	13600	1598	1920	6170	6273
Скорость подъема/тяги, м/с	2,18/2,18	–				3,18/1,73	3,25/1,17	3,15/1,48	3,3/1,48
Мощность двигателей, кВт:									
подъема	4×442	2×368	4×736	8×276	10×1470	2×736	4×555	8×460	12×736
тяги				4×368	8×1470		2×736	6×368	8×736
поворота (хода)	4×331	4×101	4×276		10 ×920	4×206	5×206	6×276	6×736

3.7.7. Экскаваторы-драглайны на гусеничном ходу

Параметр	ЭДГ-8.50	ЭДГ-4.25	ЭДГ-3,2.30
Вместимость ковша, м^3:			
для тяжелых пород	8	4	3,2
для легких пород	10		
Длина стрелы, м	50	25	30
Концевая нагрузка, кН	235	–	
Сила стопорная, кН:			
подъема	427	220	175
тяги	471	240	190
Мощность сетевого двигателя, кВт	1250	250	
Продолжительность рабочего цикла при угле поворота 120°, с	50	48	
Допустимый уклон рабочей площадки, град	3		
Преодолеваемый уклон при передвижении, град	15		
Скорость подъема и тяги номинальная, м/с	2,1		
Скорость передвижения по подготовленной трассе, км/ч	1,1		
Среднее давление на грунт при передвижении, МПа	186	165	130
Масса рабочая, т	600	172	182

Фирма Bucyrus-Erie производит десять моделей драглайнов с ковшами вместимостью 3,4...168 м^3, стрелами длиной 36,4...94,3 м и рабочей массой 180...13 600 т. Самая мощная машина — модель 4250-W с ковшом вместимостью 168 м^3 и стрелой 94,5 м. В основные трубчатые элементы стрелы накачан газ, что позволяет датчикам давления немедленно обнаруживать его утечку и место образования трещины. Подвеска стрелы осуществлена на 12 вантах. Кабина машиниста расположена в центре платформы между опорами стрелы, что создает хорошую обзорность рабочего пространства. Тяговая лебедка приводится в движение восемью двигателями мощностью по 735 кВт. Номинальная тяговая сила на ковше вместимостью 168 м^3, равная 9 МН, передается по четырем тяговым канатам диаметром 12,8 мм на боковые стенки ковша шириной 6,08 м. Расчетная концевая нагрузка подъемной лебедки (5 МН) слагается из силы тяжести ковша (1,23 МН) и полезного груза. Подъемная лебедка приводится в движение десятью двигателями мощностью по 735 кВт. Шагающий ход гидравлический с полным отрывом базы на гидроцилиндрах.

Модель 3270-W массой ~7900 т имеет модификации с ковшами вместимостью 95,5...134,5 м^3 и стрелами соответственно длиной 122...100 м.

Фирма Marion выпускает ряд драглайнов из десяти базовых моделей с ковшами вместимостью 4,6...137 м^3, стрелами длиной 36...122 м и массой 220...8400 т.

Наиболее крупным драглайном фирмы является модель 8950 с ковшом вместимостью 137 м^3 и решетчатой четырехугольной стрелой длиной 94 м. Ее модификация имеет стрелу длиной 122 м и ковш 76 м^3.

Модели драглайнов, выпускаемые в последние годы, обладают значительно более мощными двигателями, позволяющими эксплуатировать машины на высоких скоростях с высокими коэффициентами использования во времени. В современных конструкциях драглайнов сочетаются большие линейные параметры (в первую очередь стрелы), высокие скорости и мощности двигателей главных механизмов.

МК «Уралмаш» начал выпуск экскаваторов-драглайнов на гусеничном ходу (табл. 3.7.7).

3.7.2. МНОГОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Цепные экскаваторы

Цепной экскаватор — самоходная выемочно-погрузочная машина непрерывного действия на железнодорожном (рельсовом), гусеничном или реже шагающем ходу с поворот-

ной или неповоротной платформой, предназначенная для ведения вскрышных или добычных работ нижним и (или) верхним черпанием в породах или углях невысокой крепости.

Многоковшовые цепные экскаваторы поперечного копания производят в Германии и Чехии. Теоретическая производительность этих экскаваторов 300...14500 м^3/ч по рыхлой массе, расчетный коэффициент сопротивления копанию на режущей кромке ковшей 0,2... 1,5 МПа, суммарная высота разрабатываемых уступов от одного уровня стояния экскаватора 12...60 м и масса 120...5800 т.

В России небольшие цепные экскаваторы на рельсовом (ЭМ-201А) и гусеничном (ЭМ-321) ходу производительностью соответственно 36 и 73 м^3/ч изготовлял Дмитровский экскаваторный завод. Их используют на небольших карьерах стройматериалов при разработке глины, песка, гравия и талых грунтов до категории III включительно в соответствии с ЕНиР.

К числу основных преимуществ цепных экскаваторов по сравнению с роторными относят: возможность работ с верхним и особенно нижним черпанием; качественную планировку рабочего горизонта под любым углом залегания; возможность отработки весьма тонких пластов; низкую кусковатость экскавируемой массы; равномерную нагрузку на вал привода ковшовой цепи, практически не имеющей колебаний с частотой, равной частоте колебаний выхода/входа ковшей из забоя; отсутствие столь выраженного многочастотного спектра колебаний конструкций экскаватора в целом, который характерен, например, для роторных машин.

В основном цепные экскаваторы изготовляют полноповоротными с шарнирно сочлененными ковшовыми рамами, предназначенными для работы верхним и нижним черпанием на гусеничном (ERs) или рельсовом (Es) ходу.

Маркировка экскаватора, например Es-4500.27/28.14500, расшифровывается следующим образом: цепной полноповоротный экскаватор на железнодорожном ходу с ковшами вместимостью 4500 л, высотой 27 м и глубиной копания 28 м, теоретической производительностью 14 500 м^3/ч по рыхлой массе.

Полноповоротные цепные экскаваторы верхнего и нижнего черпания на рельсовом ходу отличаются конструкцией разгрузочного устройства, осуществляющего разгрузку через бункер, расположенный в нижней раме, или через консольный неповоротный конвейер. Малые экскаваторы имеют неповоротный разгрузочный конвейер. Наиболее мощные модели компонуются с разгрузочным мостом.

3.7.8. Технические характеристики цепных экскаваторов производства Германии

Параметр	Es-400.9/(6...9)	Es-400.20/17,5	ERs-710 (17,5/16)	ERs-1120 (20...24)/(17,5...22)
Теоретическая производительность, м^3/ч	900		1400	1920...2200
Расчетная удельная сила копания, кН/м	45		40	170/140
Высота копания, м	9	20	17,5	20...24
Глубина копания, м	6...8	17,5	16	17,5...22
Мощность привода ковшовой цепи, кВт	200	400		2×710
Шаг цепи, мм/шаг установки ковшей	400/4	45/4	400/4	700/4
Скорость:				
ковшовой цепи, м/с	1	1,1		1,35/1,56
хода, м/мин	8		4,8	2...6
Вместимость ковша, м^3	0,4		0,7	1,12
Число:				
ковшей	34	47	34	36
ходовых колес	40	80	–	
Средняя нагрузка на колесо, кН	110	100		
Установленная мощность, кВт	450	700	960	2200
Масса, т	435	800	1000	2300

Модели средней мощности изготовляют с полноповоротными полностью уравновешенными консольными конвейерами.

Расчетные удельные силы копания, отнесенные к длине режущей кромки цепных экскаваторов с гусеничным ходовым оборудованием, составляют 35...90 кН/м, а на рельсовом 70...100 кН/м, достигая 180 кН/м у некоторых моделей специального исполнения.

На горных предприятиях России работают ~40 цепных экскаваторов производительностью 400...1800 м^3/ч, выпущенных в Германии (табл. 3.7.8).

Роторные экскаваторы

Роторный экскаватор — самоходная выемочно-погрузочная машина непрерывного действия на гусеничном или шагающе-рельсовом (преимущественно мощные ЭР) ходовом оборудовании с выдвижной или невыдвижной стрелой, предназначенная для ведения вскрышных или добычных работ верхним (в основном) и нижним черпанием, для разработки выемок (каналов), удаления породы в отвал или погрузки горной массы на транспортное средство непрерывного или реже цикличного действия на породах и углях малой и средней крепости (без предварительного рыхления взрывом до категории IV включительно, а более крепких — после взрыва на встряхивание уступа) при температурах (если специально не оговорено) –40...+35 °С.

Промышленное производство карьерных роторных экскаваторов в СССР было начато в конце 50-х гг. XX в. и в настоящее время осуществляется в России ОАО «Крастяжмаш» (табл. 3.7.9).

На Украине роторные экскаваторы выпускают Донецкий машиностроительный завод и НКМЗ.

За рубежом наиболее крупными производителями роторных экскаваторов являются фирмы ФРГ Krupp Industrietechnik и Orenstein-Koppel.

Выпуск зарубежной продукции осуществляется в соответствии с типоразмерными рядами, включающими в себя широкую номенклатуру машин со следующими максимальными параметрами: теоретической часовой производительностью 20 000 м^3/ч и суточной 240 000 м^3, расчетным коэффициентом сопротивления копанию до 2,1 МПа, диаметром ротора 22 м, вместимостью ковша до 6,34 м^3, длиной роторной стрелы 70 м, установленной мощностью силового оборудования 15 000 кВт и массой 13 500 т (вместе с погрузочным устройством).

Маркировка роторного экскаватора на примере ЭРШРД-5000.40/3: начальные буквы в обозначении марки экскаватора показывают: тип экскаватора (ЭР — экскаватор роторный); тип ходового устройства (ШР — шагающе-рельсовое; Г — гусеничное); назначение (Д — добычной или П — с повышенным коэффициентом удельной силы копания на режущей кромке ковша). Далее приводится производительность экскаватора, м^3/ч, по рыхлой массе при номинальном расчетном удельном коэффициенте сопротивления копанию K_F и, наконец, после точки через косую линию записывается отношение высоты к глубине копания, м. Если экскаватор имеет центробежный ротор, то в его маркировку обычно вводится индекс Ц, если он содержит выдвижную стрелу, то через дефис вписывается величина выдвижения, м.

На горных предприятиях нашей страны используют роторные экскаваторы, изготовленные в Германии и Чехии (табл. 3.7.10).

В последние годы начинают широко применять роторные экскаваторы с укороченными (малыми) линейными параметрами. Их мобильность и зачастую наличие автономного привода (дизеля) позволяют успешно эксплуатировать эти экскаваторы на строительных и земляных работах большой протяженности, а также при механизации погрузки сыпучих и мелкокусковатых материалов, на открытых горных работах при разработке уступов небольшой (до 15 м) мощности.

Роторные экскаваторы малых линейных параметров имеют сходную между собой компоновку. Среди характерных особенностей следует отметить: нижнее расположение противовеса (под машинным отделением поворотной платформы); наличие гидроцилиндров подъема роторной стрелы и, как следствие этого, отсутствие надстройки, предназначенной для поддержания стрелы; соосное расположение роторной стрелы и разгрузочной консоли; неуравновешенную разгрузочную консоль; ограниченную поворотность верхнего строения относительно гусеничной ходовой части, а также большей частью комбинированный привод механизмов (электрогидравлический и дизель-гидравлический).

Благодаря малым линейным параметрам эти экскаваторы отличаются высокой жесткостью системы ротор–стрела–подвеска–платформа и могут развивать высокие удельные коэффициенты сопротивления копанию ($K_F >$ > 2 МПа), что расширяет область их применения на крепких породах и углях.

3.7.9. Технические характеристики роторных экскаваторов

Параметр	ЭРГВ-630.9/0,5 (Ш)	ЭРП-1250.16/1 (Г)	ЭР-1250.16/1,5	ЭРП-1600.17/1,8	ЭРП-2500.21,4/1	ЭРП-5250	ЭРШРД-5000.40/3	ЭРШР-5000.40/7	ЭРП-6500
Номинальная/максимальная производительность по рыхлой массе, $м^3/ч$	690/1300	1250/2500	1000/1700	1650/3100	2500/3600	5250/7100	5000/6750		6500/8000
Расчетная/минимальная сила копания, МПа	2,1/1	1,8/0,9	1,4/0,7	1,37/0,7	1,5/–	1,15	1,5	0,82	1,51...1,2
Вместимость ковша/подковшовой камеры, $м^3$	0,13/–	0,44/0,3	0,39/0,15	0,42/0,38	0,33/0,23	0,6/0,3	1,5/–	2,3/–	2,2/–
Число ковшей + режущих кромок	8	10+10	9+9	11+11	18	22	16	10	20
Высота/глубина копания, м	9/0,5	11/1	17/1,5	17/1,8	21/4,1	28/3,6	40/3	40/7	40/4
Вылет оси ротора, м	16,8	24,5		26,5	32,7	48,1	65,9	73,7	65
Радиус разгрузки, м	16,6	23,4	22,6	24,1	28,7	30,2	59		50
Диаметр ротора, м	3,2	6,5		7,2	8	11,5	13	16	13,5
Частота вращения ротора, $мин^{-1}$	34	8,5	8,8	8,1	4,5...7,2	5...6,5	3,5...5	3,4...4,9	4,5...5,7
Сила копания, кН	105	210		296	430	950	930	900	1000
Мощность, кВт:									
привода ротора	300	2×250	320	500	860	200	1720	1150	2500
установленная	730	1360	860	2250	4040	9600	10700	6400	8800
Скорость передвижения, м/ч	355	300	315	330	300	120	110		
Давление на грунт при работе (передвижении), МПа	0,126	0,15	0,13	0,146	0,142	0,14 (0,24)	0,14 (0,2)	0,22 (0,2)	0,17 (0,29)
Тип ходового оборудования	Гусеничное				Шагающе-рельсовое				
Ширина ленты конвейера, м	1	1,2		1,4		2			2,8
Скорость движения ленты, м/с	4	4,77	4,32	4,9	4	4,15	4		5
Конструктивная масса, т	730	1050	700	1090	1870	4100	4160	4750	5500

3.7.10. Технические характеристики роторных экскаваторов зарубежного производства

Параметр	SRs(k)-470 (Германия)	SRs(k)-2000 (Германия)	SRs(k)-2400 (Германия)	KU-300 (Чехия)	KU-800 (Чехия)	SchRs-1500 (Германия)
Теоретическая производительность, $м^3/ч$	1120...1420	3500...4500	6000	1200...1800	5500...6600	5000
Вместимость ковша, $м^3$	0,46		1,7	0,3	0,8	1,3
Число ковшей	16	22	10		10 + 10	10
Расчетная сила копания, МПа	1,8...1,35	1,4...1,1	0,75	0,3...0,85	1,1...0,9	0,53
Высота/глубина копания, м	17/1,5	28/3,5	35/9	19/3,7	32/6,3	24/6
Вылет оси ротора, м, не более	23	37	58,6	36	48	45
Радиус разгрузки, м	22	40,5	121*	31,8	74	27
Выдвижение стрелы, м		–		8,5	16,5	–
Диаметр ротора, м	6,7	11	12,5	7,1	11	13
Частота вращения ротора, $мин^{-1}$	5,1...7	4,1	4,6	5...7,6	6...7,3	3,6
Мощность, кВт:						
привода ротора	500	2×630		400	2×800	350
поворота платформы	2×24	4×80	3×38	60	4×100	2×60
общая установленная	1480	3200	5750	3320	8135	2584
Давление на грунт, МПа	0,135	0,137	0,113	0,11	0,115	0,11
Масса, т	729	2160	3250	1130	3350	2408

* По погрузочному устройству.

Роторный экскаватор ЭРГВ-630.9/0,5Ц (рис. 3.7.2) с центробежным ротором предназначен для добычи крепких полезных ископаемых с удельным коэффициентом сопротивления копанию K_F до 2,1 МПа, теоретической производительностью по рыхлой массе 690 $м^3/ч$. При снижении K_F до 1 МПа теоретическая производительность может быть повышена до 1300 $м^3/ч$.

Центробежный рабочий орган с инерционной разгрузкой обеспечивает фракции экскавируемой массы с куском ≤ 250 мм, эффективную селективную выемку пластов сложного строения при пологом и слабонаклонном их залегании.

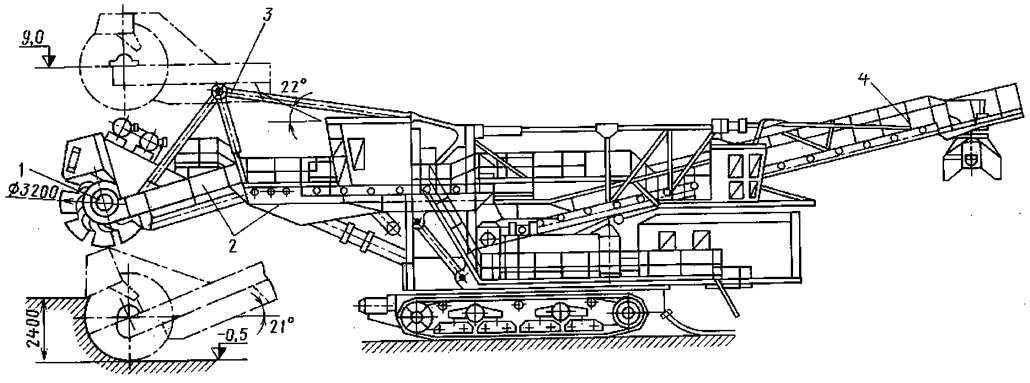


Рис. 3.7.2. Роторный экскаватор ЭРГВ-630.9/0,5Ц с центробежным ротором:
1 — ротор; *2* — стрела ротора; *3* — подвеска стрелы; *4* — разгрузочная стрела

Экскаватор имеет модификацию ЭР-630.10.5/1,0, предусматривающую применение рабочего оборудования с гравитационным ротором для ведения добычных или вскрышных работ с теоретической производительностью в рыхлой массе 1100 м^3/ч при удельном коэффициенте сопротивления копанию K_F = 0,45 МПа и 630 м^3/ч при K_F = = 0,9 МПа. Диапазон температуры окружающего воздуха при работе +35... –20 °С. В обоих вариантах у экскаватора есть компоновочная схема, характерная для экскаватора с малыми линейными параметрами.

Экскаваторы ЭРП-1600 и ЭР-1250.17/1,5 (ЭР-1250.16/1,5Д; ЭР-1250.17/10Ц) заменили модели ЭРГ-350/1000, ЭРГ-400.17/1,5.

Роторный экскаватор ЭРП-1600 предназначен для добычи крепких нелипких полезных ископаемых с K_F < 1,8 МПа. Используют его для селективной разработки пластов сложного строения горизонтального и наклонного залегания с погрузкой экскавируемой массы на все основные виды транспорта (железнодорожный, автомобильный и конвейерный). Выходной размер куска до 300 мм.

Аналогичные конструктивные схемы имеют экскаватор ЭРП-1600 и его модификация с центробежным ротором ЭРП-1600Ц. Последняя модель имеет стрелу 30,4 против 21,1 м (ЭРП-1600) и ротор диаметром 4 м, вместимость ковша соответственно 4 м/190 л и 7,2 м/420 л. Расчетная производительность обеих моделей при удельном коэффициенте сопротивления копанию K_F = 1,37 МПа около 1650 м^3/ч.

Базовая модель роторного экскаватора ЭР-1250.17/1,5 предназначена для ведения вскрышных работ по породам средней крепости с погрузкой горной массы на конвейерный транспорт (забойный конвейер, перегружатели, отвалообразователь). Он может использоваться на угольных разрезах при добыче некрепких углей.

Модификацию экскаватора ЭР-1250.16/1,5Д применяют для добычи нелипких полезных ископаемых с K_F<4 МПа с погрузкой в железнодорожные транспортные сосуды, а также на автомобильный или конвейерный транспорт. Теоретическая производительность экскаватора при K_F = 1,4 МПа не превышает 1000 м^3/ч (при кратковременном режиме), а при номинальном K_F = 1 МПа она равна 1700 м^3/ч.

Экскаваторы ЭР-1250 и ЭРП-1250 максимально унифицированы, имеют повернутые в плане бескамерное роторное колесо и его привод, что позволяет им одинаково эффективно работать вертикальной стружкой в обе стороны от продольной оси. У отвальной и роторной стрел общая ось вращения и индивидуальные приводы, что обеспечивает независимое положение стрел при работе.

Экскаватор ЭРП-2500 предназначен для производства вскрышных (по породам с $K_F \geq$ ≥ 8 МПа при расчетной производительности $Q \geq$ 2500 м^3/ч) и добычных (по углям и другим полезным ископаемым с $K_F \geq$ 1,4 МПа при $Q \geq$ 500 м^3/ч и с $K_F \geq$ 2 МПа при $Q \geq$ 1750 м^3/ч) работ. Экскаватор ЭРП-2500 используют в комплексе с погрузочно-дозировочной машиной ПДМ-2500; комплексы снабжены кабель-передвижчиками для кабеля на напряжение 6 кВ.

Экскаватор ЭРГ-1600.40/10-31 являлся единственной в СССР моделью с выдвижной стрелой. Его производительность составляет 2700...4500 м^3/ч при работе в грунтах категорий IV и III, максимальная высота и глубина черпания соответственно 40 и 10 м при радиусе черпания 33...66 м. В 1970 г. он был заменен более мощными моделями типа ЭРШР-5000 и ЭРШРД-5000.40/3 на шагающе-рельсовом ходу. Экскаваторы предназначены для проведения круглогодичных соответственно вскрышных и добычных работ.

Поворотная часть экскаватора ЭРШРД-5000 состоит из: прямоугольной ферменной стрелы ротора, на оголовке которой установлен дисковый бескамерный ротор, имеющий 16 ковшей косого резания; пространственной балочной надстройки; поворотной платформы с тремя механизмами поворота, работающими на один зубчатый венец; консоли противовеса, на которой размещены грузоподъемные средства, лебедка механизма подъема стрелы ротора и помещения с электро- и вспомогательным оборудованием.

В нижней раме экскаватора находятся электрооборудование, механизм поворота, гидросистема, а на выносных консолях — гидродомкраты плунжерного типа с раздельными цилиндрами для подъема машин и лыж. Управление всеми движениями экскаватора осуществляют из кабины машиниста, расположенной справа у головной части стрелы и перемещающейся в вертикальной плоскости по направляющим, а также из кабины хода, размещенной на нижней раме машины. Разгрузочной консолью управляют из кабины бункера погрузочного устройства.

Питание напряжением 10 кВ к экскаваторному кабельному барабану поступает по гибкому кабелю от карьерной высоковольтной сети через распределительное устройство.

3.7.11. Технические характеристики роторных экскаваторов на шагающе-рельсовом ходу (НКМЗ)

Параметр	ЭР-7000/35	ЭР-7000/40	ЭР-7000/45	ЭРП-7000/30	ЭРП-7000/35	ЭРП-7000/40
Максимальная теоретическая производительность, т/ч	10 000	12 000		10 000		12 000
Удельная сила копания, МПа	0,8	0,7		1,4		1,5
Высота верхнего копания, м	35	40	45	30	35	40
Мощность привода ротора, кВт	2×630	1250	2×630	2×1000		2×1250
Масса, т	4350	5400		4050	4360	5500

Экскаватор ЭРШРД-5250 имеет дробилку, установленную в ссыпке центральной части экскаватора и обеспечивающую выпуск дробленой массы с куском стандартного размера.

Вскрышная модификация ЭРП-5250В отличается от базовой наличием устройств, уменьшающих налипание породы на цепные днища ковшей, на барабанные питатели в местах перегрузок и на самоочищающиеся течки в центральной части машины. Экскаватор содержит перегрузочный мост, опирающийся одним концом на экскаватор, а другим на самоходную опорную тележку.

Технические характеристики современных универсальных вскрышных и добычных мощных роторных экскаваторов на шагающе-рельсовом ходу приведены в табл. 3.7.11.

3.7.3. ФРЕЗЕРНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Фрезерные экскаваторы (табл. 3.7.12) — выемочно-погрузочные машины непрерывного действия на гусеничном ходу, предназначены для послойно-полосовой отработки горизонтальных или слабонаклонных уступов в породах или углях средней крепости ($f \leq 7...8$) без при-

3.7.12. Технические характеристики машин фрезерного типа

Параметр	Фирма Wirtgen				Фирма Krupp Industrietechnik		Krupp Industrietechnik, ИГД
	2600SM	3000SM	3500SM	4200SM	KCM-2000	KCM-4000	KCM-2000K
Теоретическая производительность по рыхлой/плотной горной массе, $м^3/ч$	560/390	1000/720	1500/1050	2100/1500	2000/1400	4000/2800	2000/1400
Ширина захвата (полосы), м	2,6	3,0	3,5	4,2	5,6	7,1	6,0
Диаметр рабочего органа, м	0,95	1,27	1,40	2,1	3,55	3,85	4,5
Высота снимаемого слоя, м, не более	0,25	0,40	0,47	0,60	2,5	2,75	3,0
Мощность привода рабочего органа, кВт	280		450	550	370	740	1100
Скорость хода при расчетной производительности, м/мин	10				1,7	2,4	1,3
Масса машин, т	65	60	129	155	190	380	400

менения буровзрывных работ и при относительно невысоких объемах горных работ. Такие машины производят, в частности, фирмы Wirtgen и Krupp Industrietechnik (Германия) и др.

В моделях фирмы Wirtgen (тип СМ) рабочий орган расположен под рамой машины. Гусеничные тележки находятся впереди и сзади рабочего органа, что предопределяет возможность изменения направления движения машины по определенному радиусу, но не позволяет машине развернуться на месте.

Модели фирмы Krupp Industrietechnik (тип КСМ) отличаются консольным размещением рабочего органа и двухгусеничным ходовым оборудованием. Они более приспособлены к различным горно-техническим условиям и наиболее эффективно могут применяться при относительно больших объемах горных работ, обладая также возможностью селективной разработки слоистых залежей. Модель КСМ-2000К разработана совместно фирмой Krupp Industrietechnik и ИГД им. А.А. Скочинского (г. Москва) для угольных месторождений Кузбасса, Сибири и других регионов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Горное** оборудование Уралмашзавода / Коллектив авт.; отв. ред.-составитель Г.Х. Бойко. Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. 240 с.

2. **Ефимов В.Н.** Одноковшовые экскаваторы. М.: Недра, 1995. 196 с.

3. **Экскаваторы** и комплексы непрерывного действия для открытых горных работ. Отраслевой каталог 18-4-88. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1988. 302 с.

4. **Подэрни Р.Ю.** Механическое оборудование карьеров. М.: Изд.-во МГГУ, 2003. 606 с.

5. **Справочник** механика открытых работ: экскавационно-транспортные машины цикличного действия / под ред. М.И. Щадова и Р.Ю. Подэрни. М.: Недра, 1989. 427 с.

6. **Справочник** механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины непрерывного действия / под ред. М.И. Щадова и В.М. Владимирова. М.: Недра, 1989. 481 с.

7. **К вопросу** технико-технологического переоснащения открытых горных разработок / М.М. Пучков, Т.Е. Удачина, В.А. Васильев, П.Р. Хаспеков // Открытые горные работы. 2000. № 3. С. 25–28.

8. **Скобелев Л.С.** Совершенствование конструкции и повышение надежности мощных карьерных гидравлических экскаваторов // Горный журнал. 1983. № 8. С. 52–54.

9. **Раннев А.В.** Одноковшовые гидравлические экскаваторы: пути экономии энергетических ресурсов // Строительные и дорожные машины. 2000. № 6. С. 15–19.

10. **Штейнцайг В.М.** Концепции в конструкциях карьерных гидравлических экскаваторов за рубежом // Горное оборудование: экспресс-информация. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1985. Сер.2. Вып. 3. С. 1–6.

11. **Королев А.В.** Особенности развития тяжелых гидравлических экскаваторов // Строительные и дорожные машины. 2000. № 10. С. 19–26.

12. **Скобелев Л.С., Штейнцайг В.М., Штейнцайг Р.М.** Создание мощных карьерных гидравлических экскаваторов: одноковшовые экскаваторы с гидроприводом и область их применения // Реф. сб. 2-82-10. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982. № 10. 43 с.

13. **Штейнцайг В.М.** Забойное карьерное гидрофицированное оборудование // Разработка месторождений твердых полезных ископаемых: итоги науки и техники. М., ЦНИИТЭИтяжмаш. 1986. Т. 35. С. 51–89.

14. **Мельников Н.Н., Сатовский Б.И., Скобелев Л.С., Штейнцайг В.М.** Опыт и перспективы внедрения мощных карьерных гидравлических экскаваторов // Горный журнал. 1979. № 6. С. 48–51.

15. **Гидравлические** экскаваторы фирмы Liebherr (ФРГ) // Горное оборудование: экспресс-информация. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1990. Сер. 13. Вып. 3. С. 1–9.

16. **Устройства** для соединения гидроцилиндров с ковшом и стрелою экскаваторов компании O-K. Tri-Power-Giving O-K the edge // Mining J. 1998. № 8471, O-K Suppl.

17. **Балаховский М.С.** Гидравлический экскаватор RH120C фирмы Orenstein-Koppel // Горное оборудование: экспресс-информация. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. Сер. 12-2. Вып. 2. С. 1–7.

18. **Винницкий К.Е., Васильев В.А., Удачина Т.Е., и др.** Освоение гидравлических экскаваторов нового поколения в практике открытых разработок // Горная промышленность, 1998. № 1. С. 30–36.

19. **Шестаков В.С.** Расчет на ЭВМ параметров горного оборудования: учеб. пособие / В.С. Шестаков; Урал. гос. горный ун-т. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. 258 с.

20. **Шестаков В.С.** Оптимизация параметров горных машин: учеб. пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2004. 227 с.

Раздел 4
ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

Глава 4.1
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Выемочно-транспортирующими машинами (ВТМ) называют такие, которые одновременно с отделением (или после отделения) горной породы от массива перемещают (транспортируют) ее, причем движение рабочего органа происходит при перемещении всей машины вследствие развиваемой ею тяговой силы и реже — с помощью толкателей.

Разработку пород ВТМ осуществляют слоями толщиной от нескольких сантиметров (бульдозеры, скреперы, грейдеры, фронтальные погрузчики) до 2 м (рыхлители), что наилучшим образом отвечает условиям применения этих машин на карьерах со сложноструктурными и многокомпонентными полезными ископаемыми.

ВТМ можно разделить на два основных типа: ножевые (бульдозеры, рыхлители, струги, грейдеры) и ковшовые (скреперы, погрузочные машины).

4.1.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВЫХ МАШИН

На открытых горных работах применяют выемочные и выемочно-транспортирующие машины, созданные на базе гусеничных и колесных тракторов и тягачей, а также специальных пневмоколесных и автомобильных шасси. Гусеничные и колесные тракторы характеризуют по тяговому классу, а именно по максимальной силе тяги на крюке базового трактора без навесного оборудования на первой передаче.

Гусеничные тракторы промышленного назначения выпускают тяговых классов 30; 40...60; 60...100; 90...150; 150...250; 350 и 750 кН (табл. 4.1.1 и 4.1.2), а колесные тракторы — тяговых классов 6; 9...20; 14; 30...40; 50...100 кН (в табл. 4.1.3 приведены машины, начиная с класса 30).

Тягачи и самоходные шасси различаются по мощности двигателей: 55...405 кВт (табл. 4.1.4).

Базовая машина — это гусеничный или колесный трактор, тягач или любая другая самоходная машина, которую можно агрегатировать (соединять) с навесным, полуприцепным или прицепным строительно-дорожным и горным оборудованием.

Для привода и перемещения ВТМ применяют специальные тягачи, отличающиеся от автомобилей и тракторов общего назначения.

Тягач должен обеспечивать:

– тяговую силу, необходимую для копания грунта, при движении его с рабочей скоростью без потери устойчивости и при достаточно низком удельном давлении на опорную поверхность;

– отбор мощности привода механизма управления рабочим органом;

– достаточно высокие скорости движения и проходимость при обратных, холостых ходах и транспортных переездах;

– сравнительно быстрое и легкое изменение скоростей движения при переходе от рабочего хода к обратному или к транспортному переезду;

– удобное управление одновременно навесным полуприцепным или прицепным оборудованием и базовой машиной;

– возможность быстрых технического обслуживания, разборки, сборки и ремонта;

– необходимые эргономические требования.

Тягачи классифицируют по параметрам, определяющим конструкцию узлов: числу осей и колес, способу поворота, типу привода и трансмиссии управления. Кроме этих параметров тягачи подразделяют также по мощности тяги, нагрузке на ось, массе, типу шин и виду сцепного устройства. В качестве базовых тягачей для ВТМ используют гусеничные и пневмоколесные тягачи.

Гусеничные базовые машины. Гусеничные тракторы с дизельным приводом обычно имеют переднее расположение двигателя. У тягачей с дизель-электрическим приводом силовая установка состоит из дизеля, размещенного впереди машины, и генераторной установки, находящейся сзади. Дизель-элек-

4.1.1. Техническая характеристика гусеничных тракторов классов 30...60

Показатель	ДТ-175С	ДТ-175А	ДТ-75Н	ДТ-75МВ	ДТ-75БВ	ДТ-75М	Т-150	Т-4А	Т-4АП2[*1]
Тяговый класс, кН	30							40...60	
Двигатель	СМД-66	СМД-86	СМД-18Н	А-41	СМД-14НГ	А-41	СМД-60	А-01М	
Пусковой двигатель	ПД-10У		ПД-10УД						
Колея, мм	1330				1570	1330	1435	1384	
Вместимость топливного бака, л	360		315			245	315	320	
Максимальная скорость движения, м/с	3,17	3,22	3,17	3,08	3,17		4,72	2,64	2,5
Габаритные размеры, мм:									
длина	5020		4380	4510	4368	4240	4935	4684	4380
ширина	1900		1890		2240	1740	1850	1952	
высота	2900		2650		2670	2333	2915	2545	2565
Масса, т	8,9	8,2	6,7	6,9	7,7	6,1	7,9	8,1	8,9

[1] Т-4АП2-С1 (модификация Т-4А) агрегатируется с бульдозерами ДЗ-101А и ДЗ-104; а Т-4АП2-С2 — со скрепером ДЗ-111.

4.1.2. Техническая характеристика гусеничных тракторов классов 100...750

Показатель	Т-130М.Г-1	Т-170.01[*1]	Т-180.Г2[*2]	Д-804-МХЛК	ДЭТ-250М; ДЭТ-250М-1; ДЭТ-250М-2	ТТ-330Р-1-01[*3]	Т-25.01БР-1[*3]	Т-500Р-13	Т-35.01 Р-1[*3]	Т-50.01[*3]
Тяговый класс, кН	100		150		250		350			750
Двигатель:										
основной	Д-160		Д-180		В-31	8ДВТ330	6V396ТС4	8V396ТС4		12V396ТС4
пусковой	П-23	П-23У		П-23	Силовой генератор П-350			Пусковой двигатель с электростартером		
Колея, мм	1880		2040	2500	2450	2720	2210	2450	2350	2850
Вместимость топливного бака, л	290		325		700			845		–
Макс. скорость движения, м/с	3,5	2,8	3,6	1,8	3,3	5,2	–	5,1		12,5

Габаритные размеры, мм:										
длина	4393		5420	5221	6620	9290	8880	10 305	9577	11 200
ширина	2475	2457	2700	3200	3180	4730	4530	4800		6050
высота	3204	3130	2850	2785	3215	4230	4295		4210	4785
Масса конструктивная, т	13,8	14,6	15,7	19,7	29,1	50,5	46,0	59,5	59,9	90,1

*1 Выпускается с передней навесной системой и прицепным устройством.
*2 Имеет навесную и прицепную системы.
*3 С навесным оборудованием (бульдозерным и рыхлительным).

4.1.3. Техническая характеристика колесных тракторов классов 40...100

Показатель	Т-150К	Т-157*1	Т-158*2	К-700А; К-701	К-7022
Тяговый класс, кН	30...40			50...100	
Колея, мм	1860	1910	1860	2115	
Двигатель	СМД-68			ЯМЗ-238НД; ЯМЗ-240БМ— для К-701	ЯМЗ-238НБ
Пусковое устройство	Пусковой двигатель П-350			Электростартер	
				–	СТ-ЮЗА-01
Вместимость топливного бака, л	315			640	2×320
Максимальная скорость движения, м/с	8,4		12,3	9,4	12,4
Размер шин колес, мм:					
передних	530...610	585...660	530...610		
задних			530...610	720...665	
Габаритные размеры, мм:					
длина	5795	5648	5540	7400	6385
ширина	2220	2515	2400	2880	
высота	3165	3310	2970	3550	3585
Масса эксплуатационная, т	7,7	7,8	7,9	13,4	12,5

*1 Модификации Т-150К.
*2 Агрегатируется с одноковшовым погрузчиком ТО-11, скрепером ДЗ-74, бульдозером ДЗ-48.

4.1.4. Техническая характеристика колесных тягачей и самоходных шасси

Показатель	Одноосные			Двухосные		
	МоАЗ-546П	БелАЗ-531	Опытный тягач «ОТ»	МоАЗ-542	Опытный тягач «ОТ»	Специальное шасси
Двигатель:						
тип	ЯМЗ-238	ЯМЗ-240	У520-В	ЯМЗ-238	У-520В	СМД-14НГ
мощность, кВт	158	265	405	177	405	55...59
Скорость, м/с:						
вперед	1,1...11,1	0...13,9				0...9,7
назад	1,1...1,4	0...6,4	0...1,7	0...3,6	0...7,2	0...5,6
Размер шин, мм	533,4...711,2	661,5...808,5	918,8...955,5	649,3...612,5	918,8...955,5	343...490
Колея, мм	2300	2490	2825	2400	2825	1840
Габаритные размеры, мм:						
длина	4200	4700	5300	6330	8800	5660
ширина	2950	3230	4200	3150	4200	2336
высота	2925	3350	4300	3200	4680	2700
Масса, т	9,0	14,0	34,0	12,5	56,0	4,8

трический привод такого трактора, например ДЭТ-250М, может быть использован в качестве передвижной или стационарной электростанции переменного тока.

Типоразмерные ряды ВТМ многих зарубежных фирм: Caterpillar (США), Komatsu (Япония) и др., компонуются методом агрегатирования на базе серийных двигателей мощностью от нескольких десятков до тысячи и более киловатт и включают в себя развернутые ряды (по 10 и более типоразмеров) соответственно гусеничных, колесных тракторов и тягачей, а также производных машин: ковшовых погрузчиков, скреперов (самоходных, саморазгружающихся и прицепных), бульдозеров, автогрейдеров, автосамосвалов, трубоукладчиков и др. Такие типоразмерные ряды дают возможность выбора различных моделей двигателя и массы базовых машин, позволяющего в разумных пределах унифицировать конструктивные формы ВТМ при сохранении достаточной гибкости типоразмерного ряда машин.

На базе отечественных гусеничных тракторов Т-220, Т-330, Т-500 и Т-800 предполагается создать семейство унифицированных гусеничных машин, в том числе бульдозеры, рыхлители, скреперы.

Для увеличения тяговой способности гусеничных тягачей применяют последовательное или параллельное соединения тяговых агрегатов (тандем), управляемых одним оператором через блокировочную систему управления. При этом реализуемые тяговая мощность и сцепная масса тандема удваиваются.

Колесные базовые машины. Основные узлы колесных тягачей — силовая установка, трансмиссия, ходовое оборудование, платформа или рама и система управления.

Область применения колесных тягачей определяют тем навесным, полуприцепным или прицепным оборудованием, с которым они эксплуатируются.

Базовые колесные машины классифицируют по числу ходовых осей (мостов); тягачи подразделяют на одно- и двухосные, а шасси — на двух- и трехосные.

Тягачи подразделяют по следующим признакам:

– рулевому управлению: с задними управляемыми (поворотными) колесами; с передними управляемыми колесами; с передними и задними управляемыми колесами; с шарнирно-сочлененными (поворотными) рамами;

– способу привода ходовых осей (колес): с задними ведущими колесами; с передними ведущими колесами; со всеми ведущими колесами. Принято условное обозначение ходовых частей тягачей в виде произведения трех чисел $a \times b \times c$, где a — число осей(мостов) с поворотными колесами; b — число осей(мостов) с ве-

дущими колесами, поворотными или неповоротными; *с* — общее число осей (мостов) машин;

– по размещению двигателя базовой машины; с задним и передним расположением двигателя (к последним относят самоходные машины с одноосными тягачами).

Одноосные тягачи (рис. 4.1.1, *а*) в отличие от других типов тягачей самостоятельно не применяют, а агрегатируют с полуприцепами: скреперами, угле- и землевозами и другими машинами, с которыми они составляют неразъемный агрегат, называемый *самоходным*.

Агрегатирование осуществляют: присоединением хобота полуприцепной машины к седельно-сцепному устройству одноосного тягача; монтажом масло- и электропроводов, соединяющих гидросистему тягача с исполнительными механизмами полуприцепной машины.

Агрегатируемые с одноосными тягачами машины, как правило, имеют две оси, причем для груженой машины нагрузка собственно на тягач составляет 48...52 % от веса машины. В этом случае поворот машины осуществляют поворотом тягача относительно полуприцепа гидроцилиндрами разворота.

Для машин с высокими скоростями движения, например для быстроходных скреперов, применяют тягачи автомобильного типа с управляемыми передними колесами одинакового или меньшего диаметра (рис. 4.1.1, *в*), чем у обычных тягачей.

Для короткобазовых тихоходных тягачей, в основном работающих с навесным оборудованием бульдозера или толкача, используют схему с неповоротными колесами. В этом случае поворотом управляют благодаря разности частот вращения колес с помощью бортовых передач (рис. 4.1.1, *б*) при приводе колес от одного двигателя или независимым приводом колес от гидро- или электродвигателей.

В качестве более универсальных рекомендуют тягачи с поворотными передними колесами такого же диаметра, как и задние, имеющие больший радиус поворота, чем первые два типа. По этой схеме выполнены тягачи, изготовляемые ЗАО «Могилевский автомобильный завод им. С.М. Кирова» (Беларусь) и ЗАО «Минский завод колесных тягочей» (Беларусь).

Для машин высокой маневренности, например ковшовых погрузчиков, работающих в особо стесненных условиях, применяют тягачи с поворотными колесами на обеих осях

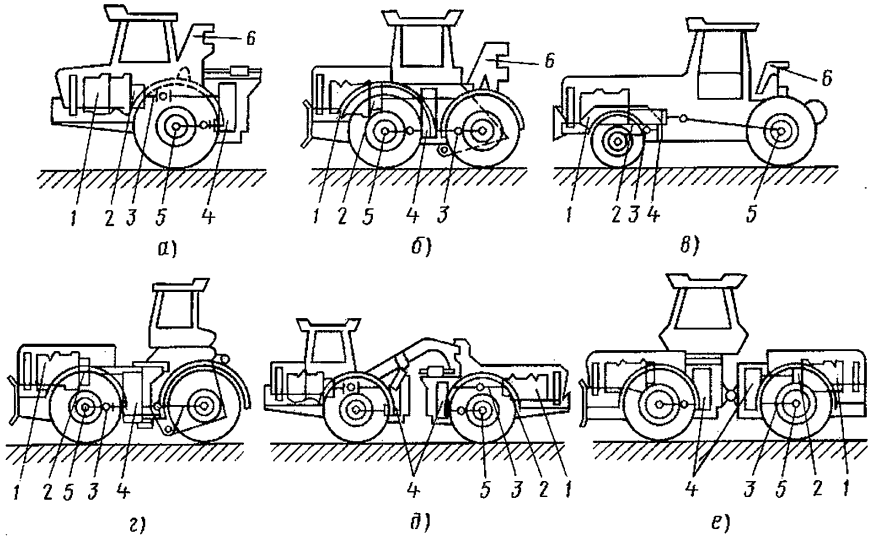


Рис. 4.1.1. Схемы компоновки колесных тягачей:

а — одноосного; *б* — двухосного короткобазового; *в* — двухосного длиннобазового; *г* — двухосного с шарнирно-ломающейся рамой; *д* — на базе одноосных тягачей с шарнирной рамой; *е* — двухосного с шарнирно-ломающейся рамой с двумя двигателями; *1* — двигатель; *2* — гидротрансформатор; *3* — карданный вал; *4* — коробка передач; *5* — ведущая ось; *6* — корпус вертикального шарнира крепления хобота полуприцепа

(рис. 4.1.1, *в*). Такая схема обеспечивает движение вбок, т.е. «крабом» (в том случае, если все колеса повернуты в одну сторону).

Более простая компоновка, а следовательно, и высокая маневренность, достигнуты в схеме с шарнирной рамой (рис. 4.1.1, *д*). Такую схему используют на тягачах «Кировец», выпускаемых ОАО «Кировский завод» (г. Санкт-Петербург). Недостаток схемы состоит в том, что она уменьшает допустимую нагрузку на тягачах от сменного оборудования на 40...50 %.

Более просто высокую маневренность получают компоновкой двух одноосных тягачей, соединяемых двигателями наружу (рис. 4.1.1, *е*).

Колесные тягачи и тракторы могут быть скомпонованы из стандартных унифицированных элементов, узлов и агрегатов. Блочный метод конструирования машин позволяет упрощать ремонт, осуществлять агрегатирование тягачей, создавая необходимые мощности и массовые характеристики тягача для работы в различных условиях.

4.1.2. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ БУЛЬДОЗЕРОВ

Бульдозер предназначен для послойного срезания, соскребания и продольного перемещения насыпного материала на относительно небольшие расстояния (до 100 м).

В горной промышленности бульдозеры используют для зачистки и выравнивания почвы забоя, концентрации горной массы в месте погрузки ее экскаватором, перемещения бутов, транспортирования горной массы на расстояние до 50 м и более (взамен скреперной доставки), для устройства и содержания дорог при безрельсовом транспорте и на других работах.

Бульдозеры хорошо зарекомендовали себя на вскрышных, добычных и отвальных работах при разработке рудных, угольных и нерудных месторождений. Они являются также основным оборудованием при разработке россыпей, подаче песков из отвалов к промывочным приборам, уборке хвостов и других работах. Из вспомогательных работ наиболее часто бульдозеры применяют на расчистке площадок от леса, удалении растительного слоя, снега, негабаритных бутов, засыпке выемок, сооружении дамб и т.д.

О характере основных горно-строительных и эксплуатационных работ, выполняемых на карьерах бульдозерами, можно судить по информации, приведенной в табл. 4.1.5.

В ряде случаев при внесении необходимых конструктивных изменений в оборудова-

4.1.5. Область применения бульдозеров

Характер использования	Вид работы	Рациональные расстояния перемещения пород, м	Условия работы
Самостоятельное	Планировка и зачистка поверхности забоев	50	Уклон до 15°, подъем до 10°
	Разравнивание мягких пород и разрушенной скалы на отвалах	70	
	Выемка и перемещение горной массы в отвал. Выемка и перемещение пород из резервов в насыпь	100 для гусеничных и 150 для колесных	
	Обратная засыпка выемки разрыхленной породой	150	
Комбинированное	Перемещение ранее вынутой и подготовленной горной массы к средствам погрузки (погрузчикам)	50, под уклон до 100	
	Выемка, перемещение горной массы к средствам погрузки	100	
	Выемка, перемещение и погрузка в средства транспорта (автомобиль, скрепер, конвейер, гидробункер)		

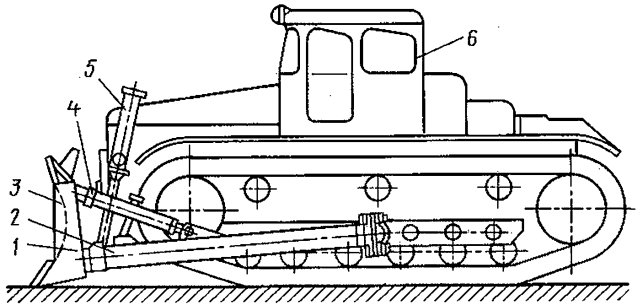


Рис. 4.1.2. Бульдозер Д-572 с трактором ДЭТ-250:
1 — отвал; *2* — толкающий брус; *3* — боковой нож; *4* — раскос; *5* — силовой гидроцилиндр; *6* — трактор

ние область использования бульдозера может быть расширена.

Бульдозер (рис. 4.1.2) состоит из ходовой тележки, привода, отвала, оборудования для управления отвалом, толкающей рамы и раскосов.

Принцип работы бульдозера заключается в том, что, перемещаясь собственным ходом (обычно гусеничным), бульдозер подъезжает к требуемому месту работы, опускает отвал на почву и, перемещаясь вперед (иногда и назад), соскребает горную массу, располагающуюся перед отвалом в виде призмы волочения. Дальше бульдозер перемещает захваченную горную массу на некоторое расстояние толканием-волочением и затем разгружается, сталкивая горную массу с откоса, поднимая отвал или отходя назад. Затем бульдозер возвращается к месту заполнения отвала и рабочий цикл повторяется [2, 5].

К конструкции бульдозера, применяемого на открытых и подземных горных работах, наравне с общепринятыми для строительных работ предъявляют дополнительные требования, связанные со спецификой их эксплуатации.

Так, при зачистке почвы выработки неровности скальной породы не могут быть срезаны ножом отвала. В связи с этим отвал бульдозера, который не срезает грунт, а перемещает скальную породу толканием/волочением, должен обладать повышенной точностью управления, чтобы обходить встречающиеся неровности и принудительно прижиматься к почве выработки. В связи с необходимостью работы в тупиковых забоях и на отвалах, отвал бульдозера должен быть выдвижным и двустороннего действия (т.е. работать при перемещении вперед и назад). Для перемещения породы на сторону отвал поворачивается в процессе движения в плане на 30...60°. Конструкция бульдозера и особенно отвала должна отличаться повышенной прочностью и износостойкостью [1, 3].

Бульдозеры классифицируют:

– по способу управления отвалом: с канатным и гидравлическим управлением;

– по возможности изменения угла установки отвала в плане (50...60°): с поворотным и неповоротным отвалами;

– по возможности изменения угла резания (5...8°): с постоянным и переменным углами установки отвала;

– по возможности перекоса отвала (3...8°): допускающие перекос в вертикальной плоскости и не допускающие его;

– по типу ходового оборудования: гусеничные и колесные;

– по роду потребляемой энергии: с двигателями внутреннего сгорания, электро- и пневмоприводом.

В отечественной горной промышленности используют переоборудованные бульдозеры общего назначения и специально спроектированные для работы в условиях карьеров и шахт.

Бульдозеры классифицируют по ряду признаков. По способу крепления основного отвала их подразделяют на неповоротные (с неповоротным отвалом, табл. 4.1.6) и универсальные (с поворотным отвалом, табл. 4.1.7).

По ходовому оборудованию бульдозеры делят на гусеничные и колесные (табл. 4.1.8). В табл. 4.1.9–4.1.11 приведены показатели зарубежных бульдозеров.

4.1.6. Техническая характеристика отечественных гусеничных бульдозеров с неповоротным отвалом

Показатель	Д3-42; Д3-42А; Д3-42Г; Д3-42 Г-1	Д3-101	Д3-101А	Д3-53 (Д-685)*1	Д3-54С (Д-687С)	Д3-27	Д3-110; Д3-110ХЛ	Д3-110А; Д3-110АХЛ	Д3-ПОА-1	Д3-120*2	Д3-35 (Д-575)
Базовый трактор	ДТ-75М-С2	Т-4АП1	Т-АП2-С1	Т-100М	Т-100МГП	Т-130		Т-130.1.Г-1	Т-130 МГ-1	Т-130.1.Г.1	Т-180
Мощность двигателя, кВт	59	96		80		118					133
Тяговый класс, кН	30	40...60		100		60...100					150
Параметры отвала, мм:											
длина	2520...2560	2800...2860		3200			3220				3360
высота	800	990	1050	1110	1100		1150	1180	1300	1180	1200
подъем	600	650	860	900	850	800	900	995		965	1180
опускание	300...410	310	435	1000	370	335	500	465	400	465	430
Способ изменения угла перекоса	Гидравлический	Ручной	Гидравлический		Ручной		Гидравлический				
Управление рабочим органом	Гидравлическое			Канатное	Гидравлическое						
Масса, т:											
бульдозерного оборудования	0,8...1,1	1,6		2,1	1,7	1,9	2,4	2,0		2,5	2,1
общая с трактором	7,0...7,1	9,8	9,9	14,1	13,7	13,4	16,3	16,0		16,6	17,1
Вместимость гидросистемы, л	50	100		–	65	140					130

Окончание табл. 4.1.6

Показатель	ДЗ-35С (Д-575С)	ДЗ-34С (Д-72)	ДЗ-118	ДЗ-132-1	ДЗ-121*2	ДЗ-59Х; ДЗ-59ХЛ	ДЗ-124ХЛ	ДЗ-125*2	ДЗ-158	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ
Базовый трактор	Т-180Г	ДЭТ-250	ДЭТ-250М	ДЭТ-250М2	ДЭТ-250М	Т-330	ТТ-330Р-1-01	Т-330	Т-25.01БР-1	Т-500Р-1	Т-50.01
Мощность двигателя, кВт	133	222	243			244	250	244	272	367	523
Тяговый класс, кН*2	150	250								350	750
Параметры отвала, мм:											
длина	3640	4540	4310	4550	4310	4730			4530	4800	6050
высота	1230	1400	1550	1700	1300	1750	1550	1750	1740	2000	2300
подъем	700	840	800	1200	1070	1170	1350	1170	1300	1430	1550
опускание	400		500	520	430	650		520	600	640	710
Способ изменения угла перекоса	Гидравлический	Ручной	Гидравлический								
Управление рабочим органом	Гидравлическое										
Масса, т:											
бульдозерного оборудования	3,4	4,0	4,7	5,8	6,0	7,8	8,0	8,5	–	8,6	14,3
общая с трактором	18,8	31,4	39,0	37,1	29,9	46,5	46,0	45,2	40,5	59,9	90,1
Вместимость гидросистемы, л	130	150				300		–	300	480	–

*1 Здесь и далее: в скобках — промышленная, без скобок — сельскохозяйственная классификации.
*2 Бульдозер-толкач.

4.1.7. Техническая характеристика отечественных бульдозеров с поворотным отвалом

Показатель	ДЗ-43	ДЗ-104	ДЗ-17 (Д-492А)	ДЗ-109-1	ДЗ-109Б (ДЗ-171.1-05)	ДЗ-109ХЛ	ДЗ-60
Базовый трактор	ДТ-75Б	Т-4АП1	Т-100МЗ	Т-130МГ-1	Т-130МГ-1 (Т-170.01)	Т-130	Т-330
Мощность двигателя, кВт	59	96	80	118	118(125)	118	244
Тяговый класс, кН	30	40...60	100				250
Параметры отвала, мм:							
длина	3500	3280	3940	4120			4860
высота	800	1000	815/1000	1140		1000/1170*	1300
подъем	600	720	1100	936	935	1050	890
опускание	200	350	1000	470	535	440	450
Способ изменения углов перекоса и в плане	Гидравлический		Ручной	Гидравлический		Винтовым раскосом и ручной	Гидравлический
Управление подъемом отвала	Гидравлическое		Канатное	Гидравлическое			
Масса, т:							
бульдозерного оборудования	1,6	1,8	2,2	2,4		3,4	4,2
общая с трактором	9,1	10,0	14,0	16,6	16,5	17,2	29,2
Вместимость гидросистемы, л	50	100	–	140			300

* С козырьком.

4.1.8. Техническая характеристика отечественных колесных бульдозеров

Показатель	ДЗ-37	ДЗ-102	ДЗ-133*	ДЗ-160*	ДЗ-48	ДЗ-113
Базовый трактор	МТЗ-50; МТЗ-52	МТЗ-80; МТЗ-82		МТЗ-82; МТЗ-102	К-702	Опытный тягач
Мощность двигателя, кВт	40	55			147	412...450
Тяговый класс, кН	14				50...100	250
Параметры отвала, мм:						
длина	2000		2100		3200	4980
высота	600	650			1100	1750**
подъем	500	600	–			1000
опускание	200				600	
Способ изменения угла перекоса	–				Гидравлический	

Окончание табл. 4.1.8

Показатель	ДЗ-37	ДЗ-102	ДЗ-133*	ДЗ-160*	ДЗ-48	ДЗ-113
Управление рабочим органом	Гидравлическое					
Размер шин, мм:						
передних	240...508				720...665	–
задних	330...965	465...762				
Масса, т:						
бульдозерного оборудования	0,4		–		2,5	
общая с трактором	3,6	3,3	4,4	4,0	14,5	59,3***

* Бульдозер-погрузчик.

** С козырьком.

*** С рыхлителем.

4.1.9. Техническая характеристика гусеничных бульдозеров фирмы Caterpillar (США)

Показатель	D8L	D9N	DION	D11N
Мощность, кВт				
двигателя	265	299	415	609
на маховике	250	276	338	575
Скорость движения (вперед/назад), км/ч:				
первая передача	3,9/4,8		4,0/5,0	3,9/4,7
вторая передача	6,8/8,4	6,9/8,5	7,1/8,9	6,8/8,2
третья передача	11,9/14,8	12,1/14,9	12,5/15,6	11,6/14,1
Отвал:				
тип	SU	SU/U		
максимальный наклон, м	0,85/0,92	0,94/1,01	0,99/1,08	1,18/1,34
длина, м	4,17	4,32/4,66	4,86/5,26	5,6/6,4
высота, м	1,77	1,81	2,05	2,31
вместимость, $м^3$	11,0	11,9/14,4	17,2/20,9	25,6/32,4
заглубление, м	0,61	0,62	0,67	0,77
просвет, м	1,29	1,37	1,56	
Рыхлитель:				
сила заглубления, кН	135	150	197	266
сила отрыва, кН	337	316	420	611
максимальное заглубление, м	1,16	1,23	1,37	1,61
максимальный просвет с поднятым зубом, м	0,85	0,8	1,07	1,16
Масса с отвалом и рыхлителем, т	47,9	53,9	74,4	120,6

Примечание. S — прямой отвал; U — универсальный; SU — полууниверсальный.

4.1.10. Техническая характеристика гусеничных бульдозеров зарубежных фирм

Фирма (страна)	Тип	Показатель	
		Мощность двигателя, кВт	Масса, т
Komatsu (Япония)	D58E-1	98	11,7
	D63E-1	105	12,0
	D65P-8	123	18,2
	D135A-2	213	30,0
	D155A-2	235	–
	D375A-1	379	45,0
	D475A-2	574	95,3
	D575A-2	784	132,0
Fiat-Allis (Италия)	FD-10	93	14,0
	FD-14E	123	17,0
Dresser (США)	TD-175C	105	14,0
	TD-20E	163	–
	TD-25G	245	33,0
	TD-40	343	55,0
	TD-40B	387	–
	TD-8G	560	11,6
Liebherr (Германия)	PR-712	74	11,5...13,6
	PR-722	94	13,4...16,1
	PR-731C	110	14,8
	PR-732	132	17,2...20,6
	PR-741	147	19,3
	PR-742	172	21,6...26,0
	PR-751	243	36,3...43,6

4.1.11. Техническая характеристика колесных бульдозеров фирм США

Показатель	Caterpillar			Huge			Le Turno	
	814B	824C	834B	117	1200	500	T450A	T600A
Двигатель:								
мощность, кВт	161	235	336	235	218	410	349	467
частота вращения, мин$^{-1}$	2200	2700	2100	2200	2100			
Максимальная скорость движения, км/ч:								
вперед	29,9	2200	–	2500	2100	2500	2100	–
назад	34,1	37,8	41,8	22,5	43,0	24,1	16,1	
Длина отвала, м	3,65	4,19	4,62	3,0	4,2	4,1	4,2	4,9
Шины:								
диаметр, мм	597...635	723...635	858...809	649...635	723...736	953...809	–	
число слоев корда	12	16	24	20	16	30	36	
давление, кПа	207; 276	241	345	206...275	172	206	98	172
Габаритные размеры, м:								
длина с отвалом	6,82	7,69	8,72	–	8,2	8,8	9,7	10,1
ширина	2,87	3,17	3,56	2,8	3,2	3,7	3,7	3,8
высота	3,57	3,96	4,10	–	3,7	4,1	4,3	4,0
Колея, м	2,20	2,36	2,59		2,4	2,7		
Радиус поворота по наружной кромке отвала, м	6,2	7,0	8,6	5,7	7,6	7,5	6,4	7,6
Масса, т	20,6	30,4	46,4	15,9	30,8	65,8	43,1	61,7

Окончание табл. 4.1.11

Показатель	Clark				Bubco			
	180	180A	380	380A	1-90	1-105	1-110	1-120C
Двигатель:								
мощность, кВт	125	234	349	368	129	168	191	318
частота вращения, $мин^{-1}$	2200	2100	2500	2100	2500	2100		
Максимальная скорость движения, км/ч:								
вперед	38,0	50,2	44,9	29,8	37,8	46,0	49,4	41,4
назад			43,8	28,6				8,3
Длина отвала, м	3,4	4,1	4,3	5,0	3,2	3,4		4,0
Шины:								
размер, мм	597...635	723...736	851...809	845...635	457...610	597...635	649...635	723...635
число слоев корда	12	16	20		12	14; 16	16	22
давление, кПа	137		172		–			
Габаритные размеры, м:								
длина с отвалом	6,1	8,2	7,7	9,5	4,4	4,8	4,9	6,2
ширина	3,0	3,3	3,7	3,6	2,7	3,1	3,2	3,8
высота	2,9	3,7	3,9	4,1	3,0	3,2	3,5	
Колея, м	2,1; 2,2	2,4; 2,8	2,7	2,3; 2,7	2,4			2,6
Радиус поворота по наружной кромке отвала, м	8,0	7,0	10,0	8,6	2,6	7,0	7,2	7,5
Масса, т	18,1	30,0	44,2	49,4	43,6	20,9	24,9	31,8

4.1.3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БУЛЬДОЗЕРОВ, РЫХЛИТЕЛЕЙ И БУЛЬДОЗЕРНО-РЫХЛИТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Рыхлительное оборудование (рис. 4.1.3 и 4.1.4) может быть навесным и прицепным. На карьерах применяют только навесные рыхлители с гидравлическим управлением. Рыхлители обычно используют в комплекте с бульдозерами, скреперами, погрузчиками и экскаваторами.

Навесные рыхлители классифицируют по назначению, способу передвижения, мощности тягача и конструктивным признакам.

Рыхлители общего назначения оборудованы тремя, пятью (редко семью) зубьями и пред-

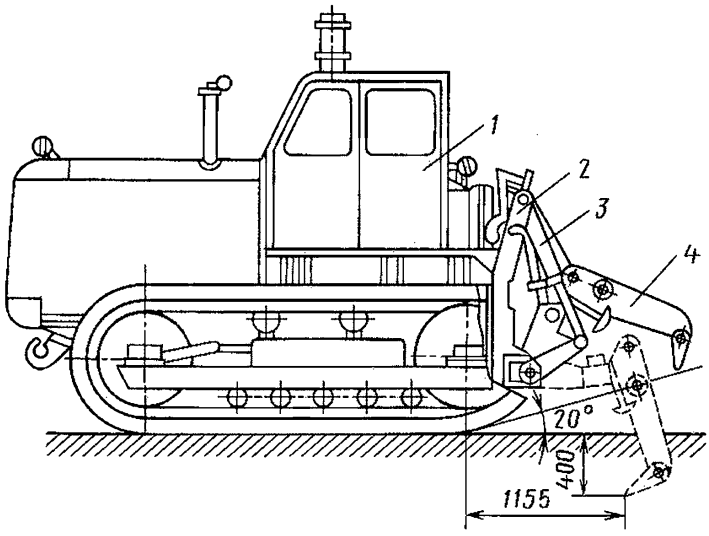


Рис. 4.1.3. Рыхлитель Д-515С:
1 — трактор; *2* — стойка; *3* — гидросистема; *4* — рабочий орган

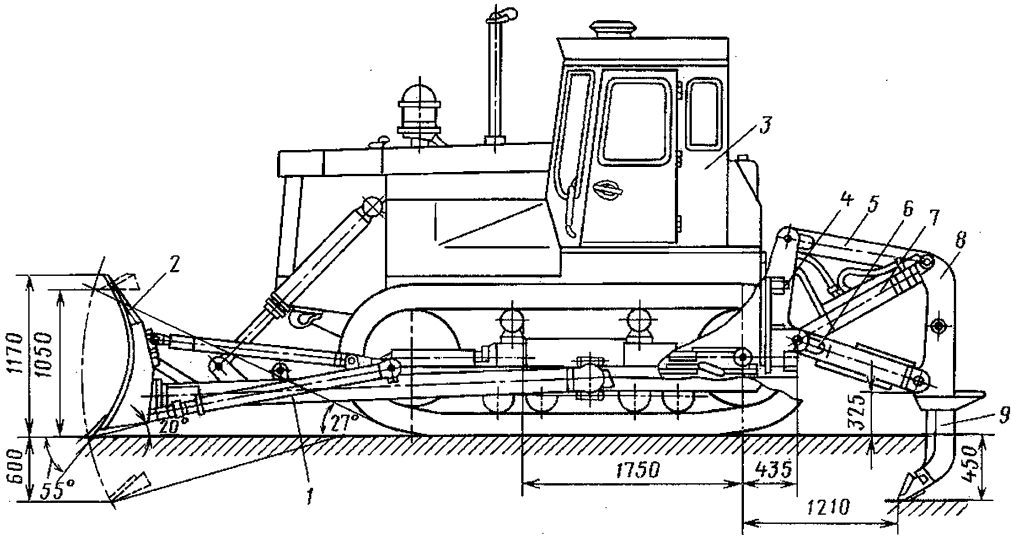


Рис. 4.1.4. Агрегат бульдозер-рыхлитель ДЗ-117ХЛ:
1 — рама; *2* — отвал с толкателями; *3* — трактор; *4* — опорная рама; *5* — верхняя тяга; *6* — рама; *7* — гидроцилиндр; *8* — рабочая балка; *9* — зуб

назначены для рыхления пород на глубину до 1 м. Более чем на 1 м породы рыхлят специальными рыхлителями с одним или тремя зубьями, иногда с помощью толкача.

Рыхлители по мощности тягачей подразделяют на сверхмощные (мощность двигателя > 220 кВт), мощные (110...220 кВт), средней мощности (58...110 кВт) и легкие (< 58 кВт) с тяговой силой тракторов соответственно 300 и более, 200...300, 130...200 и до 130 кН.

По конструктивным признакам рыхлители различают по типу подвески: с трехточечной на корпусе заднего моста или раме трактора; с трехточечной на раме гусеничных тележек и корпусе заднего моста или на раме трактора; с четырехточечной (параллелограммной) на корпусе заднего моста или раме трактора. Параллелограммная подвеска обеспечивает рыхление с постоянным углом наклона зубьев независимо от величины их заглубления и применяется на карьерном оборудовании.

Рыхлители выполняют с жестким или шарнирным креплением зубьев, со съемными или откидными зубьями. Зубья и их наконечники бывают изогнутыми и прямыми, последние применяют для рыхления скальных пород и на глубину > 800 мм. Наибольшая глубина рыхления (до 2200 мм) достигается при работе с одним зубом [1, 6].

Данные по отечественным рыхлителям, а также по бульдозерно-рыхлительным агрегатам приведены в табл. 4.1.12 и 4.1.13. Бульдозерно-рыхлительные агрегаты представляют собой тракторы, комплектно поставляемые с навесным оборудованием бульдозеров и рыхлителей.

4.1.12. Техническая характеристика отечественных рыхлителей

Показатель	ДП-26С	ДП-22С	ДП-9ВХЛ	ДП-10С	ДП-29АХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДП-35УХЛ
Базовый трактор	Т-130.1.Г-1	Т-180КС	ДЭТ-250М	Т-330	ТТ-330Р-1-01	Т-500Р-1	Т-50.01
Мощность двигателя, кВт	118	133	243	250		353	523
Тяговый класс, кН	100	150	250			350	750
Число зубьев	1	1;3	1	1:3	1	1	1
Расстояние между осями зубьев, мм	–	795	–	700	–		
Ширина наконечника зуба, мм	66	86	105	114		120...125	125...130
Глубина рыхления, мм	450	500	1200	700		1300	1780
Угол рыхления, градус	45	48	45		45...50	25...50	30...83
Масса рыхлительного оборудования, т	1,4	3,1	3,9	5,4	6,6	7,0	12,7

4.1.13. Техническая характеристика отечественных бульдозерно-рыхлительных агрегатов

Показатель	ДЗ-116А; ДЗ-116В	ДЗ-117; ДЗ-117А	ДЗ-35С; ДП-22С	ДЗ-126; ДЗ-126А	ДЗ-94С; ДЗ-95С	ДЗ-129ХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ; ДП-35УХЛ
Базовый трактор	Т-130.1-Г-1; Т-130-МГ-1		Т-180КС	ДЭТ-250М	Т-330	Т-330Р-1-01	Т-500Р-1	Т-50.01
Тяговый класс, кН	100		150	250			350	750
Бульдозер	ДЗ-110А; ДЗ-110В	ДЗ-109; ДЗ-109Б	ДЗ-35С	ДЗ-118	ДЗ-59С; ДЗ-59ХЛ	ДЗ-124ХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ

Окончание табл. 4.1.13

Показатель	ДЗ-116А; ДЗ-116В		ДЗ-35С; ДП-22С	ДЗ-126; ДЗ-126А	ДЗ-94С; ДЗ-95С	ДЗ-129ХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДЗ-159УХЛ; ДП-35УХЛ
Рыхлитель	ДП-26С		ДП-22С	ДП-9ВХЛ	ДП-10С	ДП-29АХЛ	ДЗ-141ХЛ	ДП-35УХЛ
Габаритные размеры, мм:								
длина	6400	6570	8350	9215	8740	9290	10 305	1 1200
ширина	3220	4120	3640	4310	4730		4800	6050
высота	3087		2825	3240	3450	4230	4295	4785
Масса, т	17,8	17,9	27,0	42,0	52,8	50,5	59,5	90,1

4.1.4. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СКРЕПЕРОВ

Скреперы (рис. 4.1.5) предназначены для послойной разработки пород I–IV категорий, транспортирования их на отвалы или другие объекты и для укладки породы. На плотных породах скреперы используют совместно с бульдозерами-толкачами и рыхлителями. В ряде случаев скреперы работают по схеме скреперных поездов с использованием автосцепки. Расстояние перевозки пород самоходными однодвигательными скреперами обычно ≤ 2... 4 км, двухдвигательными ≤ 6 км.

Дальность транспортирования грунта — основной показатель применения скреперов. В карьерах нерудных материалов скреперы служат для копания грунтов как на вскрышных работах, так и на разработке нерудных материалов. Скреперами можно разрабатывать грунты до категории IV включительно. На строительстве и горно-рудных предприятиях скреперы выполняют незначительный объем работ. Скреперы также применяют на вскрышных работах (Кингисеппский фосфоритно-известняковый карьер, Гулькевичский гравийный карьер, Лисаковский горно-обогатительный комбинат и др.), для разработки россыпных месторождений или проходки траншей, зачистки уступов [ОАО «Ураласбест» (г. Асбест Свердловской обл.)] и т.п.

Прицепные скреперы в агрегате с базовыми гусеничными тракторами обычно используют при дальностях транспортирования 100... 1500 м. Чем больше вместимость ковша скрепера, тем быстроходнее его базовый трактор и, соответственно, целесообразно применять агрегат при транспортировании породы на большие расстояния.

Однако при дальностях транспортирования 1 км и более прицепные скреперы уступают в рентабельности автомобилям-самосвалам. При дальностях транспортирования < 100 м выгоднее использовать более простые и дешевые бульдозеры на базовых гусеничных тракторах.

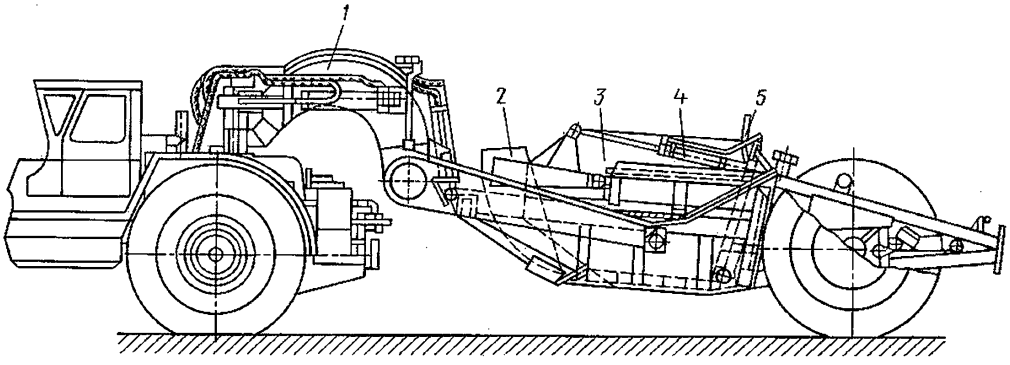


Рис. 4.1.5. Самоходный скрепер Д-392:
1 — хобот; *2* — заслонка; *3* — ковш; *4* — гидросистема; *5* — задняя стенка

Полуприцепные скреперы, агрегатируемые с базовыми и быстроходными колесными тягачами, самоходные скреперы применяют в благоприятных условиях при дальностях транспортирования 300...3000 м и более.

Колесные скреперы классифицируют:

– по способу соединения скреперного оборудования с тягачом — прицепные, полуприцепные и самоходные. Прицепные скреперы имеют двухосную ходовую часть, полуприцепные — одноосную, а у тягача две оси. У самоходных скреперов тягач и скреперное оборудование имеют по одной оси. Самоходные скреперы изготовляют с одно- и двухдвигательным приводом. По приводу ходовой части самоходные скреперы подразделяются на дизельные и дизель-электрические. Последние могут образовывать скреперные поезда;

– по вместимости ковша — малой вместимости (до 5 м^3), средней (5...15 м^3) и большой (более 15 м^3). Стандартные вместимости ковшей прицепных скреперов: 3; 4,5; 8 (7); 10; 15 и 25 м^3; самоходных скреперов: 8; 10; 15; 25 и 40 м^3;

– по способу загрузки и разгрузки ковша — со свободной и принудительной загрузкой или разгрузкой;

– по способу управления рабочими органами — с механическим (канатно-блочным), гидравлическим и электрогидравлическим управлением.

В табл. 4.1.14 приведены основные технические и технологические показатели колесных скреперов.

4.1.5. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПОГРУЗЧИКОВ

Одноковшовые погрузчики фронтального типа (рис. 4.1.6) находят все более широкое применение на открытых горных работах в качестве основного, дополнительного к основному и вспомогательного карьерного оборудования, выполняют самые разнообразные виды работ.

Одноковшовые погрузчики классифицируют:

• по назначению — на строительные (с грузоподъемной силой до 100 кН) и карьерные (с грузоподъемной силой > 100 кН);

• по способу разгрузки ковша — с передней (фронтальные), с боковой, с разгрузкой назад (через себя);

• по ходовому устройству — на пневмоколесном ходу с жесткой рамой (с задними управляемыми колесами) или с шарнирно-сочлененной; на гусеничном ходу;

• по наполнению ковша — с напорной силой, обеспечиваемой ходовым механизмом или с помощью гидроцилиндров при застопоренном ходовом устройстве;

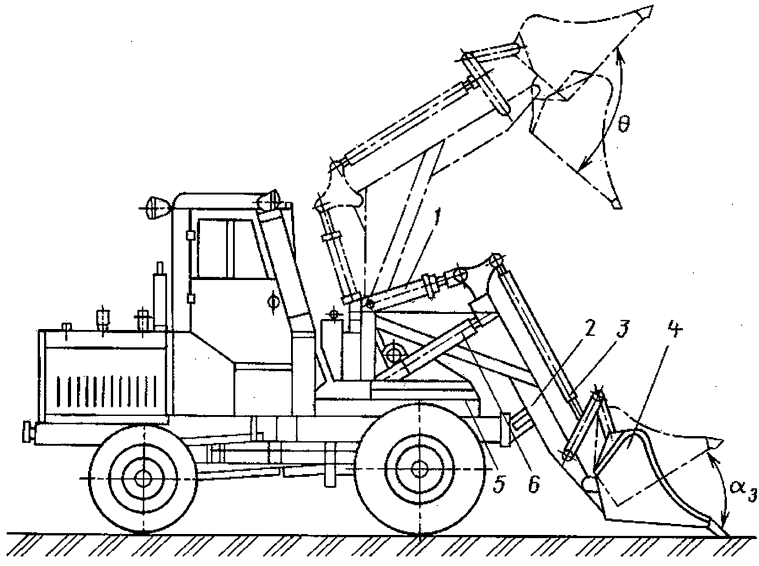


Рис. 4.1.6. Общий вид одноковшового погрузчика:

1 — гидроцилиндр управления ковшом; *2* — стрела; *3* — кривошипно-шатунный механизм управления ковшом; *4* — ковш; *5* — поворотная рама; *6* — гидроцилиндры подъема стрелы; $\alpha_з$ — угол захвата ковша; θ — угол опрокидывания ковша

4.1.14. Техническая характеристика колесных скреперов

Показатель	ДЗ-33 (Д-569)	ДЗ-111А	ДЗ-87-1	ДЗ-20 (Д-498)	ДЗ-77	ДЗ-172.5.03	ДЗ-149.5
Вместимость ковша, м^3	3	4,5		7	8,8		
Тип скрепера	Прицепной		Полуприцепной	Прицепной			
Грузоподъемность, т	–	6,6	9	12,5	16	16,5	
Размеры резания, мм:							
ширина	2100	2430		2620	2600	2754	2850
глубина	100	130	150	300	200	150	
Толщина отсыпаемого слоя, мм	300	400	415	300	500	400	500
База, мм	1612	4440	6300	5380	6300	2478	6350
Дорожный просвет, мм	350	510	390	500	510	407	510
Колея колес, мм:							
передних	1000	1300	1435	1600		1880	1600
задних	1700	2000	1870	2200	2150	–	2150
Число колес	4		6*	4			8*
Размер шин, мм	260...508	370...508			457...635	500...635	457...635
Способ разгрузки	Принудительный						
Управление	Гидравлическое						
Базовый трактор, тягач	ДТ-75П	Т-4АП2	Т-150К	Т-100М3	Т-130.МГ-2	Т-170.01-2	К-701
Максимальная скорость движения, км/ч	11,4	9,3	30	10,1	10,5		33
Мощность двигателя, кВт	59	96	121	80	118	125	221
Габаритные размеры в транспортном положении, мм:							
длина	6700	7480	12 720	8550	9915	14 330	9354
ширина	2470	2922	2925	3154	3145	3150	
высота	1970	2520	2825	2560	2680	3300	2800
Масса, т:							
скрепера	2,8	4,4		7,0	9,8	10,3	9,8
с тягачом	8,4	12,9	23,0	19,0	25,2	25,4	23,3

Окончание табл. 4.1.14

Показатель	ДЗ-11П (Д-375П)	ДЗ-74	ДЗ-172.1.03	ДЗ-79	ДЗ-13Б (Д-392)	ДЗ-107-2	ДЗ-155-1
Вместимость ковша, м^3	8		8,8	15		25	25,5
Тип скрепера	Самоходный	Полуприцепной	Прицепной		Самоходный	Самоходный двухмоторный	
Грузоподъемность, т	15	16	16,5	27		50,4	27
Размеры резания, мм:							
ширина	2780	2650	2754	3020	3120	3800	3412
глубина	300	200	170	310	200	400	240
Толщина отсыпаемого слоя, мм	475	–	400	500	150...500	600	500
База, мм	6900	6600	–	8000	8395	10 000	8400
Дорожный просвет, мм	475	500		560	500	600	500
Колея, мм:							
передних колес	2330	2115	–	2200	2530	–	2530
задних колес	2150	2050		2400	2530	2825	2567
Число колес	4	8*	4				
Размер шин, мм	533...711	457...635	500...635	533...711	686...838	953...991	686...838
Способ разгрузки	Принудительный						Полупринудительный
Управление	Электрогидравлическое	Гидравлическое		Электрогидравлическое		Гидравлическое	
Базовый трактор, тягач	МоАЗ-546П	К-702	Т-170.00-2	Т-330	БелАЗ-7422	Специальное шасси	БелАЗ-531
Максимальная скорость движения, км/ч	40	33	10,5	16,4	45	50	
Мощность двигателя, кВт	159	147	125	243	265	405×2	265×2
Габаритные размеры в транспортном положении, мм:							
длина	11 000	13 750	14 390	11 600	13 000	16 415	12 850
ширина	3242	3145	3150	3560	3610	4450	3860
высота	3225	3535	3300	3600	3800	4400	3950
Масса, т:							
скрепера	9,5		10,1	18,6	16,6	30,0	21,0
с тягачом	20,0	23,1	25,2	53,3	36,8	65,8	38,0

* С тягачом.

• по повороту стрелы при разгрузке — неповоротные, полуповоротные (на угол до 90°), полноповоротные;

• по типу привода — дизельные, дизель-электрические, карбюраторные;

• по мощности двигателя — малой мощности (до 80 кВт); средней (180...160 кВт) и мощные (160...550 кВт).

Кинематические и конструктивные схемы рабочих органов погрузчиков принципиально отличаются от схем рабочих органов экскаваторов типа «прямая лопата». Благодаря достаточно высокой напорной силе при горизонтальном внедрении ковша, развиваемой сцепной силой тяжести погрузчика; оснащению погрузчика поворотным ковшом совковой формы; достижению наиболее рациональной траектории рабочего органа и эффективного процесса черпания разрыхленных горных пород, а также установке погрузчика на колесный ход обеспечивается возможность создания мощных колесных погрузчиков, масса которых в 5–8 раз меньше [3, 5]. В связи с этим современные карьерные погрузчики успешно конкурируют с карьерными экскаваторами с ковшом вместимостью до 12 м^3. Это также обусловлено следующими преимуществами колесных погрузчиков:

• высокой скоростью передвижения, что дает возможность одному погрузчику обслуживать несколько забоев (горизонтов) одного или нескольких близко расположенных карьеров;

• малыми габаритными размерами и большой маневренностью, позволяющими использовать погрузчики в стесненных условиях;

• незначительной зависимостью производительности погрузчика от высоты забоя, что создает благоприятные условия для применения их при разработке невысоких развалов взорванных горных пород и уступов;

• универсальностью в связи с возможностью высококачественной зачистки подошвы забоя, подъездных автодорог, уборки негабаритов, а также с использованием комплектов сменного рабочего оборудования: бульдозерных отвалов, челюстных захватов, двухчелюстных ковшей и др.

Широкое распространение на карьерах получили большегрузные колесные карьерные погрузчики. Из сотен зарубежных погрузчиков, работающих на карьерах стран СНГ, 80 % — погрузчики с ковшом вместимостью 7,65...9,2 м^3 и < 20 % — с вместимостью 4,6 м^3.

В отечественной и зарубежной практике открытых горных работ преобладающее применение нашли наиболее простые по конструкции и надежные в работе неповоротные большегрузные колесные фронтальные карьерные погрузчики с передней разгрузкой ковша. Специальные базовые машины погрузчиков компонуют, как правило, по четырехколесной схеме со всеми ведущими колесами. Преимущественно изготовляют погрузчики с двухсекционной шарнирно-сочлененной рамой.

Использование в зарубежной практике бескамерных шин низкого давления (245... 451 кПа) обеспечивает снижение массы погрузчиков, повышение надежности и долговечности ходовой части, особенно при работе с переувлажненными грунтами и с большим содержанием абразивной крошки; увеличение рабочих и транспортных скоростей движения погрузчиков.

Несмотря на рост грузоподъемности и мощности вновь создаваемых и модернизированных большегрузных погрузчиков, они практически не утрачивают своих маневровых и мобильных качеств.

Современные карьерные погрузчики предназначены для работы в комплексе с автосамосвалами грузоподъемностью до 91...170 т. Помимо моделей со стандартной стрелой крупнейшие фирмы выпускают погрузчики с удлиненной стрелой, обеспечивающей возможность работы с автосамосвалами грузоподъемностью до 154... 350 т. Для погрузки пород с одинаковой плотностью при увеличении высоты разгрузки ковша в автосамосвал на 18,4... 27,4 % номинальная грузоподъемность погрузчика снижается соответственно на 20...30 %.

Все большегрузные погрузчики выпускают с гидравлическим приводом управления погрузочным оборудованием и оснащают гидромеханической либо дизель-электрической трансмиссией.

Особое внимание обращают на системы, облегчающие запуск холодного дизельного двигателя при низких температурах. Последние модели большегрузных погрузчиков снабжены стандартной автоматической системой смазки. Для облегчения технического обслуживания машины все точки контроля за работой механизмов находятся в местах расположения двигателей или в кабине машиниста.

Колесные фронтальные одноковшовые карьерные погрузчики изготовляют в Беларуси (МПА «Амкодор»), США (фирмы Caterpillar, Clark, International Hurwester, Le Turno, Paccar-Durt и др.), Японии (фирмы Komatsu, Kavasaki), Италии (фирма Fiat-Allis) и других странах (табл. 4.1.15 и 4.1.16).

4.1.15. Техническая характеристика колесных фронтальных погрузчиков, выпускаемых в Беларуси и Японии

Показатель	МПА «АМКОДОР» (Беларусь)		Komatsu (Япония)			
	ТО-27-2	ТО-21-1	WA-500-1	WA-600-1	WA-700-1*	WA-800-2*
Номинальная грузоподъемность, т	7,3	15	–			17,1
Вместимость, $м^3$:						
основного ковша с «шапкой»	4,3	9,3	4,0	5,4	8,5	10,5
ковша геометрическая	3,65	7,65	–			6,7...8
Диапазон сменных ковшей, $м^3$	–		4,0...4,4	5,7...11,0	8,5...9,2	6,7...10,5
Ширина режущей кромки ковша, мм	3150	4170	–			5040
Наибольшая высота разгрузки ковша, мм	3900	4200	3275	3775	4380	5715
Вынос ковша по лезвию режущей кромки при полном подъеме и разгрузке под углом 45°, мм	1200	1850	1320	1640	1910	2110
Мощность двигателя, кВт:						
максимальная	246	588,3	–			
на маховике	–	404,5	217,0	309,0	478,0	588,0
Наибольшая сила черпания ковша (отрывная), кН	240	402,5	264,8	445,8	516,9	676,8
Наибольшая скорость соответственно на I–IV передачах, км/ч, при движении:						
вперед	5,8...34,8	5,3; 11; 21,2	34,2	32,9	30,0	7,0; 12,3; 27,8
назад	–	7,0;13,4; 23,5	–			7,1; 12,3; 20,5
Габаритные размеры (при опущенном на грунт ковше), мм:						
длина	–	12 380	–			13 885
высота (по кабине)		5010	3895	4255	4790	5005
ширина		4170	–			5040
Наименьший радиус поворота, м	7,5	9,8	7,18	8,21	9,59	10,99
Объем топливного бака, л	–	875	–			1440
Тип трансмиссии	Гидромеханическая					
Масса погрузчика эксплуатационная, т	27,0	74,0	27,54	40,77	65,93	89,60

* Применяются на карьерах стран СНГ.

4.1.16. Техническая характеристика колесных фронтальных погрузчиков, выпускаемых в США

Показатель	Caterpillar			Dart
	988*	988B	992C	D600B*
Номинальная грузоподъемность, т	8,2	9,6	13,6** 17,0	20,4** 16,3
Вместимость, м³:				
основного ковша с «шапкой»	4,6	5,4...6,3 5,0	9,9...10,4 9,17	11,5 9,2
ковша геометрическая	–	4,5...5,2; 4,15...4,2	8,3...8,7; 7,5	–
Диапазон сменных ковшей, м³		5,0...6,3	9,2...10,4	
Ширина режущей кромки ковша, мм	3270	3645	4750...4786; 4750	4724
Наибольшая высота разгрузки ковша, мм	3250	4180	4170...4484; 5111	4520; 4724
Вынос ковша по лезвию режущей кромки, мм:				
при полном подъеме и разгрузке ковша под углом 45°	–	1687...2150; 1760...2181	2073...2312; 2085	–
при подъеме на 21...30 мм и разгрузке под углом 45°		2471...2774; 2844...3124	3168...3359; 3779	
Мощность двигателя, кВт:				
максимальная	–	306,0	548	–
на маховике	239,0	280	515	588,3
Наибольшая сила черпания (отрывная) ковша, кН	175,4	333...462; 371...461	645,3	529,2
Наибольшая скорость машины соответственно на I–IV передачах, км/ч, при движении:				
вперед	6,4; 14,5; 35,6	6,4; 11,5; 20,4; 36,2	6,9; 12,1; 20,9	5,8; 11,3; 19,3; 35,4
назад		7,4; 13,2; 23,3; 41,4	7,5; 13,3; 22,7	
Габаритные размеры (при опущенном на грунт ковше), мм:				
длина	8534	10 021...10 729; 10 478...11 126	13 570	12 850
высота (по кабине)	3700	7323...7391	5483	5590
ширина	3213	3553	4495	4470
Наименьший радиус поворота, м	7,85	7,87	9,74; 10,8	9,45
Объем топливного бака, л	–	620	1136	–
Тип трансмиссии	Гидромеханическая			
Масса погрузчика эксплуатационная, т	30,8	42,4...43,4; 42,9...43,5	88,4; 91,4	81,8

Продолжение табл. 4.1.16

Показатель	Dart	International Hurwester		
	DE620	H-560	H-400C*	H-580*
Номинальная грузоподъемность, т	20,4**; 16,3	9,25	15,0	24,9
Вместимость, м^3:				
основного ковша с «шапкой»	11,5; 9,2	8,4		16,8
ковша геометрическая		–		
Диапазон сменных ковшей, м^3	–	5,2...7,1	–	До 16,8
Ширина режущей кромки ковша, мм	4724	5556	4267	5486
Наибольшая высота разгрузки ковша, мм	4520; 4724	3700	4200	5359
Вынос ковша по лезвию режущей кромки, мм:				
при полном подъеме и разгрузке ковша под углом 45°	2200	1500	1800	2000
при подъеме на 21...30 мм и разгрузке ковша под углом 45°		–		
Мощность двигателя, кВт:				
максимальная	522; 641	309,0	467,0	882,5
на маховике	588,3	283,0	432,0	802,0
Наибольшая сила черпания (отрывная) ковша, кН	529,3	253,7	365,3	856,2
Наибольшая скорость машины соответственно на I–IV передачах, км/ч, при движении:				
вперед	24,1	35,7	34,4	28,6
назад	27,5	38,3	36,2	28,7
Габаритные размеры (при опущенном на грунт ковше), мм:				
длина	13 560	8941	10 998	14 580
высота (по кабине)	5590	4030	4572	5359
ширина	4470	3378	4064	5486
Наименьший радиус поворота, м	10,1	8,65	9,1	12,4
Объем топливного бака, л	–			
Тип трансмиссии	Дизель-электрическая	Гидромеханическая		
Масса погрузчика эксплуатационная, т	89,4	36,0	56,7	131,1

Продолжение табл. 4.1.16

Показатель	Le Turno			Michigan	
	L-600	L-800	L-1200	275B	475B*; 475C
Номинальная грузоподъемность, т	13,6	20,4; 17,2	24,9	9,25	16,3**; 13,6
Вместимость, м^3;					
основного ковша с «шапкой»	–	11,47	–	5,35	9,18
ковша геометрическая	7,65		–		
Диапазон сменных ковшей, м^3	6,1...15,3	7,6...22,9	До 16,8	5,0...6,1	7,6...16,8
Ширина режущей кромки ковша, мм	4013	4877	–	3518	4121
Наибольшая высота разгрузки ковша, мм	4100	5100...5486	5700...5900	3900	4200
Вынос ковша по лезвию режущей кромки, мм:					
при полном подъеме и разгрузке ковша под углом 45°	1400	2100	2500...2800	1400	1900
при полном подъеме на 21...30 мм и разгрузке ковша под углом 45°			–		
Мощность двигателя, кВт:					
максимальная	441,0	648,0	895,0	268,0	516,3
на маховике	391,5	588,3	845,7	251,5	471,0
Наибольшая сила черпания (отрывная) ковша, кН	429,9	479,5...531,9	729,4	214,5	439,9
Наибольшая скорость машины соответственно на I–IV передачах, км/ч, при движении:					
вперед	24,1		19,35	34,8	3,7; 6,5; 11; 29,5
назад					3,7; 6,4; 11; 30,1
Габаритные размеры (при опущенном на грунт ковше), мм:					
длина	11 989	13 614		8865	11 938
высота (по кабине)	4470	4877	–	4013	4902
ширина	3607	4521		3429	4140
Наименьший радиус поворота, м	8,64	9,91	12,1	8,3	10,3
Объем топливного бака, л	–				
Тип трансмиссии	Дизель-электрическая			Гидромеханическая	
Масса погрузчика эксплуатационная, т	59,1	91,2	148,3	36,0	70,2

Окончание табл. 4.1.16

Показатель	Michigan	Dresser			
	675B	555PAY	560BPAY	570PAY	580PAY
Номинальная грузоподъемность, т	32,7	–			
Вместимость, $м^3$:					
основного ковша с «шапкой»	18,35	–			
ковша геометрическая	–	4,6	5,7	9,18	16,8; 15,3
Диапазон сменных ковшей, $м^3$	18,3...27,5	4,21...8,41*; 3,1...3,8	5,70...11,5*; 4,42...5,35	7,48...18,35; 6,94...18,84	13,8...30,6; 12,2...27,5
Ширина режущей кромки ковша, мм	5664	3480...4060; 3480	3600...4500; 3600	4270...5080	6100...6200
Наибольшая высота разгрузки ковша, мм	5400	2920...3300; 3510...3650	3200...3630; 4030...4140	3660...4190; 4240...5130	5150...5660; 5920...6220
Вынос ковша по лезвию режущей кромки, мм:					
при полном подъеме и разгрузке ковша под углом 45°	2200	1420...1800; 1420...1570	1400...1720; 1490...1570	2020...2310; 1970...2360	1680...2340; 1980...2310
при подъеме на 21...30 мм и разгрузке под углом 45°	–	1630...2080; 2300...2410	2190...2730; 2600...2680	2860...3020; 3120...3810	3250...3760; 3830...4140
Мощность двигателя, кВт:					
максимальная	1030,0	–			
на маховике	982,0	234,9	309,0	440,0	820
Наибольшая сила черпания (отрывная) ковша, кН	674,5	266,9; 280,6	243,4...325,7; 310,7...341,2	320,8...448,4; 326,0...465,3	655,2...800,2; 709,1...1013,7
Наибольшая скорость машины соответственно на I–IV передачах, км/ч, при движении:					
вперед	5,9; 10; 16,4; 29,2	6,1; 10,9; 19,6;35,1	7,1; 12,2; 32,5	14,6; 36,4	8,17; 15,0; 28,65
назад					
Габаритные размеры (при опущенном на грунт ковше), мм:					
длина	15 418	8790...9300; 9100...9200	9160...9650; 9810...9910	11 200...11 530; 11 530...12 550	14 300...15 100; 15 000...15 400
высота (по кабине)	6502	3600	4110	4800	5710
ширина	5461	3180	3370	4060	5330
Наименьший радиус поворота, м	13,2	7,24...7,75; 7,3	8,6...9,19; 8,66	9,13...9,75; 9,37...11,13	12,6...12,9; 12,6..13,1
Объем топливного бака, л	–	435	628	1022	1987
Тип трансмиссии	Гидромеханическая				
Масса погрузчика эксплуатационная, т	–	28,7	39,2	63,55...67,3	126,2...127,9

* Применяются на карьерах стран СНГ.

** В числителе данные по машине со стандартным рабочим оборудованием, в знаменателе — с удлиненным.

Глава 4.2

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ВТМ

По сравнению с экскаваторами, используемыми в сочетании с соответствующим транспортным средством, выемочно-транспортирующие машины (ВТМ) отличают существенно меньшие металло- и энергоемкость процесса. Так, на 1 т массы скрепера производительность, $м^3/ч$, в среднем составляет 2...5 (включая транспортирование и укладку породы); у бульдозеров этот показатель 4...6, у грейдеров и стругов 10...12. Расход энергии на разработку 1 $м^3$ породы у скреперов составляет 2...2,5 кВт·ч при плече перевозки до 400 м. Удельная производительность на одного рабочего у мощных скреперов достигает 700 $м^3/ч$. Себестоимость работ невысокая: иногда в 3–4 раза меньше стоимости работ, выполняемых экскаваторами в совокупности с автотранспортом.

Одноковшовые фронтальные погрузчики обеспечивают практически равную с экскаваторами производительность, приходящуюся на 1 $м^3$ вместимости ковша, при общей массе машины в 8–10 раз и стоимости в 3–4 раза меньших, чем у экскаваторов с такой же вместимостью ковша.

4.2.1. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ БУЛЬДОЗЕРА

Рабочее оборудование бульдозера с неповоротным отвалом, установленным перпендикулярно к продольной оси базовой машины, состоит из отвала, толкающей рамы и механизма управления.

Отвал (нож). Основным рабочим органом бульдозера является отвал (рис. 4.2.1);

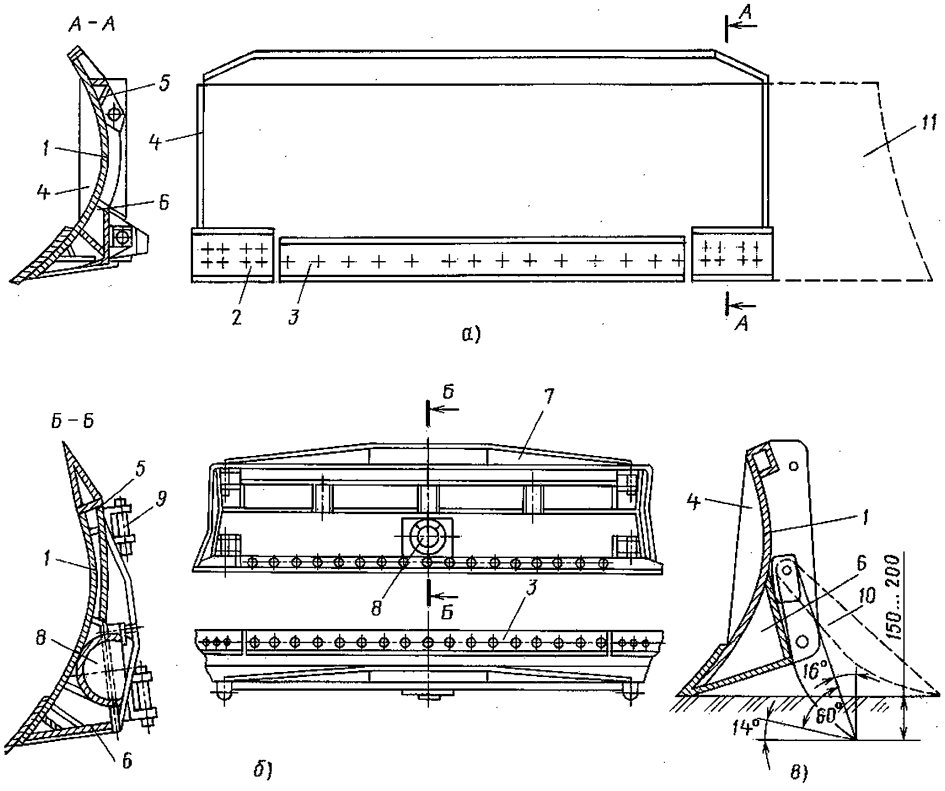


Рис. 4.2.1. Конструкции бульдозерных отвалов:
а — неповоротного; *б* — поворотного; *в* — со сменным рыхлящим зубом; *1* — лобовой лист; *2*, *3* — боковой и средний ножи соответственно; *4* — боковина; *5*, *6* — соответственно верхняя и нижняя коробки; *7* — козырек; *8* — подпятник для шарнирной головки; *9* — палец крепления отвала к боковым цапфам; *10* — зуб; *11* — открылок-удлинитель

вместо отвалов на бульдозерах могут быть установлены плоские или V-образные толкающие рамы, через которые осуществляют передачу дополнительных сил на толкаемую машину, например на скрепер при его загрузке.

В зависимости от характера работы применяют отвалы различной конструкции. Наиболее распространен неповоротный отвал в виде коробчатой сварной конструкции (см. рис. 4.2.1, *а*). Его передняя часть представляет собой изогнутый стальной лист, в нижней половине которого закреплен нож. Для увеличения жесткости отвал усилен ребрами. При необходимости по сторонам отвала устанавливаются щеки.

При разработке сыпучих пород к отвалу крепят открылки-удлинители, позволяющие повысить производительность бульдозера на 40... 50 %.

У бульдозеров с поворотным отвалом (см. рис. 4.2.1, *б*) последний можно устанавливать в горизонтальной плоскости под углом до 27° в обе стороны от продольной оси или перпендикулярно к ней.

Поворотный отвал обычно делают большей длины, чем у машин с неповоротным отвалом, так как в повернутом положении он должен перекрывать ширину базового тягача. Отвал представляет собой коробчатую металлоконструкцию, с тыльной стороны которой приварен подпятник для шаровой пяты толкающей рамы.

На бульдозерах с гидравлическим управлением правый, а иногда и левый подкосы заменяют гидроцилиндрами. Изменяя длину одного или обоих гидроцилиндров (подкосов), можно наклонять отвал в вертикальной плоскости на угол до 20°, улучшать его приспособляемость к условиям разработки каменистых пород.

Для работы в породах средней крепости отвал снабжают сменными зубьями 10 (см. рис. 4.2.1, *в*), которые устанавливают так, чтобы они могли разрыхлять породу при рабочем или обратном ходе бульдозера. При этом зубья закрепляют на оси шарнирно так, чтобы их режущие лезвия были направлены в сторону, противоположную режущему лезвию отвала. При движении бульдозера вперед зубья поворачиваются на оси и их тыльная сторона скользит по поверхности породы. Отвалы с рыхлящими зубьями целесообразно применять при подготовке бульдозером фронта работы для скреперов.

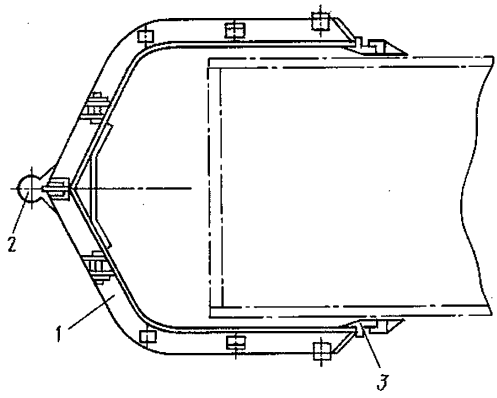


Рис. 4.2.2. Универсальная рама:
1 — брус; *2* — шарнир; *3* — упор

Конструкции рам бульдозеров. Рама служит для передачи тяговой силы от трактора к рабочему органу. Конструкции рам зависят от мощности бульдозера.

Рамы бульдозеров с неповоротным отвалом состоят из толкающих брусьев коробчатого сечения, к передним концам которых прикреплен отвал. На задних концах брусьев устроены опоры, которыми брусья соединяются с поперечной балкой, крепящейся к лонжеронам (продольным балкам) рамы трактора.

Рамы бульдозеров с поворотным отвалом (рис. 4.2.2) состоят из двух изогнутых брусьев. Отвал присоединяют к раме с помощью шарнирного соединения и, кроме того, крепят двумя боковыми упорами.

4.2.2. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ РЫХЛИТЕЛЯ

Рабочим органом рыхлителя является зуб (рис.4.2.3) или несколько зубьев, установленных на стойках рядом или уступами в специальном башмаке, укрепленном на раме. В зависимости от назначения, ширины и глубины рыхления, мощности и номинальной тяговой силы тягача, а также физико-механических свойств породы число зубьев, их геометрическая форма и расстояние между зубьями изменяются.

По номинальной тяговой силе и мощности привода базового трактора рыхлители разделяют на: сверхмощные с номинальной тяго-

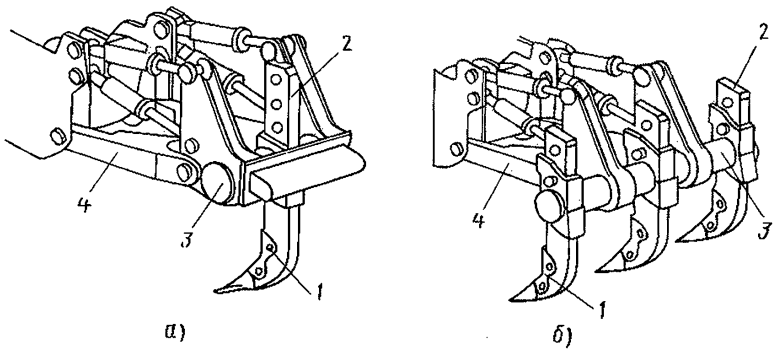


Рис. 4.2.3. Рамы крепления стоек рыхлителя:
а — внутренняя; *б* — охватывающая; *1* — зуб; *2* — стойка; *3* — башмак; *4* — рама

вой силой > 350 кН и мощностью привода > 370 кВт; мощные — 200...350 кН и 185... 370 кВт, средней мощности — 135...200 кН и 120...185 кВт и малой мощности.

Конструкции рам для крепления стоек зубьев рыхлителей определяются типами их подвесок, применяют внутренние (наиболее распространенные) и охватывающие рамы. Внутренние рамы имеют гнездо для установки только одной стойки (см. рис. 4.2.3, *а*), охватывающие — поперечные балки различной ширины (рис. 4.2.3, *б*), позволяющие изменять как число стоек (от одной до трех), так и шаг их установки. Рамы обоих типов могут снабжаться жесткими буферными устройствами для восприятия дополнительных сил от толкача.

Для рыхлителей на гусеничном ходу, получившем наибольшее распространение для этого типа навесного оборудования на карьерах, в основном используют радиальные (рис. 4.2.4, *а*) и параллелограммные (рис. 4.2.4, *б*, *в*) типы подвесок рам для крепления стоек зуба, присоединяемых на шарнирах O_1 к корпусу заднего моста базового трактора.

Подвески радиального типа применяют чаще, поскольку они просты и отличаются ма-

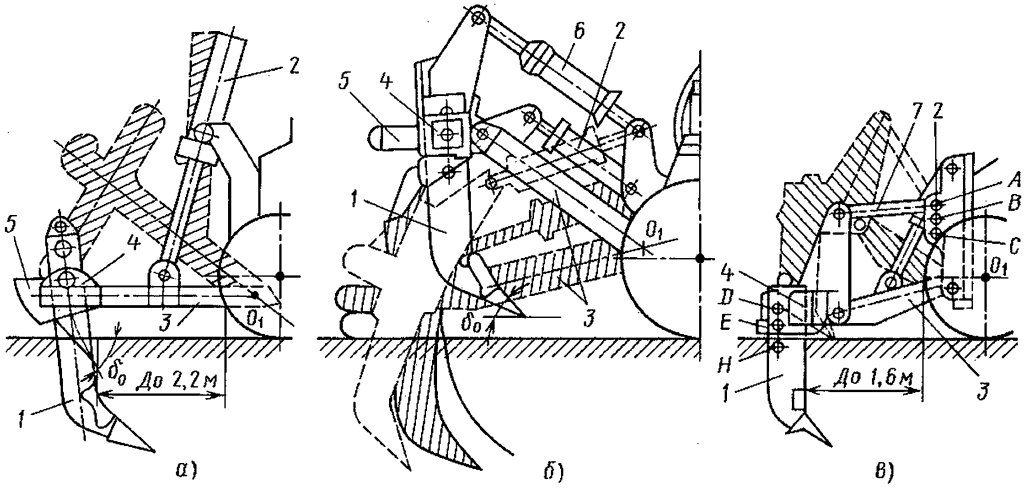


Рис. 4.2.4. Типы подвесок стоек рыхлителей к базовому тягачу:
а — радиальная; *б* — параллелограммная с гидроцилиндром; *в* — то же, с распоркой; *1* — стойка зуба; *2* — гидроцилиндр заглубления стойки; *3* — рама; *4* — башмак стойки; *5* — буфер; *6* — гидроцилиндр; *7* — распорка; *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *H* — точки крепления рабочего оборудования

лой массой. Их устанавливают на тракторах с жесткими задними мостами и подвеской гусениц, и они имеют одну стойку зуба при разработке пород, склонных при рыхлении выкалываться крупными глыбами (до 2 м в поперечнике). Одностоечные радиальные подвески могут обеспечить рыхление пород на глубину до 2,1 м (при двух или более повторных проходах машины).

Зуб радиального рыхлителя (см. рис. 4.2.4, *а*) при подъеме и опускании рамы перемещается по дуге, вращаясь вокруг шарнирной оси O_1, что создает переменную величину угла резания δ_o при входе зуба в породу на уровне стоянки тягача. Угол резания δ_o изменяется по мере заглубления зуба от 90° в исходном положении до 36,5° при максимальной глубине, соответствующей горизонтальному положению рамы. Оптимальными углами резания δ_o при внедрении в плотные породы являются углы 50...65°; при внедрении в прочие породы 38...45°.

Угол резания и глубина погружения зуба могут быть изменены перемещением хвостовика в головке держателя, для чего используют одно из нескольких отверстий на стойке зуба.

Параллелограммная подвеска с гидроцилиндром изменения угла наклона стойки (см. рис. 4.2.4, *б*) позволяет обеспечить как неизменность угла резания на любой глубине рыхления (при начальной параллельности сторон параллелограмма, устанавливаемой с помощью гидроцилиндра), так и его дистанционное изменение по мере необходимости.

В параллелограммной подвеске угол резания (см. рис. 4.2.4, *в*) регулируют изменением положения верхней распорки. Различную глубину рыхления в данной конструкции обеспечивают изменением положения хвостовика стойки.

Конструкция параллелограммной подвески с уширенной рамой для крепления стоек зубьев допускает установку до трех рыхлящих зубьев. Ее геометрические параметры таковы, что не позволяют получить глубину рыхления > 1,1 м. При этом расстояние между стойкой зуба и гусеницей ≤1,5...1,6 м, что меньше, чем у радиальной подвески.

Применение параллелограммной подвески предпочтительнее, если выходной размер кусков ограничен или если твердость разрыхляемой породы в массиве изменяется от большой до средней.

Стойки зубьев рыхлителей изготовляют различных типоразмеров из кованых пластин (реже литыми) и снабжают съемными защитными козырьками и наконечниками из износостойкого материала.

Сечение зуба подбирают таким, чтобы он выдерживал нагрузку, равную полуторакратной тяговой силе трактора, приложенной к концу зуба, а с учетом применения толкача — в 2–2,5 раза большую. Толщина стойки зуба обычно ≤ 100 мм. Вылет (длина) зубьев должен быть на 100...300 мм больше максимальной глубины рыхления. Шаг установки зубьев не должен превышать 900...1400 мм.

Для гашения ударов, передающихся от рабочего органа рыхлителя на трактор, обеспечения постоянного контакта зуба с забоем и сглаживания флуктуации сил сопротивления на зубе хвостовик стойки зуба иногда соединяют с амортизатором, устанавливаемым на раме держателя стойки.

4.2.3. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ СКРЕПЕРА

Рабочим органом скрепера является ковш. Ковш (рис. 4.2.5) врезается в массив под действием тяговой и напорной сил. Спереди он снабжен заслонкой, которая может открываться на определенную величину, вследствие чего изменяется размер щели между режущей кромкой ковша и нижней кромкой заслонки. Величину щели в зависимости от толщины срезаемого слоя и физико-механических свойств породы регулируют системой управления. После заполнения ковша заслонку закрывают, а ковш переводят в транспортное положение.

Разгружают ковш принудительно выдвигаемой задней стенкой через люк, открывающийся в днище одновременно с началом хода стенки вперед и обратным движением скребков элеватора, или, если применяется шнековый элеватор, то его реверсированием на разгрузку.

4.2.4. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПОГРУЗЧИКА

Рабочее оборудование одноковшового погрузчика показано на рис. 4.2.6. Помимо основ-

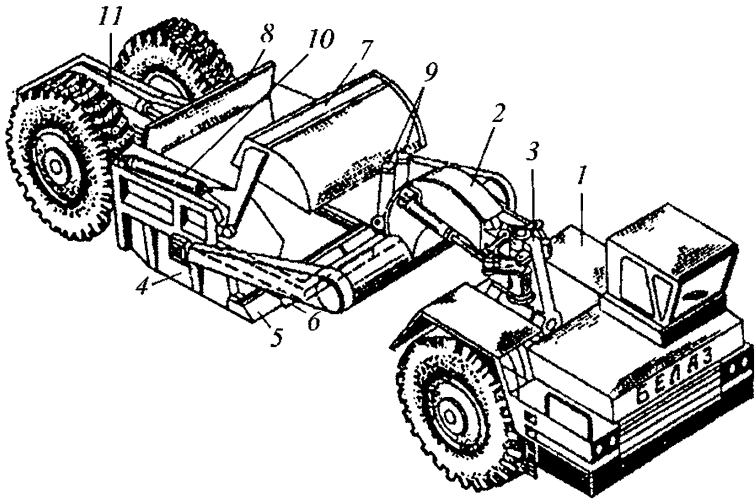


Рис. 4.2.5. Скрепер самоходный агрегатированный на одноосном тягаче:
1 — тягач; *2* — тяговые рамы; *3* — седельно-сцепное устройство; *4* — ковш; *5*, *6* — соответственно боковой и средний ножи; *7* — заслонка; *8* — задняя неподвижная стенка; *9*–*11* — гидроцилиндры соответственно подъема/опускания ковша, управления заслонкой, выдвижения задней стенки

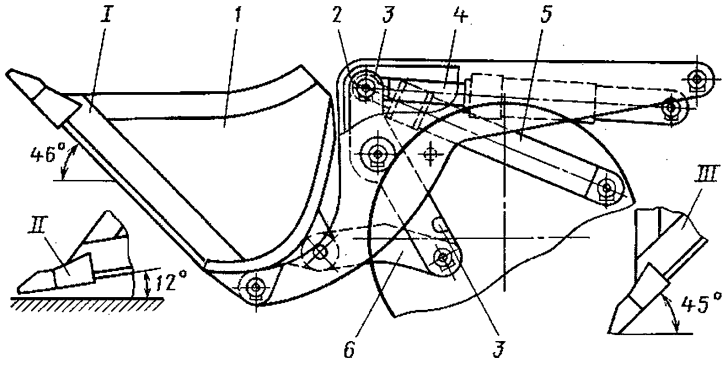


Рис. 4.2.6. Погрузочный орган:
1 — ковш; *2* — стрела; *3* — рычаги; *4*, *5* — гидроцилиндры соответственно ковша и стрелы; *6* — тяги; I — транспортное положение; II — черпание; III — разгрузка

ного ковша погрузчик снабжают другим сменным оборудованием, например бульдозерным отвалом и др.

Ковш. Главным элементом рабочего оборудования является ковш. Он представляет собой емкость с плоским днищем и закругленной задней стенкой.

Боковые стенки имеют скосы, а передняя часть днища оснащена режущей кромкой. Для работы в тяжелых условиях ковш снабжают зубьями. Его вместимость и грузоподъемность являются основной характеристикой всего погрузчика.

Для работы в разных условиях погрузчики целесообразно снабжать сменными ковшами. При универсальном использовании погрузчика чрезвычайно эффективен челюстной ковш, передняя часть которого, поднимаясь при повороте вокруг шарнира гидроцилиндрами, превращает ковш в отвал бульдозера, ковш скрепера, рабочий орган грейдера.

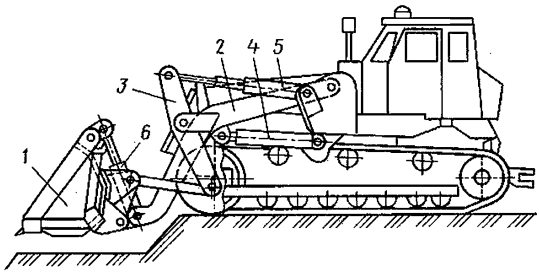


Рис. 4.2.7. Погрузчик на гусеничном ходу с челюстным ковшом:
1 — челюстной ковш; *2* — стрела; *3* — рычажно-шарнирная схема; *4–6* — гидроцилиндры подъема стрелы, поворота ковша

Конструктивная схема погрузчика на гусеничном ходу с челюстным ковшом представлена на рис. 4.2.7.

Погрузчик с челюстным ковшом может выполнять: бульдозерные работы (челюсть поднята и участия в работе не принимает), резание породы и наполнение отвала (челюсть находится в среднем положении и препятствует высыпанию породы); отделение породы ножом отвала бульдозера; зачерпывание породы из кучи (челюсть поднята, отвал наклонен, режущие кромки отвала и задней стороны челюсти внедряют в породу, смыкают, наполняют породой); транспортирование породы на небольшие расстояния и подъем ее для разгрузки в штабель; разгрузку породы в автотранспорт. Погрузчик-бульдозер может иметь также сменный ковш для боковой разгрузки.

Применяют три способа набора материала в ковш: экскавационный, раздельный, совмещенный.

При экскавационном способе (послойном) ковш внедряют в материал, а затем заполняют грунтом при поступательном движении погрузчика. Такой способ применяют при разработке гравийно-песчаных материалов, он аналогичен образованию призмы волочения бульдозера или заполнению ковша скрепера.

При раздельном способе ковш внедряют в материал на глубину врезания, которая, как правило, больше длины ковша.

Внедрение ковша продолжают до полного буксования машины, затем ковш поворачивают на угол α в сторону машины («на себя») до упора. После этого ковш поднимают с одновременным отъездом машины от штабеля и породу разгружают. При таком способе требуется большая сила для внедрения ковша в материал, а также в начальный момент поворота ковша.

Совмещенный способ погрузки заключается в том, что ковш внедряют в штабель материала на величину, равную приблизительно 0,3 длины ковша, после чего поворачивают; одновременно продолжают перемещение погрузчика в прежнем направлении и подъем ковша. Движения, сообщаемые ковшу, должны быть такими, чтобы траектория режущей кромки была все время параллельна образующей штабеля, т.е. чтобы сохранялась постоянная толщина снимаемого слоя материала.

В связи с тем что управлять машиной при раздельном способе погрузки проще, чем при совмещенном, раздельный способ рекомендуют для погрузки легких сыпучих материалов. При совмещенном способе сила внедрения ковша в 2–3 раза меньше, чем при раздельном, что объясняют значительным снижением сил трения материала о нижнюю поверхность днища ковша и развалом (подвижностью) сыпучей массы.

Глава 4.3
РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВТМ

4.3.1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА

Главным параметром бульдозера является номинальная тяговая сила базовой машины (трактора или тягача), которую можно рассчитать по формуле

$$T_{\text{ном.т}} = K_1 G_{\text{б.м}} \varphi,$$

где K_1 — коэффициент учета силы тяжести навесного оборудования, K_1 = 1,18...1,23 (для бульдозера); 1,35...1,45 (для бульдозера-рыхлителя); $G_{\text{б.м}}$ — сцепная сила тяжести базовой машины; φ — коэффициент использования силы тяжести машины по сцеплению (φ = 0,6 — для колесных; 0,9 — для гусеничных машин).

Номинальную тяговую силу определяют исходя из мощности двигателя базовой машины:

$$T_{\text{ном.т}} = (0{,}96...1{,}57)N,$$

где N — мощность двигателя, кВт.

К основным параметрам бульдозера относят: геометрические параметры отвала (рабочего оборудования); эксплуатационную массу; скорости рабочего и обратного ходов; среднее статическое давление ходовой части на грунт; силы, действующие на отвал.

Геометрическими параметрами являются длина и высота отвала. Длина должна быть больше ширины машины не менее чем на 0,1 м с каждой стороны при максимальном повороте отвала. Длина зависит от конструктивного типа отвала, ее рассчитывают по следующим зависимостям:

а) для поворотного отвала

$$L = (2{,}8...3)H;$$

б) для колесного отвала

$$L = (2{,}3...2{,}33)H,$$

где H — высота отвала, м,

$$H = K_б(0{,}1T_{ном.т})^{1/3} - 5\cdot10^{-4}T_{ном.т}.$$

Здесь $K_б$ — коэффициент, учитывающий конструкцию отвалов (для поворотного отвала $K_б = 0{,}45$; для неповоротного $K_б = 0{,}5$).

Эксплуатационная масса бульдозера равна сумме масс базовой машины ($m_{б.м}$) и навесного рабочего оборудования ($m_{р.о}$),

$$m = m_{б.м} + m_{р.о}.$$

Масса базовой машины зависит от мощности двигателя, ее определяют по следующей эмпирической зависимости:

$$m_{б.м} = (0{,}124...0{,}184)N.$$

Масса навесного рабочего оборудования составляет 15...25 % от массы базовой машины.

Скорости рабочего и обратного ходов, км/ч, принимают по технической характеристике базовой машины в пределах 2...3 для рабочего хода, а для обратного учитывают тип ходового оборудования (10 — для колесного хода и 15 — для гусеничного).

Среднее статическое давление ходовой части на грунтовое основание для гусеничного хода определяют по формуле

$$p_б = gm/S_o,$$

где S_o — опорная поверхность гусениц, м^2.

Среднее давление на грунт в случае колесного хода выражают через давление воздуха в шине по формуле

$$p_{ср} = C_б p_ш,$$

где $C_б$ — коэффициент, учитывающий жесткость баллона (для шин нормального давления $C_б = 1{,}1$; для шин низкого давления $C_б = 1{,}0$); $p_ш$ — давление воздуха в шине, МПа (в шине низкого давления $p_ш = 0{,}15...0{,}25$ МПа; в шине среднего давления 0,3...0,4 МПа; в шине высокого давления 0,45...0,55 МПа).

К основным параметрам относят также силы, действующие на отвал: удельную горизонтальную силу $p_г$ и вертикальную силу $p_в$, определяющие возможность разработки пород различной крепости.

Удельная горизонтальная сила

$$P_г = T_{ном.т}/L.$$

Вертикальная сила

$$P_в = P_{max}/F_н,$$

где P_{max} — наибольшая возможная вертикальная сила на режущей кромке отвала по условиям опрокидывания базовой машины относительно задних точек опоры, кН; $F_н$ — опорная площадь режущей кромки отвала с учетом ее затупления, м^2.

Значения $P_г$ и $P_в$ можно принять, если известна категория разрабатываемой породы (табл. 4.3.1)

4.3.1. Значения $P_г$ и $P_в$

Категория породы	1	2	3	4
$P_г$, кН/м	≤ 15	20...30	40...45	≥ 60
$P_в$, МН/м^2	≤ 1	12...20	25...35	≥ 36

4.3.2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РЫХЛИТЕЛЯ

Главным параметром является номинальная тяговая сила [2].

К основным параметрам рыхлителя относят: геометрические параметры рабочего оборудования; эксплуатационную массу; среднее статическое давление ходовой части на грунт; угол рыхления.

Сечение зуба рыхлителя подбирают так, чтобы он выдерживал нагрузку, равную 1,5-кратной тяговой силе базовой машины,

приложенной к концу зуба, а с учетом применения толкача — в 2–2,5 раза большую. Толщина стойки зуба ≤ 100 мм. Шаг установки зубьев не должен превышать 900... 1400 мм.

Длина зубьев

$$L_з = (0{,}1...0{,}3) + H_з,$$

где $H_з$ — максимально возможное заглубление зубьев в породу, м.

Расстояние между зубьями и тягачом (вынос зубьев) должно быть таким, чтобы куски породы не могли застревать в этом промежутке. Это расстояние определяют по формуле

$$L = (1...1{,}5)H_з.$$

Эксплуатационная масса и среднее статическое давление на грунт определяют аналогично п. 4.3.1.

Угол рыхления $\delta_о$ изменяется по мере заглубления зуба в породу от 90° в исходном положении до 36,5° при максимальной глубине. Угол рыхления зависит от угла заострения наконечника зуба (β = 30...35°) и заднего угла (γ = 5° — для скальных пород и 8° для мерзлых). Оптимальный угол рыхления $\delta_о$ при внедрении в плотные породы составляет 50...65°; при внедрении в прочие породы 38...45°.

4.3.3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СКРЕПЕРА

Главный параметр — геометрическая вместимость ковша E, м^3.

К основным параметрам относят: мощность базовой машины; конструктивную массу скрепера; геометрические параметры ковша; параметры стружки породы и др.

Мощность базовой машины, кВт, определяют по эмпирической зависимости

$$N = (21...32)E.$$

Конструктивная масса скрепера, т,

$$m_с = kE,$$

где k — коэффициент пропорциональности, т/м^3, k = 0,90...1,20 (для однодвигательного самоходного); 0,90...1,20 (для двухдвигательного самоходного); и 1,5...2,0 (для скрепера с элеваторной загрузкой, без тягача).

К геометрическим параметрам ковша относят его ширину, высоту и длину.

Ширину ковша скрепера определяют исходя из двух условий:

а) зависимости от вместимости ковша

$$B = 1{,}43E^{0{,}38} \text{ (для } E < 11 \text{ м}^3);$$

$$B = 3{,}41 + 0{,}01E \text{ (для } E = 11...25 \text{ м}^3);$$

б) по параметрам проходимости

$$B = B_к + B_ш + 2\Delta b,$$

где $B_к$ — ширина колеи базовой машины, м; $B_ш$ — ширина пневмошины, м; Δb — поперечный зазор между шиной и стенкой ковша, Δb = 0,03...0,06 м.

Высота ковша

$$H_к = (0{,}4...0{,}6)B.$$

Длина ковша

$$L = (1{,}4...1{,}8)H_к.$$

4.3.4. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОДНОКОВШОВОГО ПОГРУЗЧИКА

Главный параметр — номинальная грузоподъемность $Q_н$, т, определяемая из условия, что центр тяжести груза приложен в центре ковша, находящемся на максимальном вылете, и нагрузка на переднюю ось погрузчика не превышает допустимую [1, 3].

Основные параметры погрузчика. Удельный коэффициент сопротивления копанию, развиваемый на режущей кромке ковша и зависящий от типа разрабатываемой породы, K_F = 60...120 кПа. Конструктивная масса погрузчика, равная сумме масс базовой машины и погрузочного оборудования (ковш порожний, стрела),

$$m = m_{б.м} + m_{р.о},$$

причем $m_{р.о} = (0{,}25...0{,}35)m_{б.м}$.

Номинальная вместимость ковша, определяемая по грузоподъемности погрузочного оборудования,

$$E = Q_н k_р / g\gamma,$$

где $k_р$ — коэффициент разрыхления породы; γ — плотность породы; $Q_н$ — грузоподъемная сила.

Номинальная напорная сила погрузчика

$$T_н = [N_{э\,max}\eta_т / v_р(1 - \delta_р)] - g m f_к,$$

где $N_{э\,max}$ — мощность привода базовой машины; $\eta_т$ — КПД трансмиссии (0,85... 0,88 — механической; 0,6...0,75 — гидромеханической); $v_р$ — рабочая скорость внедрения ковша в забой, $v_р$ = 0,8...1,1 м/с; $\delta_р$ — коэффициент расчетного буксования ($\delta_р$ = 0,07 — гусеничный ход и 0,2 — колесный); $f_к$ — коэффициент сопротивления перекатыванию ($f_к$ = 0,06...0,1 для гусеничного хода; 0,03... 0,04 для колесного).

Напорная сила по сцепной силе тяжести

$$T_{н.сц} = gm\varphi,$$

где φ — коэффициент сцепления движения (φ = = 0,9 — для гусеничного хода, 0,6...0,8 — для колесного).

Выглубляющая сила, кН, развиваемая гидроцилиндрами поворота ковша и приложенная на его режущей кромке,

$$P_в = (2...3)Q_н.$$

Подъемная сила на кромке ковша, кН, развиваемая гидроцилиндрами подъема стрелы,

$$P_п = (1{,}8...2{,}3)Q_н.$$

Наибольшая высота разгрузки, м,

$$H_р = 0{,}005N + 2{,}5.$$

Габаритные размеры — длина, ширина и высота машины:

$$L_п = 0{,}02N + 3{,}2;$$
$$B = 0{,}007N + 1{,}4;$$
$$H = 0{,}0058N + 2{,}6.$$

Глава 4.4
ТЯГОВЫЙ И СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ВТМ

4.4.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

У ВТМ существуют два режима работы: тяговый и транспортный. Работа в тяговом режиме связана с преодолением сопротивлений движению, возникающих при внедрении рабочего органа в породу. Транспортный режим (погрузчики, скреперы, холостой ход бульдозера) является составной частью рабочего цикла [4].

В *тяговом режиме* суммарное сопротивление при работе колесной базовой машины составит

$$W_т = W_к + W_f \pm W_h + W_j,$$

где $W_к$ — сопротивление породы внедрению в нее рабочего органа, зависит от типа рабочего оборудования (бульдозер, рыхлитель, скрепер, погрузчик); W_f — сопротивление качению колес, $W_f = f_к G_{б.м}\cos\alpha$; W_h — сопротивление движению машины на подъем, $W_h = G_{б.м}\sin\alpha$; W_j — сопротивление на преодоление сил инерции, $W_j = \chi G_{б.м} a/g$.

Здесь $f_к$ — коэффициент сопротивления качению ($f_к$ = 0,015...0,018 для бетона; 0,025 для гравийной дороги; 0,075...0,105 для земляной дороги; 0,14...0,17 для рыхлого песка, глубокой колеи); α — угол наклона дорожной поверхности, град; a — ускорение машины, м/с^2; χ — безразмерный коэффициент учета вращающихся масс, $\chi = 1 + [g(I_д i_т \eta_т + I_к)/G_к]$; где $I_д$; $I_к$ — моменты инерции вращающихся деталей двигателя и суммарных колес, кг·м^2 ; $i_т$, $\eta_т$ — общее передаточное число и КПД трансмиссии; $G_к$ — нагрузка на колесо, Н; $r_с$ — силовой радиус колеса, м.

В *транспортном режиме* исключают величину $W_к$ ($W_к$ = 0), но учитывают силу сопротивления ветру $W_в$, Н:

$$W_{тр} = W_f \pm W_h + W_j + W_в;$$
$$W_в = K_а F_л v^2/3{,}6^2,$$

где $K_а$ — удельный коэффициент аэродинамического сопротивления, $K_а$ = 0,6...0,7 Н/с^2; $F_л$ — площадь лобового сопротивления машины, м^2; v — действительная скорость машины, км/ч.

В тяговом режиме сопротивления, возникающие при работе машины, преодолеваются силой колесного движителя $P_к = W_т$. На процесс копания расходуется свободная сила тяги:

$$T_с = P_к - G_{б.м}(f_к\cos\alpha \pm \sin\alpha + \chi a/g).$$

Уравнения тягового баланса мощности

$$N_т = \eta N_д = N_к + N_f + N_б \pm N_h + N_j,$$

где $N_д$ — мощность двигателя, Вт; $N_к$ — мощность, расходуемая на копание, Вт; N_f — мощность преодоления сопротивления качению, Вт; $N_б$ — мощность буксования базовой машины, Вт; N_h — мощность на подъеме, Вт; N_j — мощность на преодоление сил инерции, Вт.

$$N_т = v_т\{T_с + G_{б.м}f_к\cos\alpha +$$
$$+ P_к[v_т/(v - 1)] \pm G_{б.м}\sin\alpha + \chi G_{б.м}a/g\},$$

где $v_т$ — теоретическая скорость, м/с.

4.4.2. РАСЧЕТ БУЛЬДОЗЕРА

Суммарное сопротивление на ноже бульдозера при копании и перемещении породы по горизонтальной поверхности определяют суммой сопротивлений (рис. 4.4.1):

$$W_б = W_к + W_{пр} + W_в + W_о + W_{тр},$$

где $W_к$ — сопротивления копанию, кН, $W_к = 10^3K_FLt$ [здесь K_F — удельный коэффициент сопротивления копанию, МПа; L — длина отвала, м; t — средняя толщина стружки, м, $t = (0,1...0,25)H$]; $W_{пр}$ — сопротивление перемещению призмы волочения перед отвалом, кН, $W_{пр} = gV_в\gamma\mu_2/K_р$ [здесь γ — плотность породы, т/м^3; μ_2 — внутренний коэффициент трения (породы о породу); $K_р$ — коэффициент разрыхления породы; $V_в$ — объем призмы волочения, перемещаемой отвалом бульдозера, м^3, $V_в = 0,5K_пLH^2$, где $K_п$ — коэффициент призмы волочения, зависящий от отношения высоты отвала к его длине и от вида породы]; $W_в$ — сопротивление перемещению породы вверх по отвалу, кН, $W_в = gV_в\gamma\mu_1\cos^2\delta_о/K_р$ (здесь μ_1 — коэффициент трения породы о металл; $\delta_о$ — угол резания ножа бульдозера, град); $W_о$ — сопротивление перемещению базовой машины, кН, $W_о = gm_{б.м}(f_к\cos\alpha \pm \sin\alpha)$ [здесь α — угол наклона (+) или угол (–) поверхности, град]; $W_{тр}$ — сопротивление трению рабочего оборудования, кН, $W_{тр} = gK_om_{р/о}\mu_1$ (здесь $K_о$ — коэффициент, учитывающий долю силы тяжести рабочего оборудования, $K_о = 0,5...0,8$).

Статический расчет бульдозера позволяет определить: отклонение от середины опорной поверхности машины (центра давления) — точки приложения результирующей всех сил, действующих на двигатель; максимальное давление на кромках гусениц и общую устойчивость бульдозера.

Положение центра давления находят для трех положений бульдозера (рис. 4.4.2), находящегося на горизонтальной площадке: с поднятым отвалом; в процессе отделения от массива стружки оптимальной толщины при максимально возможном объеме породы перед отвалом; при перемещении в траншее максимально допустимого объема породы без резания.

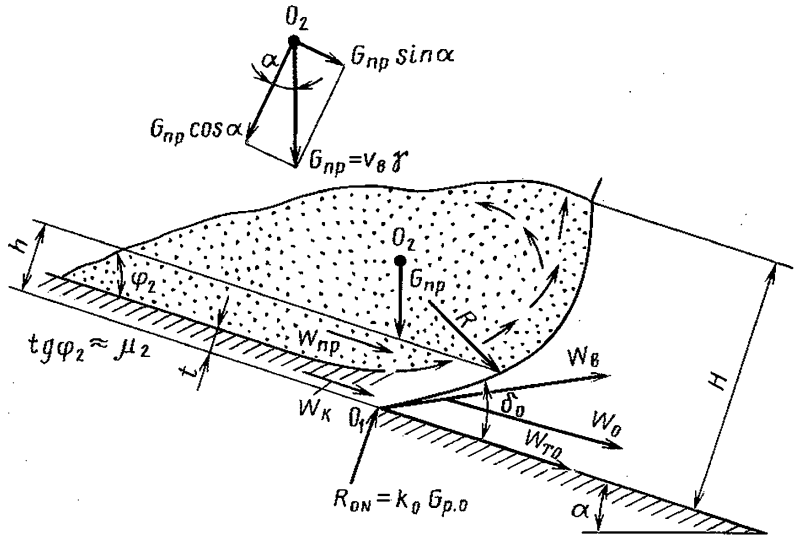


Рис. 4.4.1. Схема сил к определению сопротивления на ноже бульдозера:
$W_к$, $W_{пр}$, $W_в$, $W_о$, $W_{тр}$ — сопротивления соответственно копанию, перемещению призмы волочения, перемещению породы вверх по отвалу, перемещению базовой машины, трению рабочего оборудования; $G_{пр}$ — сила тяжести призмы волочения; R — результирующая сила; t — толщина срезаемой стружки; $G_{р.о}$ — сила тяжести рабочего оборудования; $k_о$ — коэффициент, учитывающий тип рабочего оборудования; $R_{оN}$ — нормальная составляющая силы сопротивления резанию

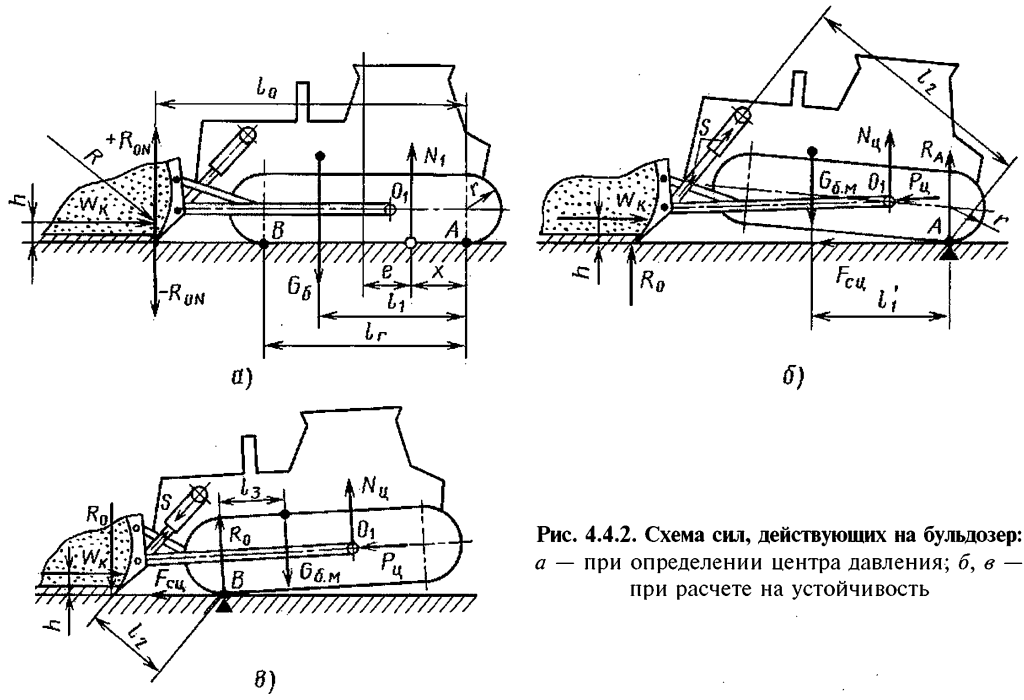


Рис. 4.4.2. Схема сил, действующих на бульдозер: *а* — при определении центра давления; *б*, *в* — при расчете на устойчивость

Для тяжелых бульдозеров необходимо также определять максимальное статическое давление на переднюю и заднюю опорные кромки гусениц *A* и *B* (или на переднее и заднее колеса) при следующих положениях бульдозера: поднятом отвале на предельном (≥20 %) уклоне (подъеме); в процессе срезания породы и движения под наибольший уклон при наличии перед отвалом призмы волочения максимально возможного объема; при движении в траншее на подъем $\alpha_{max} > 15°$ и наличии перед отвалом призмы волочения максимально возможного объема $V_{в\,max}$; резании грунта с движением по горизонтальной поверхности и максимальной загрузкой при подъеме и опускании отвала.

Во всех этих случаях смещение центра давления не должно приводить к отрыву от опорной поверхности передней или задней кромок гусениц или соответствующих колес машины. Смещение центра давления *x*, м, относительно точки *A* ($\Sigma M_A = 0$) согласно условиям статики (см. рис. 4.4.2, *а*) определяют по зависимости

$$x = (G_б l_1 \pm R_o l_o - W_к h)/N,$$

где $G_б$ — сила тяжести бульдозера с рабочим оборудованием; R_o и $W_к$ — соответственно нормальная и касательная составляющие суммарного сопротивления породы копанию *R*; $N = G_б \pm R_o$ — суммарная опорная реакция основания; *h*, *l* и l_o — плечи сил (см. рис. 4.4.2, *а*).

Точка приложения результирующей суммарной силы сопротивления породы *R* на отвале находится на высоте $h = 0{,}17H$ от режущей кромки при копании плотных пород и $h = 0{,}27H$ при копании разрыхленных пород.

Устойчивость бульдозера проверяется для двух случаев: отвал упирается в препятствие (см. рис. 4.4.2, *б*); осуществляется подъем углубленного отвала (см. рис. 4.4.2, *в*). Критерием устойчивости является неопрокидывание машины вокруг кромок *A* и *B* при коэффициенте устойчивости $\psi \geq 1{,}5$ и смещении *N* на величину $e \leq L_г/6$.

В расчетных положениях (см. рис. 4.4.2, *б*, *в*) принимают, что на бульдозер действуют внешние силы: вертикальная реакция породы на отвале R_o; сопротивление породы копанию $W_к$; вертикальные реакции R_A и R_B на кромках опрокидывания; сила сцепления движителя с грунтовой поверхностью $F_{сц} = Q_{сц}\varphi$; сила тяжести базовой машины (трактора) $G_{б.т} = gm$. В системе трактор–рабочее оборудование действуют внутренние силы: *S* — сила, развиваемая гидроцилиндром; $N_ц$ и $P_ц$ — соответственно

вертикальная и горизонтальная реакции в цапфах O_1 толкающей рамы.

С достаточной для расчета степенью точности силы R_o, $W_к$ и S можно принимать пересекающимися в одной точке и, следовательно, не создающими каких-либо моментов в вертикальной плоскости. Расположение балок толкающей рамы под небольшим углом к горизонту позволяет считать силу $W_к = 2P_ц$ (две балки) и пренебречь силами $N_ц$. Тогда коэффициенты устойчивости относительно ребер A и B будут

$$\psi_A = gm_{б.т}/(2Sl_2 + W_к h);$$

$$\psi_B = (gm_{б.т}l_3 + W_к h)/(2Sl_2).$$

Более опасен случай опрокидывания бульдозера вокруг заднего ребра A при $W_к = F_ц = T_{н.т}$.

Уравнения могут быть использованы для определения силы S при заданном ψ_i.

4.4.3. РАСЧЕТ РЫХЛИТЕЛЯ

При рыхлении тяговая сила и горизонтальная составляющая R_x сил сопротивления рыхлению равны, а вертикальная составляющая выражается в функции от горизонтальной [2]:

$$T = R_x = K_т T_{н.т},$$

где $K_т$ — коэффициент использования тяговой силы базовой машины с учетом переменности сопротивления пород разрушению, $K_т = 0{,}8$; $T_{н.т}$ — номинальная тяговая сила базовой машины.

Вертикальная составляющая

$$R_z = R_x \operatorname{tg}\gamma,$$

где γ — угол наклона результирующей сил сопротивления рыхлению ($\gamma = \pm 20°$ для мерзлых пород, $\pm 30°$ для скальных).

В случае применения толкача дополнительно учитывают его толкающую силу:

$$T_т = K_{т.т} T_{н.т},$$

где $K_{т.т}$ — коэффициент использования тяговой силы толкача, $K_{т.т} = 0{,}6$.

Удельная горизонтальная напорная сила, кН/м, на рабочем оборудовании

$$K_L^I = T_{н.т}/(bn),$$

где b — ширина зуба рыхлителя, м; n — число зубьев.

Вертикальное давление на кромке зуба рыхлителя

$$K_F^в = R_z^в/(Fn),$$

где $R_z^в$ — максимальная вертикальная сила (сила выглубления), которая может быть направлена вниз только тогда, когда рыхлитель опрокидывается относительно задней оси; F — опорная площадка режущей кромки зуба с учетом ее среднего износа, м^2.

Статический расчет рыхлителя (рис. 4.4.3) аналогичен расчету бульдозера, его начинают с определения центра давления (координаты x приложения равнодействующей N всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель рыхлителя) для ряда случаев: 1) машина стоит на горизонтальной поверхности; 2) зуб рыхлителя поднят на максимальную высоту; 3) то же, на предельном подъеме; 4) машина движется с максимально возможным заглублением зубьев по горизонтальной поверхности; 5) то же, под уклон. В двух последних случаях положение центра давления определяют для работы как с толкачом, так и без него.

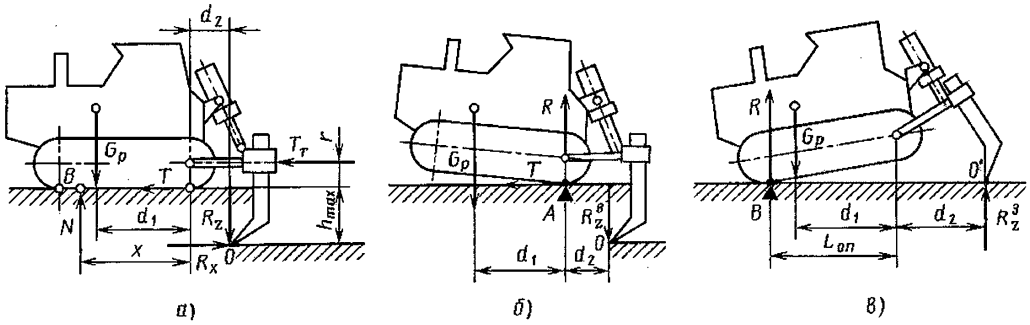


Рис. 4.4.3. Схема сил, действующих на рыхлитель при определении:
а — центра давления; *б*, *в* — сил на зубе соответственно при выглублении и заглублении

В общем случае координату x центра давления (рис. 4.4.3, *а*) определяют из выражения

$$x = (G_p d_1 + R_x h_{max} - R_z d_2)/(G_p + R_z),$$

где G_p — эксплуатационная сила тяжести рыхлителя, равная сумме сил тяжести базовой машины и навесного рабочего оборудования, кН.

Реактивные силы выглубления $R_z^в$ и заглубления $R_z^з$ зубьев рыхлителя (рис. 4.4.3, *б, в*) определяют из расчета опрокидывания базового трактора вперед или назад (относительно точки A или B) при условии, что на один зуб действует вверх или вниз сила, по величине уравновешиваемая силой G_p, т.е.

$$R_z^в = G_p d_1/d_2;$$

$$R_z^з = G_p(L_{оп} - d_1)/(L_{оп} + d_2),$$

где $L_{оп}$ — опорная длина гусеницы, м; d_1 и d_2 — координаты сил, м (см. рис. 4.4.3).

Динамические нагрузки, действующие на рыхлитель при работе, значительно превышают тяговые и силовые показатели машины. На зуб рыхлителя при работе могут действовать: горизонтальная R_x, вертикальная $\pm R_z^в$ или $\pm R_z^з$ и боковая (перпендикулярная к плоскости рисунка) $R_y = 0{,}4R_x$ составляющие силы сопротивления рыхлению, подсчитываемые в соответствующих плоскостях с учетом коэффициентов динамичности: $K_д^x = 2{,}5...3{,}0$; $K_д^z = 1{,}2...1{,}5$ и $K_д^y = 1{,}4...1{,}8$ (что соответствует скорости движения рыхлителя до 3 км/ч). Силы, действующие на зуб рыхлителя, имеют пульсирующий (для R_x) и знакопеременный (для R_y, R_x) характер с частотами колебаний в диапазоне 3...30 Гц.

При работе рыхлителя с толкачом R_x увеличивается на величину $T_т$ с учетом коэффициента динамичности $K_д^x = 2{,}5...3$.

4.4.4. РАСЧЕТ СКРЕПЕРА

Тяговый расчет скрепера заключается в определении силы и мощности тяги, необходимых для преодоления рабочих и транспортных сопротивлений, возникающих на рабочем и ходовом оборудовании, и в подборе соответствующей базовой машины [3, 4].

Общее сопротивление движению груженого скрепера по уклону в конце его дополнения зависит от следующей суммы сопротивлений:

$$W_c = W_п + W_к,$$

где $W_п$ — составляющая сопротивления сил тяжести, $W_п = g(m_{б.м} + m_{р.о} + m_г)(f \pm i)$ (здесь $m_г$ — масса грунта в ковше скрепера; f и i — коэффициенты сопротивления качению и уклону пути); $W_к$ — сопротивление копанию, $W_к = 0{,}5K_f Bt$ (здесь B — ширина режущего ножа ковша, м; t — толщина срезаемой стружки, м).

В транспортном положении (рис. 4.4.4, *а*) на скрепер действуют активные и реактивные силы. Первые состоят из силы G_1 (G_1 — сумма сил тяжести тягача скреперной установки и породы в ковше, заполненном «с шапкой», $K_д$ — коэффициент динамичности, для скреперов $K_д = 2$) и окружной силы $P_к$ на ведущих колесах. Вторые — вертикальные реакции R_1 и R_2 на колесах со стороны грунта и силы сопротивления перекатыванию колес P_{f1} и P_{f2}.

В транспортном положении скрепера силы $P_к$ направлены на преодоление сопротивлений качению:

$$P_{f1} = R_1 f_к \text{ и } P_{f2} = R_2 f_к.$$

Из уравнений моментов относительно точек A и B (см. рис. 4.4.4, *а*) и суммы проекций сил на оси x и y будем иметь значения

$$R_1 = G_1 d/L;\ R_2 = G_1 - R_1 \text{ и } P_к \geq (R_1 + R_2) = f_к G_1,$$

где d и L — координаты сил (см. рис. 4.4.4, *а*).

Для скрепера со всеми ведущими колесами окружная сила $P_к$ на ведущих колесах представляет собой сумму окружных сил, действующих на передние $P_{к1}$ и задние $P_{к2}$ колеса.

Конец заполнения и начало подъема ковша (см. рис. 4.4.4, *б*). Груженый скрепер движется по горизонтали ($K_д = 1$), опираясь на все колеса. Здесь активными силами являются: окружные $P_{к1}$ и $P_{к2}$ на колесах ведущих осей; сила тяжести G_1 груженого «с шапкой» скрепера и толкающая $T_т$ вспомогательного толкача; реактивными — силы P_{f1} и P_{f2} сопротивлений движению передних и задних колес; W_c — сопротивления резанию и перемещению скрепера; $R_в$ — вертикальная реакция со стороны породы на лезвии ковша скрепера:

$$R_в = K_c W_c = (0{,}37...0{,}45)W_c.$$

В рассматриваемом положении тяговые силы скрепера и толкача расходуются на передвижение скрепера, срезание породы и заполнение ковша. Одновременно должна развиваться максимально возможная тяговая сила. Окружные силы на ведущих колесах (реализация по сцеплению)

$$P_{к1} = R_1 \varphi_{max} \text{ и } P_{к2} = P_2 \varphi_{max},$$

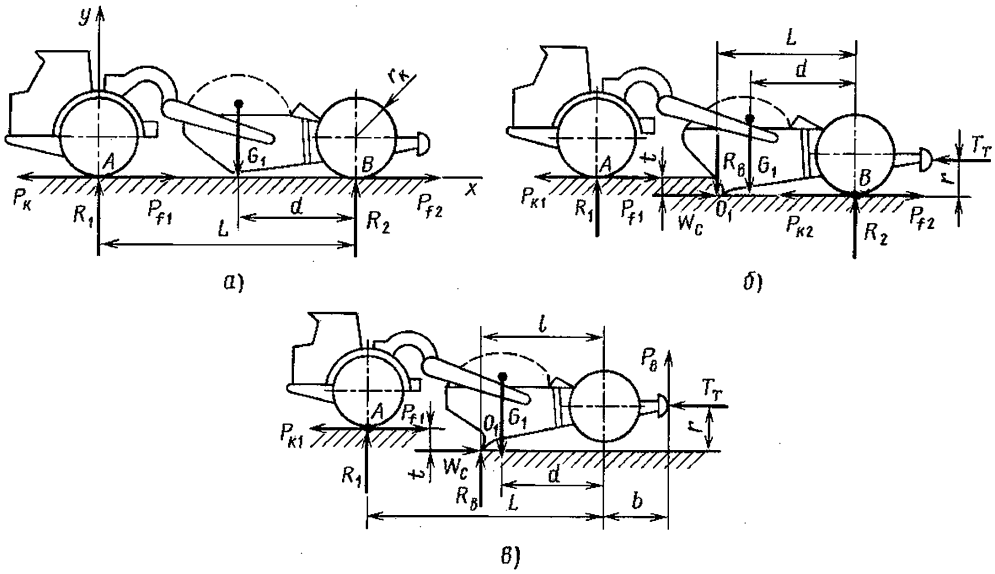


Рис. 4.4.4. Схема сил, действующих на скрепер при режимах:
а — транспортном; *б* — конца заполнения ковша; *в* — копания с вывешенными задними колесами

где φ_{max} — максимальный коэффициент сцепления.

Принимая, что в конце наполнения ковша толщина стружки $t = 0$, из уравнения моментов относительно точек A и B (см. рис. 4.4.4, *б*) и суммы проекций сил на осях x и y имеют

$$R_1 = (G_1 d + R_в l)/L \text{ или } R_1 = G_1 + R_в - R_2;$$

$$R_2 = [-W_c t + R_в(L - l) + G_1(L - d)]/L;$$

$$W_c = [G_1(\varphi_{max} - f_к) + T_т]/[1 - K_c(\varphi_{max} - f_к)].$$

Режим копания с вывешенными задними колесами скрепера (см. рис. 4.4.4, *в*) может иметь место под действием реакции породы на лезвии ковша и толкающей силы. В этом случае груженый «с шапкой» скрепер движется по горизонтальной поверхности и опирается на передние колеса и нож ($R_2 = 0$). Из уравнения моментов относительно точек A и O_1 и суммы проекций сил на оси x и y определяют величины $P_{к1}$, P_{f1}, W_c, R_1, $R_в$.

Расчет устойчивости агрегата, состоящего из одноосного тягача и полуприцепного скрепера, при прямолинейном движении ведется в продольном и боковом направлениях. В первом случае предполагается, что сползание агрегата вдоль уклона с углом α начинается раньше опрокидывания агрегата ($\operatorname{tg}\alpha \geq \varphi_{min}$, где φ_{min} — минимальный коэффициент сцепления).

Устойчивость скрепера в боковом направлении на уклоне зависит от высоты расположения центров тяжести агрегата и полуприцепа. Грани опрокидывания агрегата — линии соединения точек опор передних и задних колес по боковым плоскостям. Грани опрокидывания полуприцепа — линии, соединяющие шарнир седельно-сцепного устройства с точками контакта задних колес полуприцепа с грунтом. Устойчивость агрегата при крутом повороте определяют в статическом положении на уклоне с заданным углом и при движении на повороте.

4.4.5. РАСЧЕТ ПОГРУЗЧИКА

Внешние нагрузки на рабочее оборудование определяют для погрузчика с опущенным ковшом, внедряющимся в штабель породы. Существуют три наиболее опасных случая нагружения.

Первый опасный случай — удар края ковша о труднопреодолимое препятствие при движении погрузчика по горизонтальному участку пути с запертыми гидроцилиндрами стрелы и ковша.

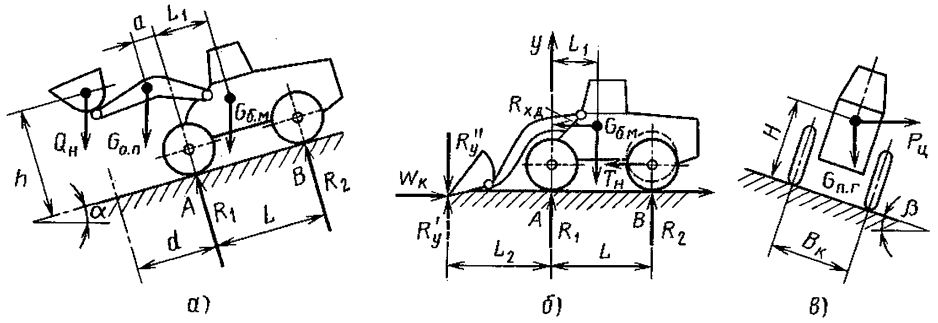


Рис. 4.4.5. Схема сил, действующих на погрузчик:
а — в транспортном положении; *б* — при ударе ковша о препятствие; *в* — при движении по наклонной поверхности

При этом горизонтальная сила равна сумме статической и динамической напорных сил:

$$W_к = R_{хс} + R_{хд},$$

где $R_{хс} = T_н$;

$$R_{хд} = v_р(C_о m_{пр})^{0,5}.$$

Здесь $v_р$ — рабочая скорость движения погрузчика, м/с; $C_о$ — приведенная жесткость погрузочного оборудования и препятствия, $C_о = C_1C_2/(C_1 + C_2)$, где C_1 — жесткость погрузочного оборудования и препятствия, кН/м, $C_1 = K_ж m_{р.о}$, [$K_ж$ — коэффициент жесткости конструкции навесного оборудования на 1 т его массы, $K_ж$ = 900...1000 кН/(м·т)]; C_2 — жесткость препятствия, кН/м (C_2 = 2,4 для мерзлых пород, $1{,}3 \cdot 10^3$ — для гранитного массива); $m_{пр}$ — приведенная масса погрузчика с учетом вращающихся масс двигателя и трансмиссии, т,

$$m_{пр} = m_п + 1{,}3 \cdot 10^{-3} I_{дв} i^2 \eta_т / r_к^2,$$

где $m_п$ — сумма масс базовой машины и рабочего оборудования, т; $I_{дв}$ — момент инерции вращающихся масс двигателя, кг · м^2; i — передаточное отношение трансмиссии на рабочей передаче; $\eta_т$ — КПД трансмиссии; $r_к$ — радиус качения колеса, м.

Второй опасный случай — вывешивание погрузчика относительно передней оси при повороте внедренного в штабель породы ковша благодаря силе, развиваемой гидроцилиндрами поворота ковша.

В этом случае принимают

$$W_к = T_н.$$

На рабочее оборудование действует вертикальная сила R_{y2}, которую определяют из условия устойчивости машины при повороте внедренного в штабель породы ковша вследствие силы, создаваемой гидроцилиндрами поворота ковша (рис. 4.4.5):

$$R_{y2} = G_{б.м} L_1 / L_2,$$

где L_1, L_2 — плечи сил, м; $G_{б.м}$ — сила тяжести базовой машины, кН.

Третий опасный случай — вывешивание погрузчика относительно задней оси с помощью гидроцилиндров подъема стрелы.

Здесь вертикальная сила равна силе отпора, образующейся при вывешивании погрузчика на задних колесах и зубьях ковша:

$$R_{y1} = G_{б.м}(L - L_1)/(L + L_2),$$

где L — расстояние между осями колес.

Итак, для второго и третьего случаев горизонтальную силу определяют по сцепной силе тяжести с учетом разгрузки машин вертикальной силой R_{yi}:

$$W_к = (G_{б.м} + G_{р.о} - R_{yi})\varphi_{max} \le T_н,$$

где φ_{max} — максимальный коэффициент сцепления колеса и покрытия дороги.

Распределение нагрузок на мосты порожнего или груженого погрузчика определяют в его статическом состоянии при транспортном положении рабочего оборудования, когда ковш запрокинут «на себя», а шарнир крепления ковша к стреле находится на высоте 400 мм от основания (грунта).

Статические нагрузки на передний R_1 (рис. 4.4.5, *а*) и задний R_2 мосты вычисляют

по уравнениям моментов относительно точек A и B с учетом грузоподъемной силы погрузчика $Q_н$.

Для груженого ковша

$$R_1 = [G_{б.м}(L - L_1) + G_{о.п}(a + L) + Q_н(d + L)]L^{-1};$$
$$R_2 = (G_{б.м}L_1 - G_{о.п}a - Q_н d)/L,$$

где a и d — координаты сил.

Для порожнего ковша в уравнениях принимают $Q_н = 0$, тогда

$$R_1 = [G_{б.м}(L - L_1) + G_{оп}(a + L)]/L;$$
$$R_2 = (GL_1 - G_{о.п}a)/L.$$

Нагрузки на мосты характеризуются коэффициентом распределения $K_{р.н} = R_1/R_2$, который для порожней машины должен составлять 0,67...0,82.

Расчет на устойчивость тягача, оборудованного фронтальным погрузчиком, проводят с целью определения как статической (продольной и боковой), так и динамической устойчивости.

Продольную статическую устойчивость определяют для первого случая (см. рис. 4.4.5, *а*). Она характеризуется коэффициентом продольной устойчивости [1–4]

$$W_к = R_{хс} + R_{хд} = T_н + v_р(C_о m_{пр})^{0,5}.$$

Здесь $C_о$ — приведенная жесткость погрузочного оборудования и препятствия, $C_о = C_1C_2/(C_1 + C_2)$, где $C_1 = K_ж m_{о.н}$ — жесткость погрузочного оборудования, кН/м; C_2 — жесткость препятствия, кН/м (от 2,1 для мерзлых пород до $1,3 \cdot 10^3$ для гранитного массива); $K_ж = 900...1000$ — коэффициент жесткости конструкции навесного оборудования на 1 т его массы $m_{о.н}$, кН/(м·т); $m_{пр}$ — приведенная масса погрузчика с учетом вращающихся масс двигателя и трансмиссии, т, $m_{пр} \approx m_п + 1,3 \cdot 10^{-3} J_{дв} i^2 \eta_т / r_к^2$ [здесь $m_п$ — сумма масс базовой машины ($m_{б.м}$) и рабочего оборудования ($m_{о.п}$), т; $J_{дв}$ — момент инерции вращающихся масс двигателя, кг·м^2; i — передаточное отношение трансмиссии на рабочей передаче; $r_к$ — радиус качения колеса, м; $\eta_т$ — КПД трансмиссии].

Для второго случая (рис. 4.4.5, *б*) принимают $W_к = T_н$, а вертикальную силу $R'_у = R''_у$ определяют из условия устойчивости машины при вывешивании погрузчика на передних колесах (точка *А*) и зубьях ковша:

$$R''_у = G_{б.м}L_1/L_2 = gm_{б.м}L_1/L_2,$$

где L_1 и L_2 — плечи сил.

$$\Psi_{пр} = M_у/M_о = G_{б.м}L_1/(Q_н d + G_{о.п}a) \geq 2.$$

Продольная устойчивость нарушается при продольных углах наклона, бóльших критических $a_{кр}$, при которых $M_у = M_о$.

Боковая статическая устойчивость (см. рис. 4.4.5, *в*) теряется при поперечных углах наклона, больших β (градус), при которых равнодействующая силы тяжести погрузчика с грузом в ковше ($G_{п.г} = G_{б.м} + G_{о.п} + Q_н$) выходит за ребро опрокидывания (линию, соединяющую опоры колес по одной стороне). Условия устойчивости соблюдаются, если $\beta < \operatorname{arctg} B_к/2H$, где $B_к$ — колея тягача, м; H — высота центра тяжести погрузчика с грузом, м.

Динамическая устойчивость в прямолинейном движении характеризуется величиной ускорения (замедления) при торможении на любой скорости. Применительно к рис. 4.4.5 для движения вперед величину замедления J, м/с^2, определяют по формуле

$$J = g(G_{б.м}L_1 - G_{о.п}a - Q_н d)/(G_{п.г}H).$$

Динамическая устойчивость в криволинейном движении характеризуется состоянием неустойчивого равновесия, при котором опрокидывающий момент $M_о$ от действия центробежной силы $P_ц$ (см. рис. 4.4.5, *в*) становится равным удерживающему моменту $M_у$ от силы $G_{п.г}$. Для заданного радиуса R поворота равенство $P_ц H = 0,5G_{п.г}B_к$ будет соблюдено при определенном критическом значении скорости $V_р$, м/с, движения машины на повороте:

$$V_р > (gB_к R/(2H))^{0,5}.$$

Глава 4.5
РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВТМ

4.5.1. БУЛЬДОЗЕР

Производительность бульдозера в значительной степени зависит от способа его работы. По мере срезания слоя породы и увеличения призмы волочения возрастает сопротивление перемещению бульдозера. С целью возможно более полной реализации силы тяги бульдозера не рекомендуется врезаться отвалом на постоянную глубину, а лучше в начале

цикла срезания заглублять отвал на большую глубину, чем в конце цикла срезания, т.е. работать с переменной толщиной стружки.

При работе под уклон можно срезать стружку постоянного сечения на всем пути набора породы, поскольку в этих условиях появляется некоторый резерв по мощности, а сопротивление перемещению породы впереди отвала (так же, как и сопротивление перемещению самого трактора) значительно меньше, чем при работе по горизонтали или на подъем. Обычно путь, за который бульдозер набирает породу впереди отвала, составляет 5...7 м [4].

Производительность возрастает, если одновременно работают два спаренных бульдозера, устанавливаемых один от другого на расстоянии 0,25...0,3 м (для пород категорий I и II) и до 0,5 м (для пород категории III). В этом случае почти в 2 раза уменьшаются потери породы в валиках за пределами отвала и фактически увеличивается ширина захвата, поскольку к суммарной длине двух отвалов добавляется длина расстояния между ними, в результате чего производительность повышается на 10...15 %.

В зависимости от вида работ определяют эксплуатационную производительность $Q_э$ бульдозера.

При *резании и перемещении породы* $Q_э$, м^3/ч, составляет

$$Q_э = 3600 V_в K_в K_{укл} a_п / T_ц,$$

где $V_в$ — фактический объем призмы волочения, определяемый по зависимости, м^3; $K_в$ = = 0,85...0,9 — коэффициент использования бульдозера по времени; $K_{укл}$ — коэффициент, учитывающий уклон пути (1...2,25 при уклоне 0...15 ‰; 1...0,4 при подъеме 0...15 ‰); $a_п = (1 - \beta l_п)$ — коэффициент, учитывающий просыпи породы из отвала в процессе ее перемещения на пути $l_п$ (β = 0,008...0,04); $T_ц$ — продолжительность цикла, с:

$$T_ц = l_р / v_р + l_п / v_п + (l_р + l_п) / v_о + t_с + t_о + 2t_{пов}.$$

Здесь $l_р$ и $l_п$ — длина пути соответственно при резании (6...10 м) и перемещении породы бульдозером, м; $v_р$, $v_п$ и $v_о$ — скорости трактора, м/с, соответственно при резании ($v_р$ = 0,4... 0,5), перемещении породы ($v_п$ = 0,9...1,1) и обратном ходе ($v_о$ = 1,1...5); $t_с$, $t_о$, $t_{пов}$ — время соответственно на переключение передачи (~5 с), опускание отвала (1,5...2,5 с), поворот трактора (10 с).

При *планировочных работах* $Q_{э1}$, м^2/ч, составляют

$$Q_{э1} = 3600 L(b - a) K_в / Z(L / v + t_п),$$

где L — длина планируемого участка, м; b — ширина полосы за один проход, м; a = 0,3... 0,5 — часть ширины пройденной полосы, перекрываемой при последующем смежном проходе, м; Z = 1...2 — число проходов по одному месту; v = 0,8...1,8 — рабочая скорость при планировочных работах, м/с; $t_п$ = 8 + 12 — время, затрачиваемое на повороты при каждом проходе, с.

При планировании участка длиной 30...40 м целесообразно работать без разворота трактора, что позволяет значительно сэкономить время.

4.5.2. РЫХЛИТЕЛЬ

Для рыхлителя следует выбирать схему работы с наиболее прямолинейными проходами и большими радиусами криволинейного движения, так как при работе на малых радиусах поворотов приходится полностью выглублять зубья, что снижает производительность рыхлителя.

На вязких и прочных породах, а также породах, трудно поддающихся рыхлению, для его осуществления приходится проходить по одному и тому же месту 2 раза и более.

Теоретическую производительность $Q_{т.р}$, м^3/ч, рыхлителя находят по формуле

$$Q_{т.р} = 10^{-3} v_р B h_р / Z,$$

где $v_р$ — расчетная скорость движения рыхлителя, км/ч; B — ширина (захват) слоя, разрушаемого одним или несколькими зубьями, м; $h_р$ — средняя глубина рыхления, м; Z — число проходов по одному месту.

Ширина захвата одним зубом рыхлителя

$$B = K_п[b + 2h_р \mathrm{tg}\,\psi + t(n_з - 1)],$$

где $K_п$ = (0,85...0,9) — коэффициент перекрытия; b — ширина зуба, м; ψ = 15...60° — угол скола породы, градус (большие значения для более мягких пород); t и $n_з$ — соответственно шаг, м, и число зубьев.

4.5.3. СКРЕПЕР

Техническая производительность $Q_{тех}$, м^3/ч, скрепера составляет

$$Q_{тех} = 3600EK_н/(K_рT_ц),$$

где E — геометрическая вместимость ковша, м^3; $K_н$ и $K_р$ — соответственно коэффициенты наполнения ковша ($K_н = 0{,}6...1{,}25$) и разрыхления породы; $T_ц$ — продолжительность цикла, с.

$$T_ц = 3{,}6(l_1/v_1 + l_2/v_2 + l_3/v_3 + l_4/v_4) + t_р + t_м,$$

где l_1, l_2, l_3, l_4 — длина пути соответственно заполнения, транспортирования породы, разгрузки и возврата порожнего скрепера, м; v_1, v_2, v_3, v_4 — средние скорости движения скрепера соответственно при заполнении ковша, груженого, при разгрузке и порожнего, км/ч; $t_р$, $t_М$ — затраты времени соответственно на развороты и маневрирование скрепера, с.

Путь набора породы скрепером

$$l_1 = EK_нK_п/(0{,}7Bt_cK_р),$$

где $K_п = 1{,}2...1{,}5$ — коэффициент, учитывающий потери породы на призму волочения и боковые валики; B — ширина ковша, м; $t_с$ — средняя толщина стружки, м.

Производительность скрепера с элеваторной загрузкой определяют по формуле

$$Q_{тех} = 3600EK_н/(K_рT_ц)$$

при $K_н = 1$.

Время наполнения t_1, с, скрепера вычисляют по формуле

$$t_с = T_ц = E/(B_ch_c\varphi_cK_cv_c),$$

где $B_с$ и $h_с$ — соответственно ширина и высота скребка, м; $\varphi_с = 0{,}8...0{,}9$ — коэффициент заполнения межскребкового расстояния; $K_с$ — коэффициент, учитывающий угол наклона элеватора; $v_с$ — скорость цепи элеватора, м/с.

4.5.4. ОДНОКОВШОВЫЕ ПОГРУЗЧИКИ

Техническая производительность $Q_{тех}$, т/ч, одноковшового погрузчика при выполнении погрузочно-разгрузочных работ определяют по формуле

$$Q_{тех} = 3600\gamma K_н/[3{,}6(l_к + S_2)/v_р + D_к^2(h_хK_з + h)/20П_тη_{об} + 3{,}6S_1/v_х + t_о + t_п],$$

где γ — плотность породы, т/м^3; $K_н$ — коэффициент наполнения ковша; $l_к$ — глубина днища ковша, м; S_1 и S_2 — расстояние соответственно при отходе машины для разгрузки ковша и при возвращении к штабелю, м; $v_р$ и $v_х$ — скорости соответственно внедрения ковша в штабель и обратного холостого хода, км/ч; $D_к$ — диаметр гидроцилиндра поворота ковша, см; $П_т$ — теоретическая подача насосов, л/мин; $η_{об}$ — объемный КПД; $h_х$ и h — ходы штока гидроцилиндра ковша соответственно из положения внедрения до запрокинутого положения и полный, см; $K_з \geq 2$ — коэффициент замедления заполнения ковша; $t_о$ — время маневрирования транспорта, с (при челночном способе 5...6 с, с поворотом — равно нулю); $t_п$ — время переключения передач и золотников гидрораспределителя, с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Базанов А.Ф., Забегалов Г.В.** Самоходные погрузчики. М.: Машиностроение, 1989. 234 с.

2. **Бульдозеры** и рыхлители / Б.З. Захарчук, Н.В. Суринов. М.: Машиностроение, 1987. 297 с.

3. **Ковшовые** погрузочно-транспортные машины / П.А. Корляков, Г.С. Кордюков, Ю.Н. Павлов, Г.А. Рожков. М.: Недра, 1990. 200 с.

4. **Подэрни Р.Ю.** Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2003. 606 с.

5. **Трубецкой К.Н.** Технология применения и параметры карьерных погрузчиков. М.: Недра, 1985. 274 с.

6. **Трубецкой К.Н., Леонов Е.Р., Панкевич Ю.Б.** Комплексы мобильного оборудования на открытых горных работах. М.: Недра, 1990. 391 с.

Раздел 5
МАШИНЫ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

Гидромеханизация (от греч. hydor — вода и mechane — орудие, машина) — способ механизации горных и земляных работ, при котором все или основная часть технологических процессов осуществляется энергией потока воды [7]. На открытых работах использование энергии воды для строительных и горных работ было известно около 2000 лет назад.

Так, в I в. до н.э. воду применяли при разработке на золотоносных и оловосодержащих россыпях. В дальнейшем энергия потока воды служила для проходки каналов, траншей, создания оросительных систем. В России впервые энергия напорной струи воды была использована в 1830 г. для добычи золота на Урале. Разработку золотосодержащих песков проводили за счет естественного напора воды. Трудами русских ученых (П.П. Мельникова в 1840-х гг., И.А. Тиме в конце XIX в. и др.) были установлены теоретические основы гидромеханизации.

Гидромеханизированный карьер — это горное предприятие, на котором проводят вскрышные и добычные работы или только добычные средствами гидромеханизации. Могут быть два основных способа механизации вскрышных и добычных работ на гидромеханизированном карьере:

1) с помощью гидромониторно-землесосных установок;

2) посредством плавучих землесосных снарядов.

Гидромеханизация значительно упростила технологические процессы добычи песка, гравия и глины, позволив попутно обогащать и классифицировать сырье.

На разработке необводненных месторождений полезных ископаемых в соответствии с группой разрабатываемых пород используют, как правило, гидромониторно-землесосные установки. Основными средствами гидромеханизации при этом являются: гидромониторы, грунтовые и водяные насосы, трубы.

На разработке обводненных месторождений полезных ископаемых исходя из группы разрабатываемых пород применяют несамоходные плавучие землесосные снаряды и трубы.

Глава 5.1
ГИДРОМОНИТОРЫ

Гидромонитор (от греч. hydor — вода и англ. monitor — водомет) — устройство для создания водяных струй и управления их полетом, предназначенное для гидроотбойки и размыва горных пород [7].

Размыв породы струей воды гидромонитора является одним из важнейших элементов гидравлической разработки месторождений. Исследованиями и опытным путем установлено, что производительность разработки зависит от качества гидромониторной струи.

Основное назначение струй в гидромеханизации — разрушение грунтов, различных горных пород и залежей полезных ископаемых. Гидравлические струи для гидромеханизации создаются гидромониторами. Окончательное формирование струи в гидромониторе осуществляется насадкой — коротким коноидальным патрубком, закрепляемым на конце ствола гидромонитора. Качество и структура гидромониторной струи зависят от давления перед гидромониторной насадкой, диаметра выходного сечения насадки, профиля насадки, качества ее обработки и условий подвода воды к насадке.

5.1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для разработки месторождений применяют гидромониторные струи больших диаметров (50...200 мм) при выходе из насадки с напором воды перед ней 20...180 м.

С учетом конструктивных особенностей гидромониторы разделяют следующим образом [10, 11]: по способу управления — на управляемые вручную и дистанционно; по условиям работы — на гидромониторы дальнего (рис. 5.1.1) и ближнего боя; по рабочему давлению — на низко- (давление до 1,5 МПа), средне- (1,5...5 МПа) и высоконапорные (> 5 МПа) (табл. 5.1.1).

В настоящее время на предприятиях гидротехнического строительства и горнодобывающей промышленности созданы высокопроизводительные гидромониторы с дис-

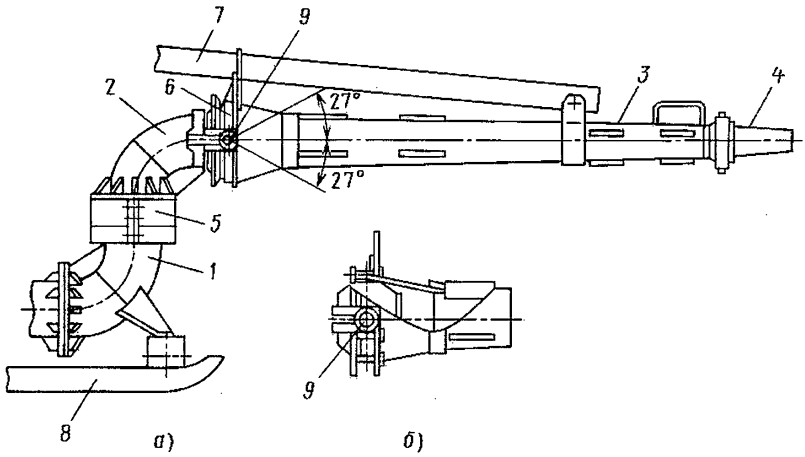


Рис. 5.1.1. Гидромонитор дальнего боя с ручным управлением:
а — общая схема; *б* — шарнир; *1*, *2* — нижнее и верхнее колена; *3* — ствол; *4* — насадка; *5*, *6* — шарниры; *7* — водило; *8* — сани; *9* — шаровой шарнир

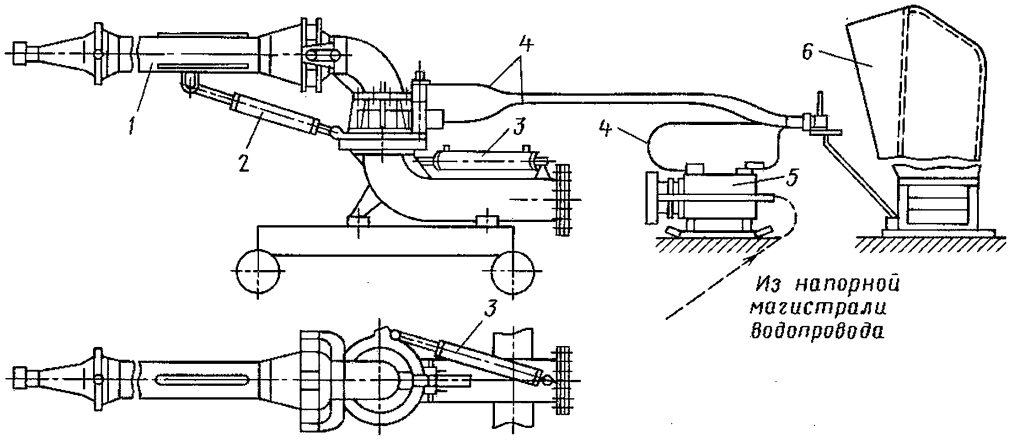


Рис. 5.1.2. Гидромонитор ГМД-250 с гидравлическим дистанционным управлением:
1 — гидромонитор; *2*, *3* — гидроцилиндры; *4* — рукава; *5* — насосная станция; *6* — кабина

танционным электрическим управлением: ГМД-250 (рис. 5.1.2); ГМ-350 (КУГУ-350); ГМ-500 (КУГУ-500); ГМСД-300; ГМСДШ-300; ГМСДШ-500 и др.

Гидромониторы установлены на самоходном (ГМСД-300, ГМСД-500) и самоходном шагающем ходу [ГМСДШ-300 (рис. 5.1.3), ГМСДШ-500].

5.1.2. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ГИДРОМОНИТОРОВ

Гидромонитор ГМН-350 представляет собой установку, смонтированную на ходовой раме (рис. 5.1.4). Гидромонитор состоит из нижнего (неподвижного) *3* и верхнего (подвижного) *2* колен и ствола *5* с комплектом сменных насадок *1*, из которых вода под давлением до 0,2 МПа подается в забой. Для перемещения ствола в вертикальной и горизонтальной плоскостях предусмотрены механизмы подъема *6* с гидравлическим приводом и поворота *4* с электромеханическим приводом. Управление гидромонитором дистанционное (расстояние до пульта управления 50 м). Рама гидромонитора представляет собой металлоконструкцию,

5.1.1. Технические характеристики гидромониторов

Показатель	Гидромониторы											
	ГДУ-250	ГМН-250	ГМН-250С	ГМЦ-250	ГМДУЭГ-250	ГМП-250	ГМД-250	ГМСД-300	ГМД-300	ГМДУ-300	ГМН-350	ГМ-350
Рабочее давление у насадки, МПа	1,0	1,5		1,6		2,0	2,5	1,0	1,5		1,6	
Диаметр входного отверстия, мм	250							300			350	
Расход воды, $м^3/ч$	1600	–	До 1530	До 800	До 2340	До 2000	До 2750	До 2920	До 4000	До 3800	До 4500	4500
Угол поворота, град:												
в горизонтальной плоскости	100	360						–	330	360	270	180
вверх	32		27	35	30	27	30		40	27	26	
вниз	28	18	27	30		27	30		20	27	10	
Диаметр сменных насадок, мм	50; 65; 75; 90; 100	51; 63; 76; 89	50; 70; 90; 100; 150	51; 63; 76; 89; 100	75; 90; 100; 110; 125	80; 100; 110;125		100; 115; 125; 140	125; 140; 150	100; 115; 125; 140	150; 160; 165; 175	125; 150; 165;190
Габаритные размеры, мм:												
длина	4165	2528	3200	3460	1448	4048	4420	9000		5625	6870	
ширина	1500	–	570	1860	1250	690	2190	2105	–	2465	2247	–
высота	1120		1460	1400	1600	1378	1640	2200		2680	2950	
Управление[1]	Д	Р			Д	Р	Д					
Масса, кг	1013	182	196	445	1080	318	1035	1013	182	196	445	1080

[1] Д — дистанционное; Р — ручное управление.

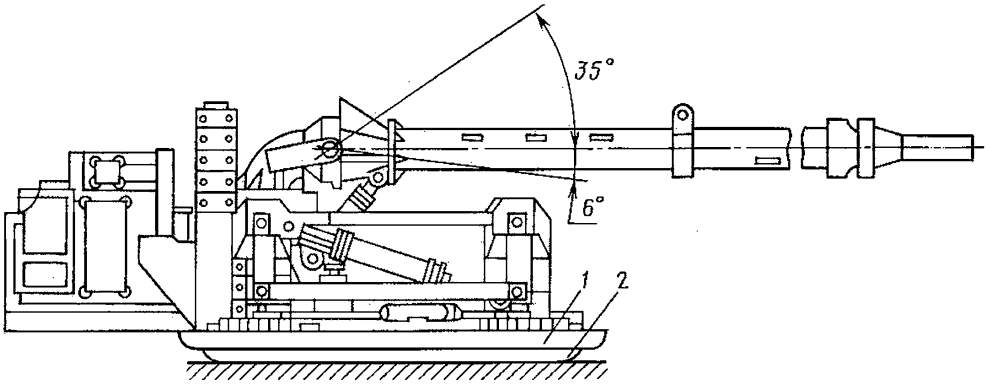


Рис. 5.1.3. Самоходный гидромонитор ГМСШД-300 на шагающем ходу:
1 — шагающее ходовое устройство; *2* — база

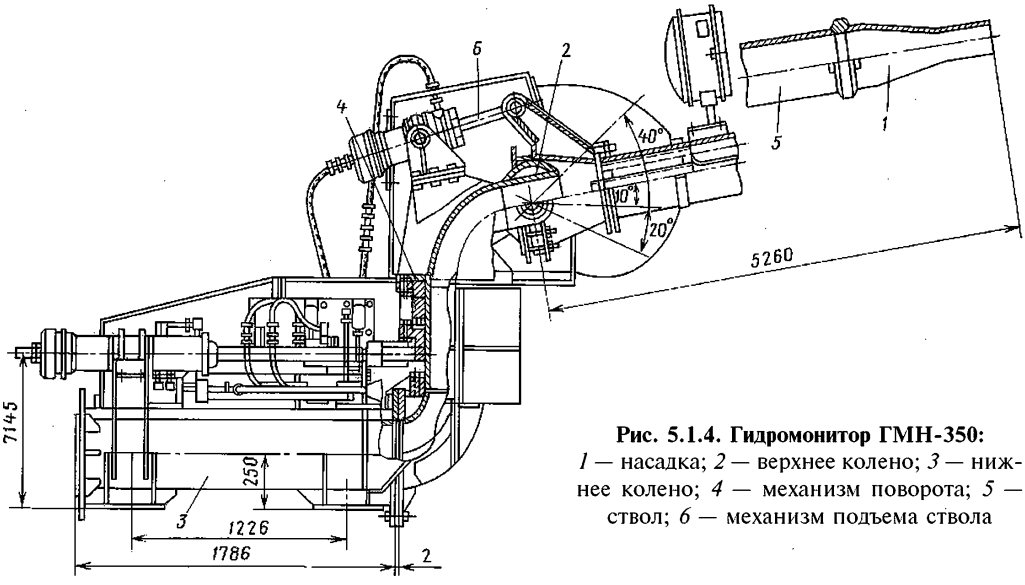


Рис. 5.1.4. Гидромонитор ГМН-350:
1 — насадка; *2* — верхнее колено; *3* — нижнее колено; *4* — механизм поворота; *5* — ствол; *6* — механизм подъема ствола

опирающуюся на полозья, которые обеспечивают перемещение гидромонитора с одной рабочей позиции на другую. В комплект входят пять сменных насадок с внутренним диаметром на выходе 150, 155, 160, 165, 175 мм [1].

Гидромонитором управляют с пульта при визуальном наблюдении. Насадки обеспечивают окончательное формирование водяной струи гидромонитора. Для эффективного формирования и создания большей скорости вылета струи применяют конические сходящиеся насадки с цилиндрическим участком на конце (табл. 5.1.2).

5.1.2. Размеры насадок

Диаметр насадки $d_н$, мм	Угол конусности, град	Длина цилиндрического участка, мм	Общая длина насадки, мм
50	13	50	395
62,5		65	380
76,5		75	360
90		90	420
100		100	
125	10,5	320	730
140	8,5	310	718

5.1.3. ИМПУЛЬСНЫЕ ВОДОМЕТЫ

Исследования эффективности импульсных струй при разрушении горных пород показали, что импульсные струи обеспечивают повышение эффективности подрезки уступов. Удельная энергоемкость разрушения импульсными струями меньше, чем непрерывными струями.

Наиболее простым способом получения импульсных струй является перекрытие большего сечения ствола монитора. В момент мгновенного перекрытия части большего сечения происходят торможение жидкости и повышение давления в зоне торможения, что приводит к увеличению скорости течения через малое сечение.

На этом принципе основаны гидромониторные насадки конструкции А.В. Бричкина, В.Б. Потоцкого, В.С. Бондаревского и В.Д. Мороза (рис. 5.1.5) [4]. Выходное сопло данных насадок выполнено в виде двух образующих кольцевой канал соосно расположенных патрубков. На внутреннем патрубке установлен клапан, периодически перекрывающий кольцевой канал, вследствие чего скорость потока замедляется, что приводит к возникновению гидравлического удара, сопровождающегося резким повышением давления и истечением жидкости через центральный патрубок с большой скоростью. Этот принцип положен также в основу гидроимпульсатора (рис. 5.1.6).

Импульсный водомет (рис. 5.1.7) работает следующим образом [2]. Через отверстие *12* ресиверы заполняют сжатым воздухом, давление которого определяется параметрами водомета. Поршень *7* отходит в крайнее правое положение, показанное пунктиром. С поступлением через патрубок *9* в водомет воды поршень начинает отодвигаться в левое исходное положение, сжимая воздух в ресиверах. Дойдя до крайнего положения, поршень нажимает на выступающий шток золотника *4*, который приводит в движение системы автоматического управления заглушкой *11*. При этом последняя открывается, а полость цилиндра соединяется с атмосферой.

Под действием сжатого в ресиверах воздуха поршень разгоняется и его шток *8*, двигаясь по стволу *2*, выталкивает воду через насадку *3*, произведя действие, называемое «*выстрелом*». Чтобы поршень при выстреле не ударил в насадку, предусмотрено тормозящее устройство, основанное на создании сопротивления выходу части воды из узких отверстий при входе штока поршня в полость ствола. По окончании цикла водомет начинает работать в автоматическом

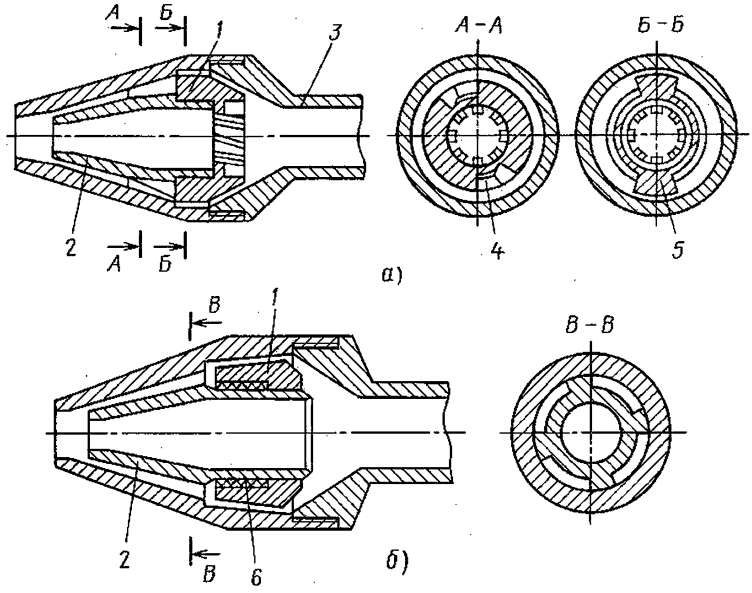


Рис. 5.1.5. Насадки конструкции А.В. Бричкина, В.Б. Потоцкого, В.С. Бондаревского, В.Д. Мороза: *а* — с клапаном-турбинкой; *б* — с пружинным клапаном; *1* — клапан; *2* — патрубок; *3* — осевая труба; *4* — пазовое отверстие; *5* — выступы; *6* — пружина

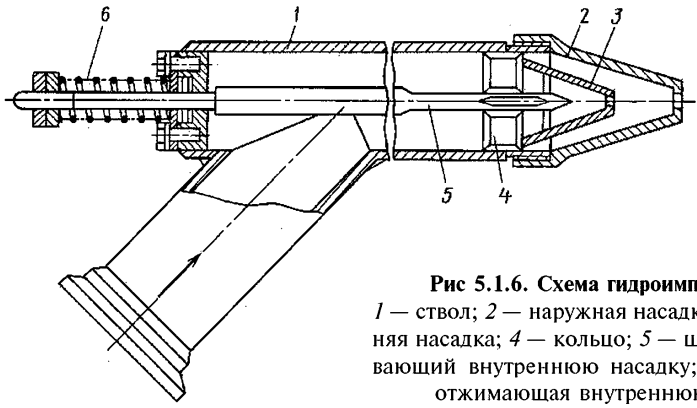


Рис 5.1.6. Схема гидроимпульсатора:
1 — ствол; *2* — наружная насадка; *3* — внутренняя насадка; *4* — кольцо; *5* — шток, поддерживающий внутреннюю насадку; *6* — пружина, отжимающая внутреннюю насадку

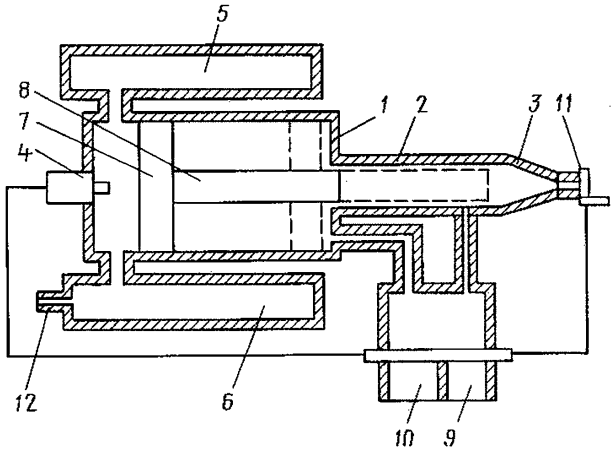


Рис. 5.1.7. Схема импульсного водомета:
1 — цилиндр; *2* — ствол; *3* — коническая насадка; *4* — золотник; *5*, *6* — ресиверы; *7* — поршень; *8* — шток; *9*, *10* — патрубки; *11* — заглушка; *12* — отверстие

режиме. Частота выстрелов зависит от производительности насоса, подающего воду (100 и более выстрелов в минуту).

На принципе использования энергии гидравлического удара в Карагандинском политехническом институте разработана конструкция двухствольного импульсного гидромонитора. В основе получения импульсных водяных струй сверхвысокого давления лежит инерционный метод получения импульсных струй посредством импульсных водометов.

Принцип работы импульсного водомета состоит в следующем. Некоторый объем воды разгоняют в стволе цилиндрической формы до определенной скорости и направляют в насадку с внутренней конической поверхностью. Без учета энергетических потерь скорость выброшенной в виде импульса водяной струи определится условием неразрывности.

Скорость, м/с, импульсной водяной струи, выбрасываемой из насадки импульсного водомета, вычисляют по формуле

$$v_н = \sqrt{\frac{2p_0 D_п^2 D_н \left(1 + \dfrac{6L_п \operatorname{tg}\dfrac{\alpha}{2}}{D_н}\right)}{\rho d_1^3 \left[3 - \dfrac{4d_1}{D_н} + \dfrac{24\operatorname{tg}\dfrac{\alpha}{2}(M+m)}{\pi\rho_0 D_н^3}\right]}},$$

где $L_п$ — длина разгона поршня; α — угол конусности насадки; p_0 — давление воздуха перед

началом разгона поршня; $D_п$ — диаметр поршня; $D_н$ — диаметр входного сечения насадки; ρ и $ρ_0$ — соответственно плотность породы и воды; d_1 — диаметр выходного сечения насадки; M — масса поршня; m — масса воды.

5.1.4. РАСЧЕТ ГИДРОМОНИТОРОВ

Эффективность гидравлического разрушения пород зависит прежде всего от давления струи гидромонитора на забой и характеристики размываемых пород. Поэтому расчет начинают с установления величины этого давления. В общем виде может быть рекомендована такая его последовательность.

Большую роль в формировании структуры струи играет воздух. Чем меньше диаметр струи, тем больше ее относительная поверхность и тем сильнее воздух влияет на ее движение. При повышенных скоростях струй обмен между воздушной средой и жидкостью струи становится активным, воздух в большом количестве вовлекается в движение и влияние его на состояние струи становится настолько значительным, что струи высоких и сверхвысоких давлений быстро распадаются в воздухе.

Струи низкого давления в гидромеханизации применяют для разработки несвязных грунтов и для смыва насыпных материалов. Струи среднего давления составляют основную категорию гидромониторных струй при выполнении земляных и в редких случаях горных работ. Скорость на поверхности этих струй такова, что сила трения струи о воздух оказывается преобладающей над силой поверхностного натяжения. На поверхности тангенциального разрыва образуются вихри, биение которых заметно в дымке, окружающей струю. Дымка представляет собой водную пыль, находящуюся в вихревом движении.

К основным параметрам, определяющим эффективность гидравлической разработки, относят осевое динамическое давление струи на забой, диаметр насадки гидромонитора, высоту разрабатываемого уступа, ширину забоя.

Для гидромониторов с расходом воды до 2000 м^3/ч оптимальные условия работы создают при высоте уступа 10...18 м, а для мощных гидромониторов — 20...40 м. Как правило, оптимизацию высоты уступа проводят только при гидровскрышных работах, когда мощность вскрыши составляет 20...30 м и более. В остальных случаях высоту уступа определяют по условиям разработки.

В соответствии с породами, подлежащими размыву, устанавливают оптимальное осевое динамическое давление струи на забой. Для плотного суглинка оно равно 0,63... 0,68 МПа, плотных трудноразмываемых глинистых пород — 0,8 МПа, полускальных пород — 0,87 МПа. По оптимальному осевому динамическому давлению находят необходимый удельный расход напорной воды (табл. 5.1.3) и рассчитывают расход воды, обеспечивающий заданную производительность объекта по горной массе.

При давлении перед насадкой порядка 60 МПа и выше скорость истечения жидкости становится равной или большей по значению, чем скорость распространения звука в воздухе. При подобной скорости возникают особые явления, такие как разрыв сплошности подтекающего к струе воздуха и образование в связи с этим вакуумных областей. Условия турбулентного перемешивания в толще струи изменяются. Струи высокого и сверхвысокого давления обладают огромной разрушительной силой. Они режут твердые (изверженные) породы и даже сталь.

Струи высокого и сверхвысокого давления применяют при добыче полезных ископаемых гидравлическим способом и в других случаях, когда возникает необходимость разрушения очень крепких пород. Диаметр струи на всем протяжении начального участка, т.е. от выхода из насадки до конца ядра, можно принимать одинаковым и равным диаметру выходного отверстия насадки $d_о$. Далее диаметр струи начинает увеличиваться.

Длину начального участка струи определяют по формуле

$$l_0 = 145 d_о,$$

где $d_о$ — диаметр насадки, м.

Высота и дальность полета гидромониторных струй имеют большое практическое значение при определении местоположения гидромонитора в карьере по отношению к забою.

Высоту подъема направленной вверх струи без учета сопротивления воздуха находят по выражению

$$H_п = \frac{v_0^2}{2g},$$

где v_0 — скорость струи у выхода из насадки, м/с,

$$v_0 = φ\sqrt{2gH_0},$$

5.1.3. Удельные расходы воды, напоры и уклоны площадок уступа по нормативам

Группа грунтов	Грунты	Высота забоя, м											
		3...5			5,1...15			> 15					
		Удельный расход воды, $м^3/м^3$	Напор		Минимально допустимый уклон, ‰	Удельный расход воды, $м^3/м^3$	Напор		Минимально допустимый уклон, ‰	Удельный расход воды, $м^3/м^3$	Напор		Максимально допустимый уклон, ‰
			м	$Н/м^2$			м	$Н/м^2$			м	$Н/м^2$	
I	Предварительно разрыхленные, неслежавшиеся	5	30	$29,4 \cdot 10^4$	2,5	4,5	40	$39,2 \cdot 10^4$	3,5		50	$49,0 \cdot 10^4$	4,5
II	Пески мелкозернистые и пылеватые	6				5,4			3,5	4			4,5
	Супеси легкие				1,5				2,5				3
	Лёсс рыхлый		40	$39,2 \cdot 10^4$	2		50	$49,0 \cdot 10^4$	3		60	$58,9 \cdot 10^4$	4
	Торф разложившийся				–				2,5				–
III	Пески средне- и разнозернистые	7	30	$29,4 \cdot 10^4$	3	6,3	40	$39,2 \cdot 10^4$	4	5	50	$49,0 \cdot 10^4$	5
	Супеси тяжелые		40	$39,2 \cdot 10^4$	1,5		50	$49,0 \cdot 10^4$	2,5		60	$58,9 \cdot 10^4$	3
	Суглинки легкие		60	$58,9 \cdot 10^4$			60	$58,9 \cdot 10^4$	2,2		70	$68,6 \cdot 10^4$	
	Лёсс плотный		50	$49,0 \cdot 10^4$	2		70	$68,6 \cdot 10^4$	3		80	$78,5 \cdot 10^4$	4
IV	Пески крупнозернистые	9	30	$29,4 \cdot 10^4$	4	8,1	40	$39,2 \cdot 10^4$	5	7	50	$49,0 \cdot 10^4$	6
	Супеси тяжелые		50	$49,0 \cdot 10^4$	1,5		60	$58,9 \cdot 10^4$	2,5		70	$68,6 \cdot 10^4$	3
	Суглинки средние и тяжелые		70	$68,6 \cdot 10^4$			80	$78,3 \cdot 10^4$			90	$88,0 \cdot 10^4$	
	Глины текучие тощие												
V	Песчано-гравийные	12	40	$39,2 \cdot 10^4$	5	10,8	50	$49,0 \cdot 10^4$	6	9	60	$58,9 \cdot 10^4$	7
	Глины полужирные		80	$78,3 \cdot 10^4$	2		100	$98,0 \cdot 10^4$	3		120	$118,0 \cdot 10^4$	4
VI	Песчано-гравийные	14	50	$49,0 \cdot 10^4$	5	12,8	60	$58,9 \cdot 10^4$	6	10	70	$68,6 \cdot 10^4$	7
	Глины полужирные		100	$98,0 \cdot 10^4$	2,5		120	$118,0 \cdot 10^4$	3,5		140	$137,0 \cdot 10^4$	4,5

где g — ускорение свободного падения (g = = 9,81 м/с^2); φ — коэффициент скорости, принимаемый равным 0,92...0,96; H_0 — необходимый напор на насадке гидромонитора, м вод. ст.

Диаметр насадки, м,

$$d_н = (0{,}52...0{,}55)\sqrt{\frac{Q_{в.с}}{\sqrt{H_0}}},$$

где $Q_{в.с}$ — расход воды через насадку (подача насосной станции), м^3/с.

В соответствии с полученным значением $d_н$ насадку подбирают из числа стандартных диаметров $d_{ст}$.

Протяженность компактной части струи, м, определяют по формуле

$$L_н = \beta H_п,$$

где β = 0,75...0,85.

При размыве грунтовых массивов большой мощности (например, при вскрышных работах) высота разработки может быть >100 м. В таком случае разработку следует вести уступами; высоту уступа обычно принимают в пределах 20...35 м. При этом ствол гидромонитора, как правило, расположен горизонтально или приподнят. Горизонтальную дальность полета струи находят по формуле

$$L_г = \frac{v_0^2}{2g}\sin 2\alpha,$$

откуда видно, что максимальная теоретическая дальность полета струи достигается при наклоне ствола гидромонитора к горизонту под углом α = 45° (в действительности из-за влияния воздуха принимают α = 30...35°).

Целесообразно располагать гидромонитор как можно ближе к забою. Неэффективно размывать грунт разрушенной частью струи. Необходимо стремиться к тому, чтобы струя достигала разрабатываемого массива своей компактной частью.

Размываемый гидромониторной струей грунтовый или горный массив является трудной преградой для струи, на разрушение которой расходуется ее энергия, при этом струя полностью распадается и представляет собой поток капелек в воздухе.

Каждая категория грунта и породы требует для своего эффективного размыва более или менее определенного оптимального значения удельных давлений струи и удельных расходов воды. В табл. 5.1.4 приведены водопроизводи-

5.1.4. Водопроизводительность гидромониторов, м^3/ч

Напор перед насадкой, м	Скорость струи при вылете из насадки, м/с	Диаметр насадки, мм								
		50	62,5	75	87,5	100	125	150	175	200
10	13,3	96	148	212	288	378	602	893	1153	1593
20	18,8	133	209	294	407	537	840	1207	1620	2125
30	23,1	166	256	368	504	656	1027	1477	1980	2575
40	26,6	191	292	425	576	756	1188	1703	2225	2850
50	29,6	212	328	475	648	846	1115	1890	2530	3310
60	32,6	230	360	522	702	925	1440	2070	2770	3710
70	35,2	248	389	558	760	1010	1548	2250	2835	4015
80	37,6	266	414	594	817	1073	1657	2412	3205	4250
90	39,9	284	439	630	868	1134	1764	2598	3420	4500
100	42,1	299	464	666	915	1195	1854	2685	3600	4720
110	44,2	313	486	702	959	1258	1940	2810	3745	4940
120	46,2	328	508	731	1000	1310	2027	2930	3910	
130	48,0	339	529	760	1044	1365	2110	3053	4050	–
140	49,8	349	547	787	1080	1420	2188	3168	–	
150	51,6	360	565	817	1116	1470	2267	3278		

тельность гидромониторов (при различных диаметрах насадок) и скорость струи при вылете из насадки в зависимости от напора перед насадкой.

Оптимальным принимают то давление, при котором требуется минимальное количество воды на разработку 1 м^3 грунта.

Потери напора в гидромониторе

$$h_т = h_к + h_н,$$

где $h_к$ — потери напора в коленах и шарнирах, м вод. ст.,

$$h_к = k_{п.н} + Q^2_{в.с}$$

[здесь $k_{п.н}$ — коэффициент потерь напора в гидромониторе ($k_{п.н} \approx 14$)]; $h_н$ — потери напора в насадке, м вод. ст.,

$$h_н = 0{,}06\frac{V_о^2}{2g}$$

или

$$h_н = 0{,}00493\frac{Q^2_{в.с}}{d^4_{ст}}.$$

Для размыва пород заданной категории (определенных физических свойств) подбирают наиболее отвечающий условиям работы тип гидромонитора. По диаметру насадки и типу гидромонитора можно установить параметры забоя.

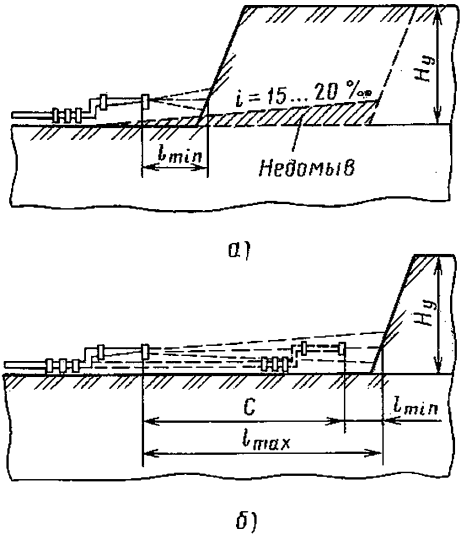


Рис. 5.1.8. Схема к определению минимального (*а*) и максимального (*б*) расстояний гидромонитора от забоя:

С — шаг передвижки гидромонитора

Минимальное l_{min} и максимальное l_{max} расстояния (рис. 5.1.8) от гидромонитора до забоя находят исходя из высоты уступа и диаметра насадки.

Минимальное расстояние, м, от гидромонитора до забоя

$$l_{min} = \alpha H_у,$$

где α — коэффициент приближения гидромонитора к забою (при ручном управлении гидромонитором α = 0,8...1,1, при дистанционном 0,3...0,4); $H_у$ — высота разрабатываемого уступа, м.

При боковом размыве l_{min} можно уменьшить на 20...25 % при ручном управлении гидромонитором.

Максимальное расстояние, м, определяют по длине основного участка струи:

$$l_{max} = 0{,}4d_{ст} \text{ или } l_{max} = 0{,}4H_у,$$

где $d_{ст}$ — диаметр стандартной насадки, м.

Шаг передвижки, м, гидромонитора

$$a_г = l_{max} - l_{min}.$$

Считая l_{max} и $H_у$ постоянными, исследуют функцию на экстремум по $a_г$:

$$a_{опт} = \frac{1}{4}(\sqrt{8l^2_{max} + H^2_у} - 3H_у).$$

Трудоемкость и продолжительность перестановки гидромонитора определяют в соответствии с нормативами в зависимости от его типа. Для установки гидромонитора массой до 0,5 т с помощью трактора затрачивается 2 ч, посредством ручной лебедки — 2,6 ч. При хорошо организованной работе суммарные затраты времени на демонтаж, перестановку и монтаж гидромонитора не должны превышать 4...5 ч.

Объем породы, м^3, разрабатываемой с одной стоянки (позиции) гидромонитора,

$$W_о = A_г a_г H_у,$$

где $A_г$ — ширина заходки (*заходка* — породная полоса в пределах определенного участка развала или массива уступа, отрабатываемая за один полный технологический цикл оборудования) гидромонитора, м,

$$A_г = 2\sqrt{l^2_{max} - (H_у + a_г)^2}.$$

Продолжительность, ч, одного цикла гидромониторного размыва

$$t = \frac{W_o}{Q_{э.г}} + t_д + t_п + t_м,$$

где $Q_{э.г}$ — эксплуатационная производительность гидромонитора по размыву породы, м^3/ч; $t_д$, $t_п$ и $t_м$ — продолжительность соответственно демонтажа, перестановки и монтажа гидромонитора, ч.

Число одновременно действующих гидромониторов устанавливают после определения необходимого диаметра насадки. Когда расчетное значение последнего больше стандартного, его подбирают с таким расчетом, чтобы оно было примерно кратным $d_н$. Исходя из этого, находят число одновременно действующих гидромониторов.

Движение гидросмеси от забоя до зумпфа (*зумпф* — это углубление на площадке уступа, в которое поступает пульпа от забоя, иначе аккумулирующая емкость, где собирается вода, уголь или порода для всасывания и перекачки их землесосом) происходит по уклону, создаваемому в процессе ведения горных работ. Технологические схемы гидромониторного размыва приведены на рис. 5.1.9.

При движении от забоя к зумпфу гидросмесь стремится стекать рассредоточенными потоками, имеющими небольшую глубину. Рассредоточенный поток не в состоянии перемещать крупные куски грунта, и они остаются на подошве забоя. В результате происходит уменьшение уклона и скорости потока, что приводит к резкому снижению транспортирующей способности потока. В подошве забоя из потока начинают откладываться даже мелкие частицы грунта, и наблюдается замыв рабочей площадки.

Для предотвращения этого необходимо, чтобы поток пульпы был сосредоточенным, а уклоны подошвы забоя обеспечивали необходимые скорости движения, при которых потоком перемещалось наибольшее количество грунта. Создание сосредоточенного потока достигается путем устройства в подошве рабочей площадки забоя пульпоотводной канавы, располагаемой обычно так, чтобы обеспечить транспортирование пульпы по наикратчайшему пути от забоя до зумпфа.

При работе в забое нескольких гидромониторов целесообразно, чтобы потоки пульпы от каждого гидромонитора объединялись в единый поток и попадали в пульпоотводную канаву на возможно близком расстоянии от места размыва грунта в забое.

Устройство пульпоотводных канав обычно выполняется струей гидромонитора, экскаватором или бульдозером.

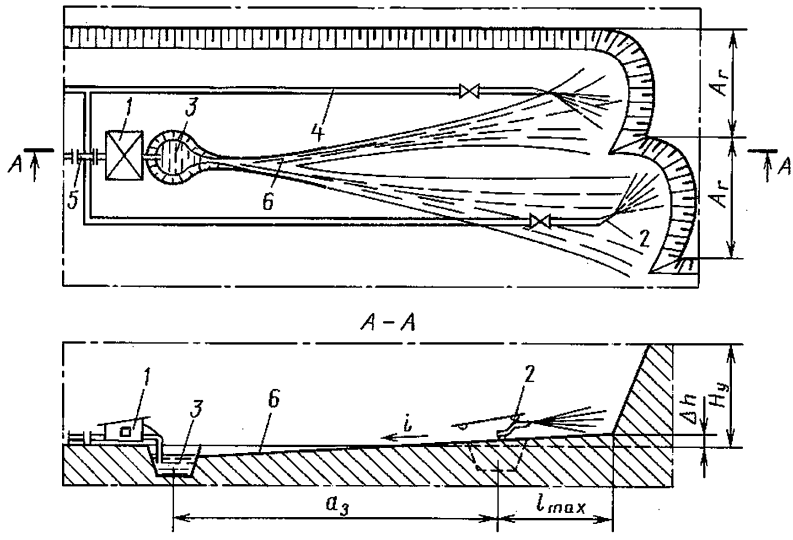


Рис. 5.1.9. Схема гидромониторной разработки вскрышных пород:
1 — землесосная станция; *2* — гидромонитор; *3* — зумпф; *4* — водовод; *5* — пульпопровод; *6* — пульпоотводная канава; $a_з$ — шаг передвижки забойной землесосной установки; l_{max} — максимальное расстояние от гидромонитора до забоя уступа; $A_г$ — ширина заходки гидромонитора; Δh — высота недомыва; $H_у$ — высота разрабатываемого уступа

Уклон канавы так же, как и подошвы рабочей площадки забоя, зависит от типа разрабатываемого грунта и содержания крупных частиц. Чем крупнее грунт, тем больше должен быть уклон канавы и площадки. Уклон канавы и площадки зависит также от расхода пульпы и содержания в ней грунта. С увеличением расхода пульпы густой консистенции необходимы бóльшие уклоны, чем при транспортировании жидкой пульпы.

При изменении высоты уступа изменяются и минимально допустимые уклоны площадок уступа. Это объясняют тем, что с увеличением высоты уступа уменьшаются удельные расходы воды на размыв грунта и, таким образом, повышается консистенция пульпы, в результате чего транспортирующая способность потока снижается и для поддержания ее необходимо увеличение уклонов пульпоотводной канавы.

С увеличением уклонов повышается и производительность смыва грунта. Однако в этом случае резко возрастает объем недомыва (см. рис. 5.1.8 и 5.1.9), поэтому при отсутствии попутных уклонов скорость потока нельзя повышать путем увеличения уклона сверх минимально допустимого [5]. Особенно это недопустимо при проведении профильных выработок.

Повышать скорость потока целесообразно следующим образом:

– собирать в один сосредоточенный поток пульпу, стекающую от забоя;

– не допускать засорения канавы крупными камнями, корнями растений и т.п.;

– периодически прочищать канаву струей гидромонитора с целью поддержания необходимого уклона.

Высота уступа оказывает большое влияние на эффективность разработки грунта: с увеличением высоты уступа повышается интенсивность размыва, снижается удельный расход воды, возрастает объем смыва грунта с одной стоянки гидромонитора. Однако по условиям безопасности в соответствии с Едиными правилами безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом высота уступа не должна превышать 30 м.

Рабочий угол откоса уступа высотой до 20 м из однородных необводненных грунтов при оползневом характере обрушения по поверхности скольжения, близкой к цилиндрической, составляет для грунтов: глинистых 60...75°, суглинистых 55...70°, песчаных 50...60°.

По мере разработки заходки блоками гидромонитор периодически перемещают к забою на расстояние, равное шагу передвижки.

Шаг передвижки гидромонитора, м,

$$C = \frac{\Delta h}{i},$$

где Δh — высота недомыва, м; i — уклон подошвы забоя, ‰.

Наибольшая высота недомыва Δh при разработке профильных выемок не должна превышать 1,5...2 м. Недомыв грунта перед передвижкой установки зачищают бульдозером или экскаватором и смывают в зумпф (рис. 5.1.9).

Объем недомыва, м^3,

$$W_{\text{н}} = 0{,}5\frac{Ci}{H_{\text{у}}}W_{\text{о}}.$$

Обычно шаг передвижки составляет 50... 75 м для песчаных и 100...150 м для глинистых грунтов. Передвижка гидромонитора должна быть частой, но расстояние передвижки должно составлять ≥ 6 м, т.е. быть кратным длине звена трубы.

Уклоны пульпоотводных канав i принимают в зависимости от типа разрабатываемого грунта и водопроизводительности гидромонитора (см. табл. 5.1.3).

Гидравлическим расчетом гидромонитора определяют:

– скорость, м/с, вылета струи из насадки

$$v_{\text{с}} = \varphi\sqrt{2gH_{\text{н}}};$$

– расход, м^3/с, воды через насадку

$$Q_{\text{в}} = \mu\omega\sqrt{2gH_{\text{н}}};$$

– диаметр, м, насадки

$$D = \sqrt{\frac{1{,}27Q_{\text{в}}}{\mu v_{\text{с}}}} = 0{,}55\sqrt{\frac{Q_{\text{в}}}{H_{\text{н}}}},$$

где $\varphi = 0{,}62$ — коэффициент скорости; ω — площадь поперечного сечения насадки, м^2; μ = = 0,92...0,96 — коэффициент расхода, $\mu = a\varphi$; $H_{\text{н}}$ — рабочий напор воды перед насадкой, м (здесь $a \approx 1$ — коэффициент сжатия струи).

Потери напора в гидромониторах определяют по формуле

$$h_{\text{т}} = k_{\text{н}}Q_{\text{в}}^2,$$

где $k_{\text{н}}$ — коэффициент потерь напора.

Значения коэффициента $k_{\text{н}}$ приведены в табл. 5.1.5.

5.1.5. Значения коэффициента $k_н$

Гидромонитор	ГМ-2	ГМН-250	ГМН-250С	ГМДУЭГ-250	ГМГ-250М	ГМСД-300
Коэффициент $k_н$	166	82	14,2	19,0	36,0	15,5

Потери напора в насадке

$$h_н = 0{,}09v^2/2g.$$

Для улучшения качества гидромониторной струи стволу гидромонитора придают коническую форму и устанавливают внутри ствола успокоители специальной конструкции. При увеличении длины ствола качество струи улучшается. Существенное влияние на качество струи оказывает насадка гидромонитора. На открытых разработках наибольшее применение нашли насадки с углом конусности 13°.

Для определения числа рабочих гидромониторов необходимо знать характеристику пород, схему разработки и высоту уступа, по которым с помощью нормативов определяют напор и удельный расход воды q. Задаваясь диаметром насадки, узнают о водопроизводительности гидромонитора (табл. 5.1.6).

Число рабочих гидромониторов определяют по формуле

$$n_г = W_г q_в / (t_р k_в Q_l),$$

где $W_г$ — годовой объем работ, м^3; $q_в$ — удельный расход воды, м^3/м^3; $t_р$ — число рабочих часов в году; $k_в$ — коэффициент использования гидромонитора во времени (табл. 5.1.7); Q_l — водопроизводительность гидромонитора, м^3/ч.

5.1.6. Исходные данные к расчету

Напор перед насадкой, м	Скорость вылета струи из насадки, м/с	Удельный расход электроэнергии на 1 м^3 воды, кВт	Расход воды (м^3/ч в числителе и л/с в знаменателе) при диаметре насадки, мм								
			50	62,5	75	87,5	100	125	150	175	200
10	13,32	0,032	95,5 / 26,5	148 / 41	212 / 59	288 / 80	378 / 105	602 / 167	893 / 248	1153 / 320	1593 / 420
20	18,80	0,064	133 / 37	209 / 58	294 / 82	407 / 113	537 / 149	840 / 230	1207 / 553	1620 / 450	2125 / 590
30	23,07	0,096	166 / 46	256 / 71	368 / 102	504 / 140	656 / 182	1027 / 285	1477 / 410	1980 / 550	2575 / 715
40	26,60	0,128	191 / 55	292 / 811	425 / 811	576 / 160	756 / 210	1188 / 330	1703 / 473	2225 / 618	2850 / 820
50	29,7	0,160	212 / 59	328 / 91	475 / 132	648 / 180	846 / 235	1315 / 365	1890 / 525	2530 / 703	3310 / 920
60	32,60	0,192	230 / 64	360 / 100	522 / 145	702 / 195	925 / 257	1440 / 400	2070 / 575	2770 / 660	3710 / 1030
70	35,20	0,224	248 / 69	389 / 108	558 / 158	760 / 211	1010 / 280	1548 / 430	2250 / 625	2835 / 815	4015 / 1115
80	37,60	0,256	266 / 74	414 / 115	594 / 166	817 / 277	1073 / 296	1657 / 460	2412 / 670	3205 / 890	4250 / 1180
90	39,90	0,288	284 / 79	439 / 122	630 / 175	868 / 241	1134 / 315	1764 / 490	2598 / 710	3420 / 950	4500 / 1250
100	42,10	0,320	299 / 83	464 / 129	666 / 185	915 / 254	1195 / 332	1854 / 515	2685 / 746	3600 / 1000	4720 / 1310
110	44,15	0,352	313 / 87	486 / 135	702 / 195	958 / 266	1258 / 349	1940 / 539	2810 / 780	3745 / 1040	4940 / 1370

Окончание табл. 5.1.6

Напор перед насадкой, м	Скорость вылета струи из насадки, м/с	Удельный расход электроэнергии на 1 м³ воды, кВт	Расход воды (м³/ч в числителе и л/с в знаменателе) при диаметре насадки, мм								
			50	62,5	75	87,5	100	125	150	175	200
120	46,15	0,384	328/91	508/141	731/203	1000/278	1370/364	2027/563	2930/814	3910/1085	
130	48,00	0,416	339/94	529/147	760/211	1044/290	1365/379	2110/586	3053/848	4050/1125	–
140	49,80	0,118	349/97	547/152	787/219	1080/300	1420/394	2188/608	3168/880	–	
150	51,60	0,480	360/100	565/157	817/227	1116/310	1470/408	2267/630	3278/910		

5.1.7. Коэффициент использования гидромонитора во времени

Место укладки породы	Коэффициент использования ($k_в$) гидромонитора во времени при		
	напорном транспорте		самотечном транспорте
	Безэстакадный намыв	Эстакадный намыв	
Водоем или отвал без устройства обвалования	0,95	0,85	0,90
Отвал с устройством обвалования или намыв сооружения под воду	0,90	0,80	
Широкопрофильные части сооружений или штабелей	0,85	0,75	0,85
То же, узкопрофильные	0,75	0,70	–

Техническую (часовую) производительность гидромонитора по породе вычисляют по формуле

$$Q_т = Q_1 k_с i / q_в,$$

где $k_с = 0,95$ — коэффициент, учитывающий наличие перекачивающих станций; i — число перекачивающих станций.

Годовая производительность, м³, гидромонитора $Q_г = Q_т T_г k_в$, где $T_г$ — годовой фонд рабочего времени, ч.

В шахтных условиях эффективный напор, м, для размыва угля определяют по формуле, предложенной специалистами ФГУП «ВНИИгидроуголь» (г. Новокузнецк Кемеровской обл.)

$$H_э = 50f,$$

где f — коэффициент крепости угля, определяемый по методу ИГД им. А.А. Скочинского (для пластов Донбасса $f = 1,5$, для пластов Кузбасса $f = 1...1,5$).

Н.Ф. Цяпко (ВНИИгидроуголь) [6] установил, что удельная энергоемкость, кВт·ч, гидроотбойки угля в шахтных условиях зависит от рабочего напора, крепости угля и его трещиноватости, т.е.

$$Э = a(H_э / H_р)^2 \text{ при } H_р \le 1,3H_э,$$

где a — коэффициент, учитывающий трещиноватость угольного массива (для сильнотрещиноватых углей, углей средней трещиноватости и малотрещиноватых a соответственно равен 5, 10 и 15), кВт·ч/т; $H_р$—рабочий напор, м.

Часовая производительность гидромонитора при гидроотбойке угля в шахтных условиях (по Н.Ф. Цяпко)

$$A = \beta Q_в H_р / (367\ Э),$$

где β — коэффициент, учитывающий тип забоя и мощность пласта (при мощности пласта 0,5...1; 1,5...5 и > 5 м коэффициент β равен соответственно 1,1...1,5; 1,8; 1,8...2,2); $Q_в$ — расход напорной воды через гидромонитор, м³/ч.

Глава 5.2
ЗЕМЛЕСОСНЫЕ СНАРЯДЫ

5.2.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Землесос — это машина, предназначенная для транспортирования по напорным трубопроводам смеси грунта с водой на расстояние, предусмотренное планом работ или определяемое величиной создаваемого землесосом напора. По принципу действия землесосы представляют собой центробежные насосы с некоторыми конструктивными изменениями, обусловленными наличием твердого материала в транспортируемой жидкости.

В России землесосы применяются с 1867 г. Первый советский землесос марки МВС (Москва — Волгострой) создан в 1935 г. Вскоре появились землесосы ЗНК-200. В 1937 г. был создан землесос марки ЗГМ-1, конструкцию которого разработал инженер-конструктор В.А. Мороз. Землесос ЗГМ-2 применяют и в настоящее время на землесосных снарядах и землесосных установках.

Современный землесос состоит из следующих основных элементов: корпуса, рабочего колеса, двух крышек, двух защитных бронедисков, вала, всасывающего патрубка и уплотнительной системы. Корпус землесоса представляет собой чугунную или стальную отливку, вмещающую рабочее колесо. Корпусы землесосов иногда выполняют в виде улитки с очертанием внутреннего канала по некоторой кривой линии. Корпусы землесоса для осмотра и очистки имеют люки, закрываемые крышками на болтах. В верхней части корпуса землесоса есть отверстие, оборудованное фланцем для присоединения эжектора, используемого для заливки от насоса перед пуском его в работу. Напорный патрубок отливается вместе с корпусом землесоса и располагается либо снизу, либо сверху корпуса. Рабочее колесо — это основной рабочий элемент землесоса, так как именно лопатки передают жидкости механическую энергию. Правильная конструкция рабочего колеса землесоса и особенно рациональная форма лопаток обеспечивают высокую эффективность работы. В рабо-

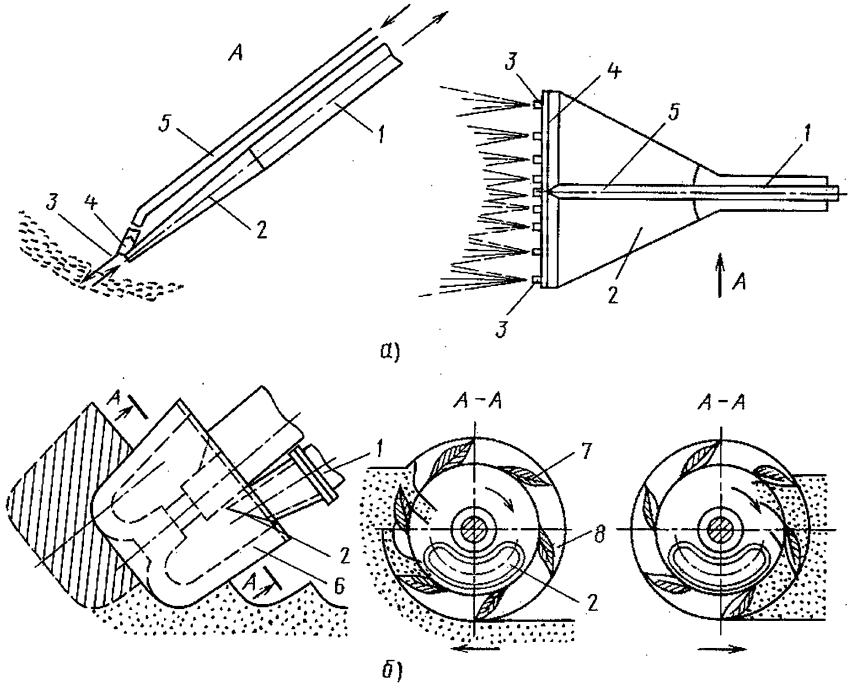


Рис. 5.2.1. Рабочие органы земснарядов:
а — схема разрушения забоя струйным способом; *б* — то же, с механическим использованием фрезерных рыхлителей; *1, 2* — соответственно всасывающая труба и патрубок; *3* — сопла; *4* — коллектор; *5* — труба для подачи воды; *6* — фреза; *7* — ножи; *8* — ребро ступицы

чих колесах имеется две–пять, а чаще всего три-четыре лопатки. Рабочее колесо подвержено износу больше любой другой части землесоса. Для уменьшения износа рабочие колеса покрывают твердыми сплавами.

Корпус землесоса имеет две крышки: со всасывающей стороны и с нагнетательной. Крышки при работе землесоса подвергаются интенсивному износу грунтом, попадающим в зазор между крышками и рабочим колесом. Поэтому с внутренней стороны крышек устанавливаются бронедиски, представляющие собой стальные листы толщиной 25 мм и более, вырезанные по форме крышек. По мере износа бронедиски заменяются или наплавляются.

К всасывающей крышке крепят всасывающий патрубок. Напорный патрубок у землесоса отливают как одно целое с корпусом землесоса. Рабочее колесо закрепляют на конце вала, входящего в корпус землесоса через специальное сальниковое устройство. Сальник обеспечивает герметичность внутренней полости корпуса, т.е. устраняет утечку гидросмеси и предотвращает засасывание воздуха в землесос.

Схемы рабочих органов земснарядов приведены на рис. 5.2.1.

Земснарядами называют плавучие землеройные машины непрерывного действия, обеспечивающие подводную разработку грунта, извлечение его в виде водогрунтовой смеси и гидравлическое транспортирование в отвал. К особенностям земснарядов как землеройных машин относят их способность разрабатывать грунт только из-под воды.

В конструктивном отношении любой земснаряд содержит следующие основные узлы: корпус (плавучий понтон); грунтовой насос (или другой всасывающий агрегат); грунтозаборное устройство (включающее в себя всасывающий трубопровод, раму, рыхлительное устройство и его привод); напорный пульпопровод в пределах корпуса; устройство для осуществления рабочих перемещений земснаряда; энергетические установки и устройства; устройства управления и контроля; надстройку с бытовыми помещениями.

Для глубинной разработки грунтов существует три типа земснарядов: с погружными грунтовыми насосами; эжекторные; эрлифтные. Потребность в таком оборудовании возникла в связи с тем, что обычные земснаряды имеют ограниченную всасывающую способность и могут разрабатывать грунт на малой глубине: ≤ 15...18 м.

Землесосная установка — это агрегат, состоящий из грунтового насоса и вспомогательных устройств для перекачивания гидросмеси. Землесосные установки делят на две группы: забойные, работающие в забое совместно с гидромонитором; перекачивающие, используемые для повышения напора в системе по схеме последовательной работы грунтовых насосов.

При выборе типа снаряда для разработки конкретного месторождения помимо производительности необходимо учитывать глубину разработки, дальность и высоту подачи транспортируемого материала, его гранулометрический состав и наличие крупных включений.

Присутствие большого количества валунов в разрабатываемом месторождении резко снижает экономическую целесообразность применения плавучих земснарядов. При содержании в исходном материале фракций, по размеру превосходящих проходное сечение рабочего колеса землесоса более чем на 3...5 %, становится экономически невыгодным применение земснарядов. Такие грунты следует разрабатывать с помощью черпаковых и дражных машин, на которых смонтированы дробильно-сортировочное оборудование, плавучие транспортеры и пульпопроводы. При высоком содержании гравия и наличии в залежи большого количества валунов применение подобного агрегата наиболее целесообразно, так как в этом случае рационально использовать преимущества механической разработки в комбинации с гидравлическим и конвейерным транспортом.

При работе на рыхлых несвязных грунтах, содержащих до 30 % гравия (без включения валунов, не проходящих через рабочие каналы землесоса), эксплуатируют земснаряды, оборудованные фрезерными рыхлителями или свободным всасом. При разработке песчано-гравийных месторождений, содержащих > 30 % гравия (без крупных валунов), применение разрыхлителей на земснарядах обязательно.

5.2.2. КЛАССИФИКАЦИЯ, ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Структура и технические характеристики известных типов плавучих снарядов, применяемых для различных видов гидромеханизированных работ, приведены в табл. 5.2.1–5.2.3.

Схема выемки породы земснарядом 350-50Л показана на рис. 5.2.2.

5.2.1. Унифицированная классификация плавучих снарядов

Основные опознавательные признаки	Классы и подклассы	Область или условие применения
Назначение	Горные:	
	вскрышные	Удаление наносов и покрывающих горных пород с залежей полезных ископаемых
	добычные	Добыча полезных ископаемых, в том числе строительных материалов и грунтов
	драги	Добыча и обогащение полезных ископаемых из россыпных месторождений
	Строительные:	
	выемочные	Разработка профильных выемок гидротехнических сооружений: каналов, траншей, отстойников и т.д.
	намывные	Намыв различных земляных сооружений: дамб, плотин, площадок, насыпей дорог и т.д.
	Мелиоративные:	
	выемочные	Формирование искусственных водоемов и каналов
	очистные	Очистка водоемов и каналов от наносов
	Дноуглубительные, в том числе рефулерные	Углубление, расширение и спрямление речных, озерных и морских водных путей, бухт и портов
	Специальные:	
	разведочные	Бурение разведочных скважин в акваториях озер, морей и шельфе океана
	скалодробильные	Подготовка скальных горных пород к выемке со дна водоемов
	сборщики	Сбор с поверхности воды нефтепродуктов, фекалий и мусора
Условие плавания	Л — для малых рек	На малых реках, верхних плесах рек и каналах, где высота волн ≤ 0,6 м
	Р — речные	На средних и нижних плесах рек и малых внутренних водоемах, где высота волн ≤ 1,2 м
	О — озерные	В низовьях крупных рек, средних озерах и водохранилищах при высоте волны до 2 м
	М — морские	В морских заливах, бухтах, устьях крупных рек и водохранилищах при высоте волны до 3 м
Производительность	Весьма малая (до 50 $м^3$/ч)	Очистка водоемов и каналов от наносов, опробование месторождений, сборщики нефтепродуктов и мусора
	Малая, (50...100 $м^3$/ч)	Удаление наносов, очистка водоемов, добыча полезных ископаемых, в том числе строительных материалов и грунтов, намыв площадок и штабелей, формирование искусственных водоемов
	Средняя, (100...300 $м^3$/ч)	Добыча и обогащение полезных ископаемых, строительных материалов и грунтов, разработка профильных выемок, формирование искусственных водоемов, намыв различных земляных сооружений
	Большая (300... 500 $м^3$/ч)	Добыча и обогащение полезных ископаемых, строительных материалов и грунтов, разработка крупных выемок, намыв дамб и плотин

Продолжение табл. 5.2.1

Основные опознавательные признаки	Классы и подклассы	Область или условие применения
Производительность	Весьма большая, > 500 м^3/ч	Углубление, расширение и спрямление водных путей, намыв крупных дамб и плотин
Вид энергоснабжения	Э — электрический	В промышленно развитых районах — от сетей ЛЭП либо в отдаленных районах — от передвижных электростанций, при длительных сроках ведения гидромеханизированных работ
	Д — дизельный	В удалении от промышленно развитых районов, в основном при коротких сроках ведения гидромеханизированных работ
	ДЭ — дизель-электрический	Наиболее универсальный вид энергоснабжения, может применяться практически в любых условиях
Способ породозабора	Механический:	
	фрезерный	При разработке уплотненных и пластичных связных горных пород и грунтов
	роторный	При разработке несвязных горных пород и грунтов, с малым содержанием валунов
	винтовой	При разработке месторождений несвязных горных пород и грунтов, засоренных растительностью
	волочащийся	При разработке связных горных пород и грунтов, с профильной зачисткой дна карьера
	Гидравлический:	
	струйный	При разработке рыхлых и слабоуплотненных песков и песчано-гравийных горных пород
	гидродиффузионный	При разработке рыхлых горных пород и грунтов, для интенсификации процесса породозабора
	Вибрационный	При разработке песчано-гравийных и илистых горных пород, содержащих валуны
	Эрозионный	При разработке рыхлых горных пород и грунтов
Способ породоизвлечения	Землесосный:	
	с поверхности воды	При добыче песков, грунтов и песчано-гравийных горных пород, содержащих до 3 % валунов, удалении наносов и вскрышных горных пород, углублении водных путей, намыв земляных сооружений при глубине разработки до 18...20 м
	погружной	То же, при глубине разработки до 40...45 м
	эжекторный	При добыче песков и песчано-гравийных горных пород с повышенной глубиной разработки (до 100 м)
	эрлифтный	То же, при добыче с больших и сверхбольших глубин
	Черпаковый:	
	одночерпаковый (штанговый)	Дноуглубительные работы с тяжелыми каменистыми или глинистыми горными породами.
	многочерпаковый	Дноуглубительные работы, разработка песчано-гравийно-галечно-валунных месторождений, разработка россыпей полезных ископаемых драгами.

Окончание табл. 5.2.1

Основные опознавательные признаки	Классы и подклассы	Область или условие применения
Способ породоизвлечения	грейферный	Разработка несвязных и малосвязных песчано-гравийных горных пород, дноочистительные и перегрузочные работы
	комбинированный	Эрлифтно- и эжекторно-землесосные снаряды, предназначенные для интенсификации процесса породозабора и повышения глубины разработки
Способ транспортирования горной массы	Гидравлический	При транспортировании горной массы до проектного места укладки по трубам в виде гидросмеси
	Самоотвозной	Транспортировании добытой горной массы на берег в трюмах снаряда
	Шаландовый	При транспортировании горной массы шаландами или баржами
	Перевалочный	Непосредственная перевалка горной массы из зоны выемки в сторону через рефулер или плавпульпопровод, при дноуглубительных работах или проходке пионерских траншей
	Комбинированный	При гидравлической разгрузке горной массы из трюмов самоотвозных снарядов или шаланд
Принцип движения	Самоходный	Снаряды морского и речного технических флотов, в основном предназначенные для дноуглубительных и специальных работ, реже — для производства горных и строительных работ
	Несамоходный	Горные, строительные и мелиоративные снаряды
Способ рабочих перемещений	Якорный	Снаряды морского и речного технических флотов, горные — при добыче полезных ископаемых с большой глубины, морские драги, строительные и мелиоративные снаряды, осуществляющие эрозионный или гидравлический способ породозабора
	Свайно-якорный	Континентальные драги, горные, строительные и мелиоративные снаряды, осуществляющие механический способ породозабора
	Безъякорный, в том числе самоходный	Снаряды с землесосным, эрлифтным, эжекторным и реже гидравлическим способами породоизвлечения, когда процесс породозабора осуществляется вертикально, без перемещений корпуса снаряда, либо с постоянным перемещением — самоходным снарядом
Способ управления	Ручной	Все управление осуществляет машинист-багермейстер снаряда
	Автоматический	Управление с помощью приборов под контролем оператора
	Дистанционный	Управление по радиосвязи или кабельной связи снарядов, осуществляющих специальные, в том числе подводные работы
Конструкция корпуса	Разборная	Горные, строительные и мелиоративные снаряды малой и средней производительности, предназначенные для работы в закрытых водоемах
	Неразборная	Горные, в том числе драги, строительные и дноуглубительные снаряды большой и весьма большой производительности, служащие для работы на судоходных реках, водохранилищах, морских заливах и океаническом шельфе
Обеспеченность жилыми помещениями	С жилыми помещениями	Морские горные снаряды, в том числе драги, и дноуглубительные снаряды, выполняющие работы вдали от берега или жилых поселков
	Без них	Строительные, мелиоративные и горные снаряды, в том числе континентальные драги

5.2.2. Технические характеристики земснарядов (Цимлянский судомеханический завод)

Показатель	12А-5Д	180-60	300-40	300-40М	350-50Л	400-70
			Грунтовой насос			
Тип	ЗГМ-1М	ГрУТ 2000/63 (16ГрУТ-8М)	20Р-11 (20Р-11М)	20Р-11МБ (20ГрУТ-8М)	20Р-11М	ГрУТ 4000/71 (20ГрУТ-8М)
Диаметр рабочего колеса, мм	700	1030 (980)	1250 (1100)		1250	1360 (1250)
Условная производительность по грунту II группы при 10 %-ной консистенции пульпы, $м^3/ч$	100	180	300	350		400
Производительность по пульпе, $м^3/ч$	1300	2200	3600	4000		
Напор (в зависимости от диаметра рабочего колеса), м	40	63 (55)	60 (45)		60	70
Грунтовой насос	ЗГМ-1М	ГрУТ 2000/63 (16ГрУТ-8М)	20Р-11 (20Р-11М)	20Р-11МБ (20ГрУТ-8М)	20Р-11М	ГрУТ 4000/71 (20ГрУТ-8М)
Оптимальная ширина проходки при свайно-канатном папильонировании, м	40			45		
Осадка в транспортном положении, м	0,88	0,85		1,2	1,1	1,2
Габаритная высота на плаву без свай, м	6,2	8,7	9,0	8,3	8,4	8,0
Общая длина в транспортном положении, м	30	36,5	41	46	44	51
Проходное сечение рабочего колеса, мм	200	230	280			300
Мощность электродвигателя грунтового насоса 6(10) кВ, кВт	Дизель 340	630 (500)	1100 (864)	1250 (864)		1600 (1250)
Частота вращения, $мин^{-1}$	750	590	500			
Общая установленная мощность электрооборудования, кВт	–	900	1400	2030	1500	2520
Мощность трансформатора 6(10)/0,5 кВ, кВ·А	250		400		630	
Масса земснаряда (без плавпульпопровода), т	87	155	218	310	281	350
Класс Речного регистра	Озерные		Речные			Озерные
Номер проекта	226	229	–	179	1673	319
Тип корпуса	Разъемный		Неразъемный			
Размеры корпуса, м:						
длина	22,02		31,0	33,6	31,0	36,0
ширина	9,44		9,5			
высота борта	1,52		2,0	1,9	2,0	

Масса корпуса, т	28,7	42,0	63,0	68,6	63,0	
Число отдельных понтонов	5	6	–			
Максимальная масса понтона, т	8,6	11,74				
Грунтозаборное устройство						
Тип рыхлителя	Фрезерный					
Диаметр фрезы, мм	1250		1750	1900	1960	1900
Частота вращения фрезы, мин$^{-1}$	15	14,7; 29,4	18	9; 24	12; 24	18,5
Мощность привода, кВт	40	46; 55	135	175	125	160
Диаметр всасывающей трубы, мм	400	500		600		700
Масса грунтозаборного устройства в сборе, т	14,37	17,182	36	35	48,1	44,1
Лебедка рамоподъемная						
Мощность двигателя, кВт	18,5		20	21	20	40
Диаметр каната, мм	20			28,5	20	29
Длина каната, м	70	100	120			125
Тяговая сила, кН (тс)	50 (5)	50 (5)	85 (8,5)	80 (8)	100 (10)	100 (10)
Лебедка папильонажная						
Мощность двигателя, кВт	3,2; 6	3,2; 6	14,5	12,5	14,5	10; 17
Диаметр каната, мм	20		19,5	28,5		29
Длина каната, м	160	145	150	230		
Тяговая сила, кН (тс)	50 (5)		85 (8,5)	140 (14)	100 (10)	140 (14)
Лебедка сваеподъемная						
Мощность привода, кВт	18,5		14,5	10; 15	14,5	28
Диаметр каната, мм	20			28,5		29
Длина каната, м	50		125			
Тяговая сила, кН (тс)	50(5)	50(5,1)	85(8,5)	28(15)	100(10)	150(15)

Продолжение табл. 5.2.2

Показатель	12А-5Д	180-60	300-40	300-40М	350-50Л	400-70
Свайный механизм						
Размер труб, свай, мм	530×12		630×20	550×36	630×20	Прямоугольные, 500×800
Длина свай, м	13,645	16,645	20			23,5
Расстояние между сваями, м	2,6		3,2			
Технологические насосы						
Тип	4КМ-8	Д200/95			3В200х2	ЦН400-105
Число	2					3
Мощность привода, кВт	28	75	75	75	125	160
Плавучий пульпопровод						
Диаметр, мм	400				600	
Число звеньев:						
промежуточных	15	23	28	27	25	28
шпилевых	–	2		3	–	2
Длина звена, м:						
промежуточного	7,9	9,5	6,75	9,5	6,0	9,9
шпилевого	–	10,9			–	10,1
Общая длина, м	118,5	239,3	224,3	289,2	150	297
Общая масса, т	40,95	13	125	160	87	200
Тип стояночного дизель-генератора	ДГР50/1500					
Лебедка сваеподъемная						
Мощность привода, кВт	18,5		14,5	10; 15	14,5	28
Диаметр каната, мм	20			28,5		29
Длина каната, м	50		125			
Тяговая сила, кН (тс)	50(5)	50(5,1)	85(8,5)	28(15)	100(10)	150(15)

Свайный механизм

Размер труб, свай, мм	530×12		630×20	550×36	630×20	Прямоугольные, 500×800
Длина свай, м	13,645	16,645	20			23,5
Расстояние между сваями, м	2,6		3,2			

Технологические насосы

Тип	4КМ-8	Д200/95			3В200х2	ЦН400-105
Число	2					3
Мощность привода, кВт	28	75			125	160

Плавучий пульпопровод

Диаметр, мм	400	500			600	
Число звеньев:						
промежуточных	15	23	28	27	25	28
шпилевых	–	2		3	–	
Длина звена, м:						
промежуточного	7,9	9,5	6,75	9,5	6,0	2
шпилевого	–	10,9			–	10,1
Общая длина, м	118,5	239,3	224,3	289,2	150	297
Общая масса, т	40,95	113	125	160	87	200
Тип стояночного дизель-генератора	ДГР50/1500					

Грузоподъемные устройства

Кран-балка грузоподъемностью, т	3,2	3,2; 5	5	3,2; 5	5	3,2; 5
Кран-укосина носовая (таль), т	2	1	2			–
Монорельс кормовой (таль), т	1					2
Кран-балка выносная (таль), т	3,2		3			3,2
Ручная таль	2	5			3	

5.2.3. Технические характеристики земснарядов (Туапсинский механический завод)

Показатель	Землесосный снаряд					
	100-40К	350-50Т	300-40УП	500-60	500-70ГЛ	1000-80
Расчетная производительность в грунтах II группы, $м^3/ч$	120	420		650	580	1270
То же, V группы, $м^3/ч$	70	350	210	340	300	630
Дальность транспортирования грунта по горизонтали, км	1,3	2	1,6	2,5	3	3,5
Максимальная глубина разработки грунта, м	12	18	6	15	45	15
Минимальная ширина прорези по дну при максимальной глубине разработки грунта, м	30	45	11	45	—	53
Минимальная глубина разработки, м	3	3,5...4,5	3	4,5	6	
Осадка в рабочем состоянии, м	0,74	1,7	1,5	1,1	1,95	1,42
Высота от уровня воды (без сваи), м	6,25	11	8,5	12	12,3	14
Установленная мощность, кВт	491,5	2300		2970	3543	3130
Корпус земснаряда						
Тип	Неразборный	Разборный	Неразборный	—		
Габаритные размеры корпуса, м:						
длина	22,21	38	32,41	37	73,7	45
ширина	8,08	10,4	11	10	15,1	12
высота борта	1,61	2,7	2,5	2,3	2,96	2,85
Число изолированных отсеков	7	10	11	10	33	10
Грунтовой насос						
Тип	3ГМ-1	20Р-11		500-60	28ГрУ-12	1000-80
Производительность по воде в оптимальной рабочей точке, $м^3/ч$	1200	3600		5600	5000	11 000
Полный напор, м	43	60			45	80
Предельное значение вакуума во всасывающей трубе, кПа	50			48	50	
Частота вращения рабочего колеса, $мин^{-1}$	730	490		500	375	297

Диаметр патрубка, мм:						
всасывающего	300	500		600	700	854
напорного					580	672
Параметры рабочего колеса:						
число лопаток	3	4			4	5
диаметр, м	700	1250		1330	1480	2310
ширина, мм	200	300				420
проходной диаметр канала, мм	180	300		350	400	350
Ориентировочный расход воды на уплотнение, $дм^3/с$	8	14		18	7...14	25
Минимальный напор воды, подводимой для промывки сальникового уплотнения, м	46	60		70	92,5; 60	90
Подшипники:						
опорные	—	Скольжения	—		Качения	Скольжения
упорные		Шариковый		Роликовый	Шариковый	Пята Митчела
Масса грунтового насоса в сборе, кг	2775	9500		16 500	16 852	26 500
Габаритные размеры, мм:						
длина	2060	3540		4650	3550	2500
ширина	1515	2250		2600	2847	3900
высота	1345	2150	2150	2500	2600	3200
Тип двигателя привода	Асинхронный с короткозамкнутым ротором	Синхронный	–			Асинхронный с фазовым ротором
Напряжение в статоре, кВ	6					
Частота вращения, $мин^{-1}$	740	500			376	300
Мощность, кВт	380	1250	1600	2437	1250	4400
Масса в сборе, кг	4100	11 900	10 500	21 000	20 350	50 000
То же, ротора, кг	1250	6000	6400	10 000	7300	20 000
Габаритные размеры двигателя, мм:						
длина	2093	3770	2710	3480	3250	5900
ширина	1585	1490	2490	3150	2650	

Продолжение табл. 5.2.3

Показатель	Землесосный снаряд					
	100-40К	350-50Т	300-40УП	500-60	500-70ГЛ	1000-80
Грунтозаборное устройство						
Полная длина разрыхлителя, м	18,5	25,25	15,1	25	62,5	25
Сменное грунтозаборное устройство	—	Фрезерное, лопата	Фрезерное хоботового типа	—	Фрезерное	—
Диаметр фрезы или ротора, мм	1340	1900	2000	2200	1900	2700
Тип фрезы	Закрытая	Отвальная	—	Открытая	Полузакрытая	Закрытая
Частота вращения фрезы, мин$^{-1}$	15	12; 24	12		12; 20	12; 18
Диаметр вала, мм:						
в нижнем подшипнике	180	310	240	310	300	360
в пролете	128	260		230		250
Мощность электродвигателя, кВт	40	320	250	180	400	310
Напряжение в статоре электродвигателя, В	380	6000	380		6000	
Масса грунтозаборного устройства в сборе (при полной длине), т	15,7	73,9	39,2, без опорно-поворотной платформы	74,1	328,3	94,8
Лебедки						
Лебедка для подъема рамы разрыхлителя:						
число	1				2	1
тяговая сила, кН	25	150	50	100	150	100
скорость на барабане, м/мин	11,5	39	25,2	15,65	32	15,65
мощность электродвигателя, кВт	7	125	17	50	100	50
Лебедка бортовая:						
число	2				4	2
скорость на барабане, м/мин	0,7...1,4	0,7...16,5	0,7...28	0,77...19	1,2...30	0,58...13,7
тяговая сила (номинальная), кН	25	150			150 (нос), 100 (корма)	250

диаметр каната, мм	17,5	28		32	28	36
мощность электродвигателя, кВт	3;5	12,5	16	4...12,5	19	8,5...18
частота вращения электродвигателя, мин$^{-1}$	500; 1000	500; 750; 1000; 1500	260	500; 750; 1000; 1500	600	500; 750; 1000;1500
способ регулирования скорости	Переключение полюсов		Постоянный	Переключение полюсов, коробка передач	Система генератор–двигатель–коробка передач	Переключение полюсов, коробка передач
Лебедка становая носовая:						
тяговая сила (максимальная), кН						85
диаметр троса, мм						28
скорость на барабане, м/мин			–			5,8
мощность электродвигателя, кВт						14
Лебедка сваеподъемная:						
тяговая сила, кН	25	100	50	100		100
скорость на барабане, м/мин	11,5	36	24,9	15,65		15,65
диаметр троса, мм	17,5	32	23,5	32	–	32
мощность электродвигателя, кВт	4,5	46	19	40		40
Свайный аппарат рабочих перемещений						
Тип	–	Напорный	Прикольно-напорный	Шагающий	–	Шагающий
Рабочая свая:						
диаметр, мм	529	1020	530	1020		1020
длина, м	20	30	15	25	–	27,6
масса (пустая), т	4,165	31	5	21,5		21,5
Прикольная свая:						
диаметр, мм		1020	530			
длина, м	–	29,35	15		–	
масса (пустая), т		20	5			

Окончание табл. 5.2.3

Показатель	Землесосный снаряд					
	100-40К	350-50Т	300-40УП	500-60	500-70ГЛ	1000-80
Расстояние между сваями, мм	2500	3700	6250	3000	—	4000
Ход тележки напорной связи, м	—	6	2,5	—		—
Способ подъема сваи		Фрикционный захват	—			Фрикционный захват
Мощность электродвигателя напорного механизма, кВт		7	7,5			—
Максимальная сила, развиваемая напорным механизмом, кН		150	50			
Насосы вспомогательного водоснабжения						
Число	2				3	
Марка	3К-6	ЭВ200×2		4НДВ	3В200×2	
Производительность, $м^3/ч$	45	250		150	250	
Диаметр напорного патрубка, мм	50	200		100	200	
Частота вращения вала, $мин^{-1}$	2900	1450		2950	1450	
Мощность электродвигателя, кВт	20	125		80	125	
Плавучий пульпопровод						
Общая длина, м	120	150		500		
Диаметр труб, мм	350	600		700		800
Число звеньев	20	25		50		
Длина отдельных понтонов, м	5,48	6		10		
Масса, кг:						
понтона в сборе (без гибкого соединения)	1540	4500		7700		10 080
шарового шарнира	303	690		1546		—

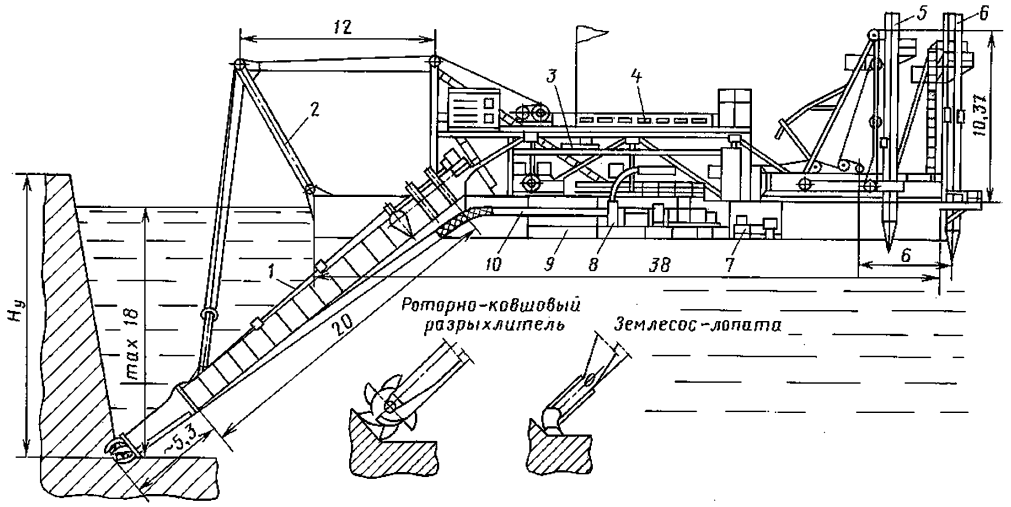


Рис. 5.2.2. Землесосный снаряд 350-50Л:
1 — грунтозаборное устройство; *2* — стрела; *3* — надстройка; *4* — суперструктура; *5* — аппарат напорного устройства; *6* — прикольная свая; *7* — насосы технического водоснабжения; *8* — главный агрегат; *9* — корпус; *10* — всасывающий трубопровод; $H_у$ — высота уступа

Земснаряды со стационарным грунтовым насосом наряду с целым рядом технических достоинств имеют существенный недостаток: ограниченную всасывающую способность основной машины — грунтового насоса, размещаемого в трюме или на палубе земснаряда. Всасывающая способность насоса ограничивает процесс грунтозабора как по консистенции, так и по глубине разработки [3, 7].

Обычная глубина разработки земснарядами ≤ 12...15 м. Поэтому одной из основных задач, решение которой значительно расширит область применения эффективного гидромеханизированного способа и повысит экологическую безопасность, является увеличение глубины разработки земснарядами.

В отечественной и зарубежной практике используют погружные грунтовые насосы (рис. 5.2.3, табл. 5.2.4), позволяющие увеличить всасывающую способность землесосной установки и повысить эффективность гидромеханизации, а также расширить область применения существующего парка машин.

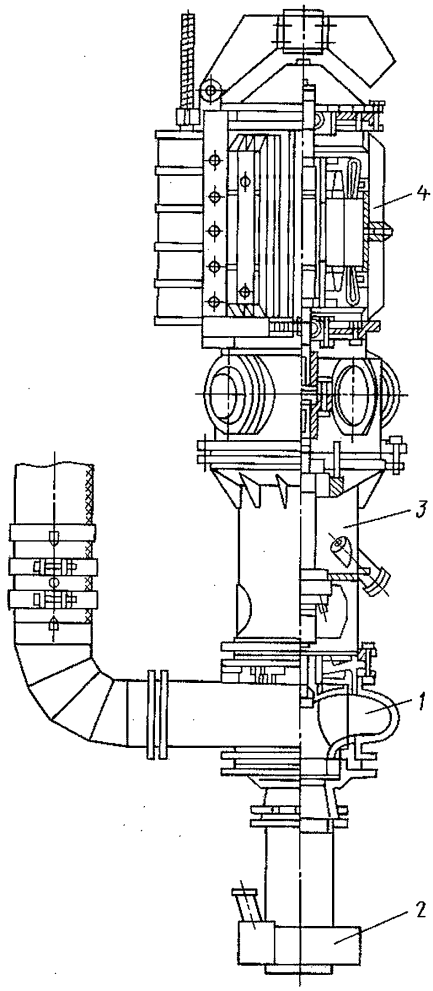


Рис. 5.2.3. Погружной грунтовой насос земснаряда «Моллюск»:
1 — насос; *2* — всасывающий патрубок; *3* — компенсационная полость; *4* — электродвигатель

5.2.4. Технические характеристики земснарядов с погружными грунтовыми насосами

Показатель	400-100П	400-70П	300-40П	300-40МП	350-50ЛП	180-60П
Подача насоса, $м^3/ч$	4000			3500	4000/2500	2500
Полный напор при работе погружного и бустерного насосов, м	100					
Тип моноблочного агрегата	ПГМ-4000/57			МБ-20Р-11	ПГМ-4000/57 или 2500/60	ПГМ-2500/60
Мощность агрегата, кВт	1250			1000	1250/800	800
Тип бустерного штатного насоса	20Р-11МБ				20Р-11М	16ГрУТ-8М
Мощность привода бустерного насоса, кВт	1250...1600	1600	1250			600...800
Тип погружного двигателя	АПС16-80-12			АНСК-16-60-12	АПС6-80-12 или АПС16-45-10	АПС16-45-10
Частота вращения, $мин^{-1}$	500				500/600	600
Наибольшая глубина разработки (при угле наклона 50°), м	30	20	15	26	30 (угол 63°)	15
Погружение оси насоса при максимальной глубине разработки, м	9,0	8,0	7,2	7,0	9,3	5,0
Длина рамы грунтозаборного устройства, м	42	30	19,9	30	34,5	19,5
Габаритные размеры корпуса, м:						
длина	40	36	33		40	22,0
ширина	13	9,52	13		9,5	9,2
высота борта	2,0					1,5

Известно, что увеличение консистенции засасываемой гидросмеси повышает потери давления во всасывающей линии, снижает подачу насоса и глубину разработки вследствие возникновения кавитации на входе в рабочее колесо. Главным преимуществом применения погружных грунтовых насосов является возможность значительного повышения консистенции гидросмеси и увеличения глубины разработки. Кроме того, при достаточной величине заглубления насоса допустимо использование части развиваемого насосом напора для непосредственного разрушения породы.

Погружение грунтового насоса в воду приводит к увеличению давления на входе в насос.

Исследования погружных грунтовых насосов показали, что даже небольшое погружение грунтового насоса (например, на глубину 3 м) позволяет существенно повысить консистенцию гидросмеси благодаря увеличению скорости в зоне всасывания. В карьерных землесосных установках погружной грунтовой насос монтируется на раме земснаряда.

В отечественной практике в качестве погружных грунтовых насосов используют насосы 28ГрУ-12, 3ГМ-2М, 16ГрУ-8М, а также специально спроектированные для этих целей грунтовые насосы. Интерес представляет погружной грунтовой насос земснаряда «Моллюск» конструкции Московского государственного горного университета (см. рис. 5.2.3).

Техническая характеристика земснаряда «Моллюск»

Подача, $м^3/ч$	1200
Напор, м	27
Минимальный размер проходного сечения, мм	170
Частота вращения, $мин^{-1}$	1500
Максимальная плотность перекачиваемой гидросмеси, $кг/м^3$	Т:Ж-1:3
Максимальная установленная мощность, кВт	300
Диаметр патрубка, мм:	
всасывающего	250
напорного	250
Масса насосной установки, кг	3400

Эффективность применения земснарядов с погружными грунтовыми насосами подтверждена опытной и промышленной эксплуатацией. Эффективность достигается прежде всего путем повышения производительности, а также в результате снижения удельного расхода электроэнергии, уменьшения износа рабочих органов погружного насоса, сокращения ремонтов и увеличения коэффициента использования рабочего времени.

Техническая характеристика модели земснаряда с погружным грунтовым насосом на базе земснаряда 350-50Л с грунтозаборным устройством в виде роторного рыхлителя (рис. 5.2.4) приведена в табл. 5.2.5. Трехсекци-

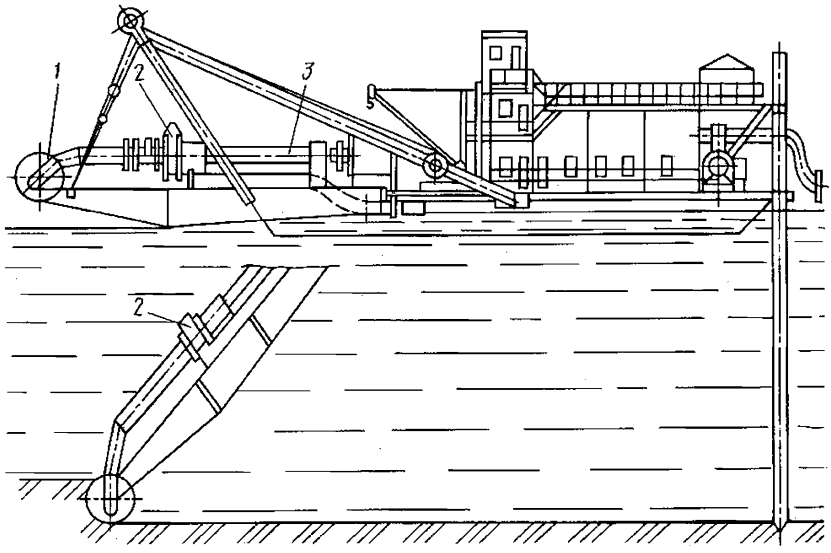


Рис. 5.2.4. Земснаряд 350-50Л с роторным рыхлителем:
1 — роторный рыхлитель; *2* — погружной грунтовой насос; *3* — двухопорный вал

5.2.5. Технические характеристики землесосных снарядов

Показатель	Земснаряды (Россия)								
	12Э.40М.63.3	12Э.125Г.63.3	25Э.125Г.63.3	25Э.50Г.63.5	12Д.30Г.32.1	8Э.20М.32.1	8Д.20М.32	8Э.40М.32.1	5Д.40М.22.1
Тип	Э				Д	Э	Д	Э	Д
Производительность по грунту, $м^3/ч$	400		450	600	160			200	60
Напор, м	56		60	90	25				20
Глубина разработки, м	12		15...25		12	8			4,5
Способ рыхления	М	Г			М				
Установленная мощность, кВт	1790	2000	2200	2600	330,98	400	330,98	400	132,4
Напряжение питающей сети, кВ	6				–	6	–	6	–
Габаритные размеры корпуса, м	32,2×9,5		37×9,5		18×6,2			17,5×7,2	11,9×3,65
Средняя осадка, м	1,17	1,0	1,1		0,75	0,8	0,75	0,85	0,7
Водоизмещение, т	320	280	330	360	58	60	58	60	20
Цена, дол. США	690 000	600 000	700 000	750 000	200 000	175 000	210 000	125 000	90 000

Продолжение табл. 5.2.5

Показатель	Земснаряды (Россия)				Beaver 1HC (Голландия-ФПК «ГМС»)			
	18Э.100Г(42)3	С55-0000-СБ	15Э.30Г32.1	6Д.20М.22.1	300	400	600	1200
Тип	Э			Д				
Производительность по грунту, $м^3/ч$	300		200	50	180	380	480	680
Напор, м	–		25	20	–			
Глубина разработки, м	15	6	–					
Способ рыхления	Г	М						
Установленная мощность, кВт	925	990	400	132,4	240	339	467	826
Напряжение питающей сети, кВ	–		6	–				
Габаритные размеры корпуса, м	42,5×8,4	46,2×9,37	17,5×7,2	8×4,4	–			
Средняя осадка, м	0,9	0,86	0,85	0,7				
Водоизмещение, т	135	–	60	12	23	50	45	75
Цена, дол. США	–		125 000	60 000	443 410	510 000	724 100	1 034 100

Условные обозначения: Э — электрический; Д — дизельный; Г — гидравлический; М — механический.

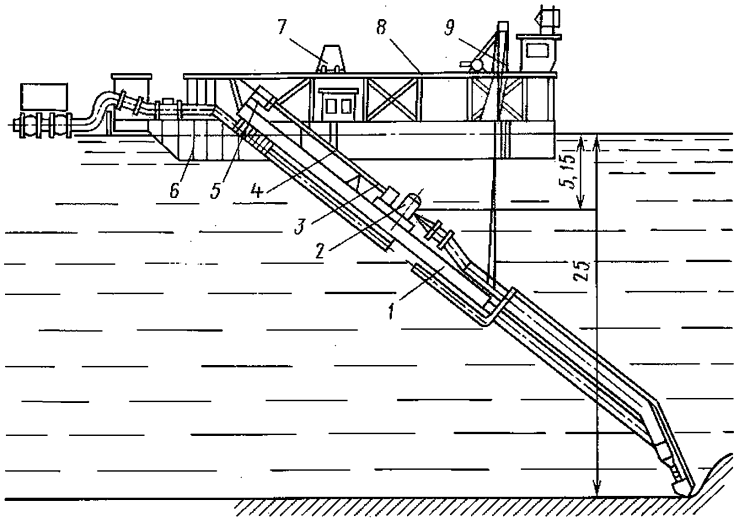


Рис. 5.2.5. Земснаряд С55-0000-СБ:
1 — рама; *2* — грунтовой насос; *3* — кардан; *4* — вал; *5* — электродвигатель; *6* — корпус; *7* — козловый кран; *8* — эстакада; *9* — портальная ферма

онная рама имеет общую длину 43 м. Секции длиной 13,25 м соединяют между собой болтами. Конструкция грунтозаборного устройства позволяет осуществить три варианта сборки.

При глубине разработки до 15 м используют концевую секцию рамы с установленными на ней грунтовым насосом, электродвигателем и соединительным валом. Для такой глубины разработан вариант с применением роторного рыхлителя конструкции, предложенной ОАО «Гидропроект» им. С.А. Жука (г. Москва).

В случае глубины разработки до 20 м применяют головную и концевую секции рамы, а при глубине 30 м — все три секции: концевую, головную и вставку. В качестве головного подшипника трансмиссионного вала грунтового насоса используют резинометаллический подшипник.

В зависимости от числа (от одного до трех) последовательно установленных на одном валу главных электродвигателей с равными характеристиками различают три варианта земснаряда типа 350-50Л.

Земснаряд 18Э.100Г(42)3 разработан Гидропроектом на основе земснаряда 200-50Р. Особенностью земснаряда, отличающей его от прототипа, является оснащение погружным грунтовым насосом. Привод погружного насоса марки ГрУ2000/63 выполнен в двух вариантах. В первом варианте привод осуществляется от электродвигателя типа АН2-15-69-10 обычного исполнения с передачей вращения посредством двухопорного длинного вала (длина между опорами 7 м). Второй вариант выполнен в виде моноблочного агрегата ПГМ-2500/60 конструкции ГУП «ВНИПИИстромсырье» (г. Москва).

Земснаряд С55-0000-СБ разработан во ВНИИ гидромеханизации санитарно-технических и специальных строительных работ (г. Санкт-Петербург) Минмонтажспецстроя в 1980 г. для разработки грунтов III–IV групп с глубины до 25 м (рис. 5.2.5). На раме грунтозаборного устройства установлен грунтовой насос ГрУ2000/63, приводимый от серийного электродвигателя АКН-12-15-69 мощностью 800 кВт с частотой вращения 590 мин$^{-1}$. При глубине разработки 25 м ось насоса погружается под горизонт воды на 5,15 м, при этом электродвигатель всегда остается в надводном положении. Для работы на глубине до 14 м на земснаряде установлен специальный фрезерный рыхлитель с приводом от погружного электродвигателя.

Земснаряд 12Э.40М.63.3 (350-50Л) (рис. 5.2.6) является модернизацией известного ранее земснаряда 350-50Л. В процессе модернизации увеличена глубина разработки с 10 до 12 м, усовершенствован привод фрезы, усилены оперативные лебедки и свайный аппарат, введен стреловой заброс папильонажных якорей. Дан-

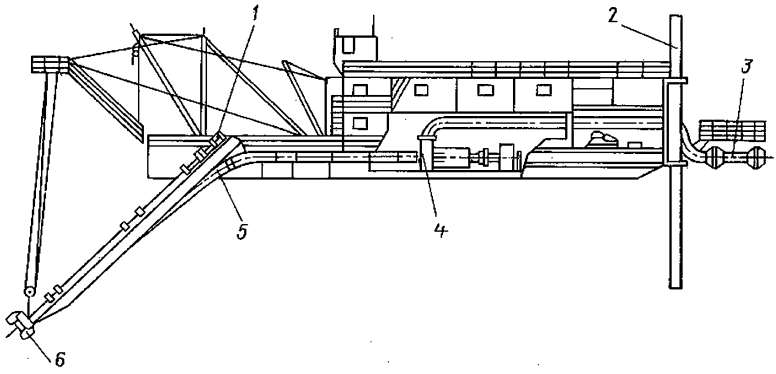


Рис. 5.2.6. Земснаряд 12Э.40М.63.3 (350-50Л):
1 — привод фрезы; *2* — свайный ход; *3* — напорный пульпопровод; *4* — грунтовой насос; *5* — пульпопровод; *6* — фреза

ный земснаряд имеет фрезерное грунтозаборное устройство, удельную силу резания на фрезе 400 Н/см, диаметр всасывающего пульпопровода 630 мм, напор грунтового насоса 60 м. Стреловой заброс дает возможность перекладки якорей без участия обслуживающего катера. Построен данный земснаряд на базе грунтового насоса 20Р-11М с производительностью 3800 м^3/ч по пульпе и напором 58 м.

Земснаряд 12Э.125Г.63,3 выполнен на основе 12Э.40М.63.3. Фрезерный рыхлитель заменен в нем на гидравлический, свайный ход — на кормовой папильонаж, учтены конкретные условия эксплуатации на канале, где отсутствует необходимость стрелового заброса (рис. 5.2.7).

Эжекторно-землесосный снаряд 25Э.50Г.63.3. Грунтозаборное устройство — эжектор с гидрорыхлением, напор насоса гидрорыхления 50 м, диаметр всасывающего пульпопровода 630 мм, напор грунтового насоса 60 м.

Эжекторно-землесосный снаряд 25Э.50Г.63.3 также предназначен для добычи грунта с больших глубин. На нем установлено грунтозаборное устройство с эжектором центрального боя. Дополнительный насос подает воду на эжектор и гидрорыхление грунта. Эжекторное грунтозаборное устройство проще погружного грунтового насоса в обслуживании, но уступает ему по производительности. Эжекторный земснаряд состоит из эжектора, дополнительного насоса,

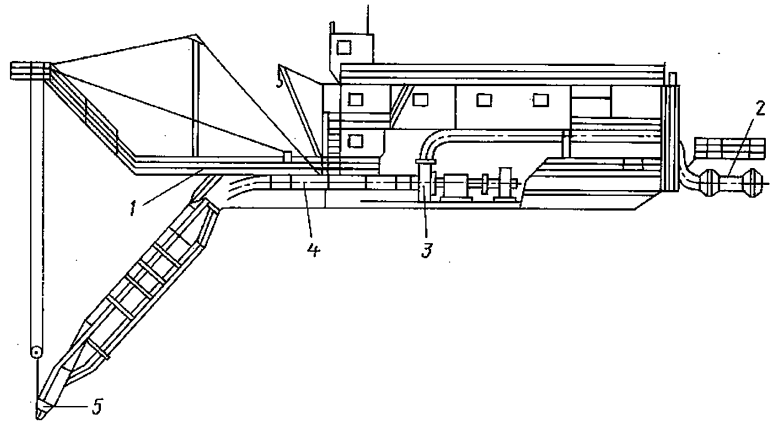


Рис. 5.2.7. Земснаряд 12Э.125Г.63.3:
1 — насос гидрорыхлителя; *2* — напорный пульпопровод; *3* — грунтовой насос; *4* — пульпопровод; *5* — гидрорыхлитель

пульпопровода, грунтового насоса, напорного пульпопровода.

Земснаряд Beaver IHC 400 обладает прочной конструкцией, хорошей управляемостью и высокой производительностью. Настоящий усовершенствованный диапазон стандартных разборных земснарядов охватывает шесть основных моделей. Земснаряд IHC Beaver 400 является одним из основных примеров этого диапазона. Корпус земснаряда выполнен в виде катамарана из четырех понтонов, обе части катамарана связывают между собой межпонтонным соединением в корме и портальной фермой в носовой части. Рама грунтозаборного устройства закреплена шарнирно на понтонах катамарана в кормовой части.

Размеры всех необходимых узлов позволяют без затруднений осуществить их доставку к месту назначения сухопутным, железнодорожным или водным транспортом. Земснаряд оснащен так, что его понтоны могут быть собраны и разобраны за минимальные сроки посредством использования болтовой конструкции на уровне палубы и захватов (зацепов) в нижней части земснаряда.

Конструкция земснаряда включает в себя уникальный компактный погружной грунтовой насос с приводом через понижающую гидравлическую коробку передач и систему водяного охлаждения; фрезу; две папильонажные и рамоподъемную лебедки, управляемые из кабины; дизельный (или же электрический) двигатель и вспомогательные механизмы; напорный трубопровод. Фреза, рамоподъемная и две папильонажные лебедки приводят в действие гидравлическими моторами.

Технические характеристики отечественных и зарубежных землесосов приведены в табл. 5.2.5.

5.2.3. РАСЧЕТ ЗЕМЛЕСОСНЫХ СНАРЯДОВ

Расчет всасывающего тракта погружного грунтового насоса выполняется из условия его работы в бескавитационном режиме. При этом допустимая высота всасывания насоса совместно с геометрическим подпором, связанным с погружением, должна быть равной или больше суммы гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе, геометрической высоты подъема гидросмеси во всасывающем трубопроводе и скоростного напора. При расчете удобнее пользоваться не вакуумметрической высотой всасывания, а статической H_s. Это условие описывается неравенством

$$H_s + H_z \geq (z_р - z_т)\frac{\gamma_г - \gamma_0}{\gamma_0} + \sum \Delta h_{вс},$$

где H_s — статически допустимая высота всасывания гидросмеси, м,

$$H_s = H_{s\,доп.0} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - 10\frac{\gamma_г - \gamma_0}{\gamma_0}.$$

Здесь $H_{s\,доп.0}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания гидросмеси, м; $v_{вс}$ — скорость во всасывающем патрубке грунтового насоса, м/с; g — ускорение свободного падения; $\gamma_г$ и γ_0 — плотность соответственно гидросмеси и воды, т/м^3; H_z — геометрический подпор, связанный с глубиной погружения грунтового насоса, м; $z_р$ и $z_п$ — соответственно глубина разработки и погружения оси грунтового насоса, м; $\Delta h_{вс}$ — сумма потерь напора на всасывающей линии, м,

$$\sum \Delta h_{вс} = \Delta h_v + \Delta h_l + \Delta h_м + \Delta h_{вх},$$

где Δh_v — скоростной напор, м,

$$\Delta h_v = \frac{v_{вс}^2}{2g};$$

Δh_l — потери напора на преодоление сил трения по длине всасывающего трубопровода, м,

$$\Delta h_l = \frac{i_г L_{вс}\gamma_0}{\gamma_г}$$

(здесь $i_г$ — удельные потери напора при движении гидросмеси в трубопроводе, м; $L_{вс}$ — длина всасывающей линии, м,

$$L_{вс} = \frac{z_р - z_п}{\sin\alpha},$$

где α — угол наклона рамы, град); $\Delta h_м$ — потери напора на преодоление местных сопротивлений в трубопроводе, м,

$$\Delta h_м = \frac{v_{вс}^2}{2g}\sum_{j=1}^{n}\xi\mu_j \approx 0{,}1 h_l$$

[$\xi\mu_j$ — коэффициент местного сопротивления каждого элемента трубопровода (шаровые соединения, шланги, компенсаторы и т.п.)]; $\Delta h_{вх}$ — потери напора на преодоление сопротивления при входе во всасывающий наконечник, м,

$$\Delta h_{вх} = h_{вх\,0} + h_э + h_т.$$

Потери напора на воде при входе во всасывающий наконечник, м,

$$h_{вх\,0} = \xi_{вх}\frac{v_{вс}^2}{2g},$$

где $\xi_{вх}$ — коэффициент сопротивления при входе во всасывающий наконечник [по данным ГУП «ВНИПИИстромсырье» (г.Москва), для конструкций всасывающих наконечников $\xi_{вх}$ = = 0,6]; $h_э$ — потери напора, вызываемые наличием экрана, образующегося между всасывающим наконечником и забоем, м,

$$h_э = \xi_э\frac{v_р^2}{2g},$$

где $\xi_э$ — коэффициент экрана, который принимают равным 1,1; $v_р$ — размывающая скорость для данных грунтов, м/с; $h_г$ — потери энергии при работе на гидросмеси, м,

$$h_г = Av_{вс}(\gamma_г - \gamma_0),$$

где A — коэффициент, зависящий от средней крупности грунта [для грунта со средней крупностью (> 6 мм); он примерно постоянен и может быть принят равным 0,55].

Условную вакуумметрическую высоту всасывания, м, для погружного грунтового насоса определяют по формуле

$$H_{в.г} = h_р\left(\frac{\rho_г}{\rho_в} - 1\right) + h_L\frac{\rho_в}{\rho_г} + \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{вс},$$

где $h_р$ — глубина разработки, м; $h_г$ — глубина погружения насоса в воду, м; $h_{вс}$ — гидравлические потери напора во всасывающей линии, м; $\rho_в$ и $\rho_г$ — соответственно плотность воды и гидросмеси, кг/м^3.

Статическая высота всасывания в этом случае равна

$$H_{с.в} = (h_р - h_г)\left(\frac{\rho_г}{\rho_в} - 1\right) + h_{вс}\frac{\rho_в}{\rho_г} - h_г.$$

Для обеспечения бескавитационной работы погружного грунтового насоса необходимо, чтобы

$$H_{с.в} \le H_{д.с.в},$$

где $H_{д.с.в}$ — допустимая статическая высота всасывания для данного значения подачи, м.

Исходя из выполнения условия $H_{с.в} \le$ $\le H_{д.с.в}$, можно определить величину того минимального погружения $h_п$, которое обеспечивает бескавитационную работу насоса, т.е.

$$h_п \ge h_г\left(\frac{\rho_г}{\rho_в} - 1\right) + h_{вс}\frac{\rho_в}{\rho_г} - H_{д.с.в}.$$

Отрицательное значение $h_п$ указывает на возможность работы без подпора с расположением насоса выше горизонта воды.

При использовании погружного грунтового насоса с большим напором часть последнего можно пустить на размыв породы. Исходя из условия обеспечения бескавитационной работы, напор, который может быть использован для размыва породы, определяется по формуле

$$H_р \le h_г + H_{д.с.в} - h_{вс}\frac{\rho_в}{\rho_г} + h_г\left(\frac{\rho_г}{\rho_в} - 1\right).$$

5.2.4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЗЕМЛЕСОСНЫХ СНАРЯДОВ

Производительность земснаряда зависит от физико-механических свойств разрабатываемых пород. Часовая техническая производительность земснаряда

$$Q_{мех} = \frac{Q_{з.г}\rho_в}{q_в + 1 - m},$$

где m — пористость породы; $Q_{з.г}$ — часовая производительность землесоса по гидросмеси, м^3,

$$Q_{з.г} = \frac{Q_{з.в}\rho_в}{\rho_г};$$

$Q_{з.в}$ — производительность землесоса по воде (определяется по технической характеристике и соответствует оптимальному режиму землесоса), м^3/ч; $\rho_г$ — плотность гидросмеси, кг/м^3,

$$\rho_г = \frac{q_в\rho_в + \rho_п(1-m)}{q_в + 1 - m};$$

$q_в$ — удельный расход воды на разработку и транспортирование 1 м^3 породы, м^3/м^3 (табл. 5.2.6); $\rho_п$ — плотность породы, кг/м^3.

Годовая производительность, м^3, земснаряда

$$Q_{год} = Q_{мех}T_{год}k_{и.з},$$

где $T_{год}$ — годовой фонд календарного времени, ч; $k_{и.з}$ — коэффициент использования земснаряда во времени (табл. 5.2.7).

5.2.6. Величина $q_в$

Категория пород	I	II	III	IV	V	VI
Расход воды на разработку и транспортирование 1 м^3 породы, м^3	7	9	11	14	18	22
Напор воды на разработку и транспортирование 1 м^3 породы при применении эрлифтных земснарядов, м	4	5	6	7	8	9

5.2.7. Коэффициент использования земснаряда

Порода	$k_{и.з}$ при числе перекачных станций			
	0	1	2	3
Песок с содержанием гравия до 5 %	0,7	0,67	0,64	0,61
Песчано-гравийная смесь с содержанием гравия, %:				
< 20	0,65	0,62	0,59	0,56
20...40	0,6	0,57	0,54	0,51
40...60	0,55	0,52	0,49	0,47
Вскрышные породы	0,75...0,85	0,72	0,69	0,66

5.2.8. Число рабочих дней

Температурная зона	1	2	3	4	5	6
Число рабочих дней	230...260	190...230	170...190	150...170	135...150	125...135

При сезонной работе число рабочих дней в году принимается в зависимости от температурной зоны (табл. 5.2.8).

При расчете производительности земснаряда в породах с прослойками связных пород мощностью 0,2...0,6 м (не более одной прослойки на каждые 2 м высоты уступа) и при суммарной их мощности ~20 % от высоты уступа категория породы при валовой выемке повышается до следующей. При послойной выемке пород производительность земснаряда для каждого слоя определяется отдельно.

Площади, занимаемые подводными карьерами, как правило, рекультивируются под водоемы для рыбного хозяйства или благоустройства населенных пунктов. Для рыбохозяйственных водоемов подводные откосы до глубины 3 м должны быть выположены под углом ≤ 10°, а надводные откосы на высоту до 2 м — под углом ≤ 5°. Выполаживание подводного откоса осуществляют, как правило, рыхлителем землесосного снаряда с последующим всасыванием. При отсутствии рыхлителя для выполаживания используют драглайны. Не реже чем через 500 м устраивают съезд к урезу воды с уклоном ≤ 5°. Ширина съезда должна быть ≥ 5 м.

В случае использования водоемов для благоустройства населенных пунктов подводным откосам до глубины 5 м придают уклон ≤ 8°. Выполаживание осуществляют непосредственно землесосным снарядом. Формируемый пляж должен быть шириной до 30 м и с уклоном в сторону уреза воды ≤ 5°.

Определение производительности земснаряда выполняют в три этапа. Сначала рассчитывают всасывающий тракт (всасывающую линию), при этом определяют максимальную плотность гидросмеси, когда насос работает в бескавитационном режиме. Затем рассчитывают гидротранспорт при выбранной плотности и пересчитывают характеристику насоса с воды на гидросмесь. В том случае, когда принятая максимально возможная из условия всасывания плотность гидросмеси оказывается слишком высокой для гидротранспорта, т.е. когда слишком велики потери напора, гидротранспортную систему и характеристики насоса пересчитывают на меньшую плотность гидросмеси до тех пор, пока условия гидротранспорта обеспечат работу земснаряда (его грунтового насоса) в оптимальном режиме [6, 8].

Глава 5.3
ДРАГИ

Драгой называют плавучую горную машину, предназначенную для разработки россыпных рудных месторождений и отделения металла от пустой породы.

Преимуществами многоковшовых драг при разработке россыпей являются непрерывность и равномерность выемки и загрузки обогатительного оборудования; породой, содержащей полезное ископаемое простота устройства и высокая надежность в работе.

Драга состоит из следующих основных частей: черпающего (драгирующего) устройства, обогатительного оборудования, гале- и эфелеудаляющих устройств, механизмов перемещения, силового оборудования и понтона с надстройкой. Несущей частью драги является понтон *9*, плавучесть которого обеспечивается путем его разделения на изолированные отсеки (рис. 5.3.1).

Многоковшовая свободно провисающая цепь *5* передвигается по роликам с наполненными ковшами от нижнего барабана *6* к верхнему *7*, где ковши разгружаются в завалочный люк *8*. Из него песок поступает в промывочное устройство, расположенное на понтоне *9*, после чего по принятой технологии происходит отделение ценных компонентов (обогащение). Хвосты *4* (отходы) обогащения (эфель) укладываются в нижнюю часть отвала с помощью отвалообразователей *10*, выступающих за корму понтона. Галька и валуны по разгрузочному конвейеру *11* поступают в верхнюю часть отвала.

5.3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В зависимости от генетического типа условий залегания россыпей и формы драги последние делят на два класса:

I класс — континентальные драги, т.е. предназначенные для разработки материковых россыпей;

II класс — морские драги, т.е. рассчитанные на разработку россыпных и осадочных месторождений, залегающих в прибрежной или глубинной акватории морей и крупных озер. Драги I класса монтируют на плоскодонном судне (понтоне), обеспечивающем нормальную их плавучесть и эксплуатацию в замкнутом водоеме, а драги II класса — на килевых, самоходных или буксирных судах, гарантирующих их плавучесть и эксплуатацию в открытом море при штормовом волнении.

В зависимости от особенностей конструктивного исполнения (рис. 5.3.2) драги классифицируют по следующим признакам:

1) по роду энергии приводных механизмов: электрические, дизель-электрические, дизельные, паровые;

2) по способу передвижения (маневрирования) в разрезе (забое): канатно-свайные, канатно-якорные;

3) по возможной глубине разработки (выемки) пород ниже уровня воды (ватерлинии): малой глубины выемки (до 6 м), средней (до 18 м), глубокой выемки (до 50 м), сверхглубокой (> 50 м);

4) по роду драгирующего аппарата (см. рис. 5.3.2): одночерпаковые — с ковшом типа

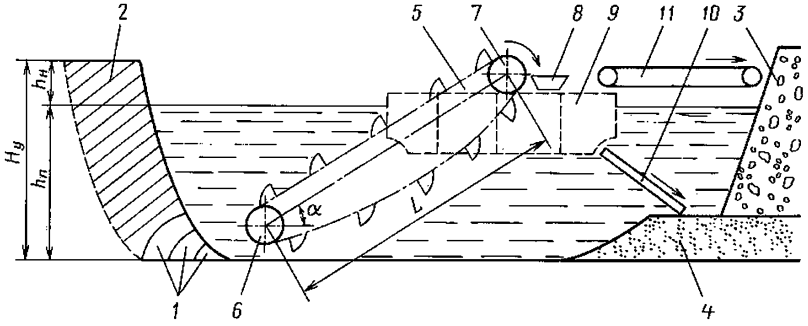


Рис. 5.3.1. Схема разработки забоя многочерпаковой драгой:
1 и *2* — соответственно подъемная и обрушаемая части забоя; *3* — галька и валуны; *4* — хвосты обогащения; *5* — черпаковая цепь; *6* и *7* — соответственно нижний и верхний барабаны; *8* — завалочный люк; *9* — понтон; *10* — отвалообразователь; *11* — разгрузочный конвейер; *L* — длина рабочего органа драги; α — угол наклона черпаковой цепи

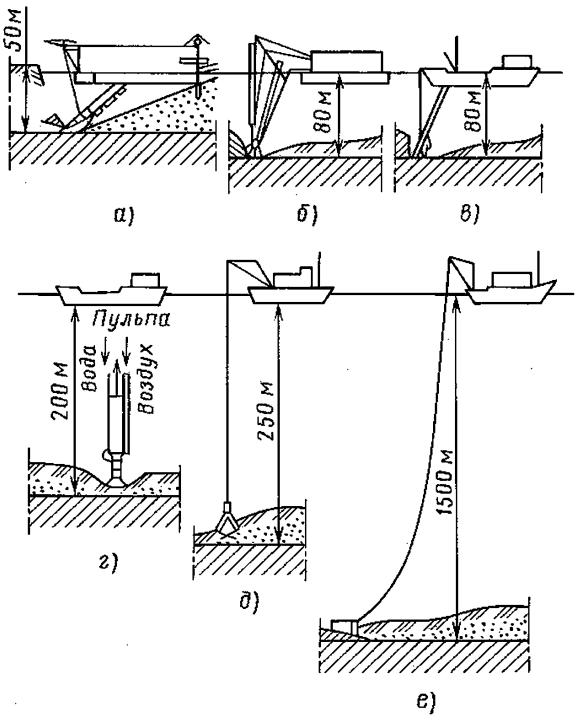


Рис. 5.3.2. Конструктивные типы драг, применяемых для разработки континентальных и морских россыпей:

а — многочерпаковые; *б* — землесосные с механическим рыхлителем; *в* — землесосные с гидравлическим рыхлителем; *г* — эрлифтные; *д* — грейферные; *е* — драглайновые

«механическая лопата», с грейферным ковшом, с ковшом драглайна; многочерпаковые — с прерывистой черпаковой цепью (с холостым звеном), а также со сплошной;

5) по емкости черпака: малолитражные — с черпаками емкостью до 100 л, среднего литража — с черпаками емкостью 100... 250 л, крупнолитражные — с черпаками емкостью > 250 л.

6) по способу подъема материала: механический (черпаковой цепью, лебедкой и т.д.); гидравлический (насос); эрлифтный.

Техническая характеристика драг приведена в табл. 5.3.1.

5.3.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДРАГ

Понтон представляет собой металлическое плоскодонное судно сварной конструкции. В качестве материала для изготовления понтона применяют прокатную сталь для судостроения М16С и сталь ВСт3сп.

По устройству системы внутренних элементов жидкости, обеспечивающих надлежащую поперечную и продольную прочность при восприятии сосредоточенных нагрузок, различают три основные конструктивные разновидности дражных понтонов: с поперечной системой набора, с поперечно-продольной; ящичного (секционного) типа.

Наибольшее распространение в современной практике отечественного драгостроения получила конструкция понтона с поперечно-продольной системой набора. Основным элементом понтонов этого типа являются поперечные и продольные шпангоуты, представляющие собой стальные замкнутые рамы прямоугольной формы, конструктивно усиленные связями жесткости. Трюм понтона обычно разделен металлическими перегородками на несколько отсеков, каждый из которых имеет входные палубные люки с герметичными запорами. Носовая и кормовая части, а также периметр рамного прореза, т.е. участки понтона, наиболее часто подвергающиеся повреждени-

5.3.1. Технические характеристики драг

Показатель	Драги Иркутского завода тяжелого машиностроения						Драги Пермского машиностроительного завода	
	80Д	150Д	250Д	250ДШ	250ДУ	600Д	ОМ-31	ОМ-17
Номинальная емкость черпака, л	80	150	250			600	380	400
Конструкция черпаковой цепи	Сплошная							
Число черпаков в цепи	72	77	85	85	68	169	120	88
Рабочая скорость черпаковой цепи, черп/мин	14...32	21...30	0...35		0...30	18...22	22	18...28
Предельная подводная глубина черпания, м	6	9	12			50	30	17
Высота надводного борта россыпи, м	1	2	3,5		3	10	4	До 2
Габаритные размеры понтона, м:								
длина	24	36	42,8		46,8	112,8	62	52,8
ширина	12	17	18,2		19	32,6	24	
высота бортов	2,2	2,6	3		3,3	5	3,5	3,4
Средняя осадка при работе, м	1,7	1,8	2,1		2,5	3,7	2,5	
Среднечасовая производительность, $м^3/ч$	100	180	320		350	550	400	450
Обогатительное оборудование:								
диаметр, м	1,6	1,8	2,7	2,4		3,2	2,7	
длина сеющей поверхности, м	5,9	8,24	11,45		14,5	15,26	15,35	13,44
Напряжение силовой цепи (постоянный/переменный ток), В	380/0	220/380	220...440/380			220/ 380...600	380/ 6000	440/ 380...6000
Общая установочная мощность электродвигателя, кВт	392	800	1082	1003	1200	7300	2110	2227
Габаритные размеры, м:								
длина	50,2	74,6	88,5	92	91	236	156,2	121,3
высота	16,7	24,5	26		27	50	39	32,6
ширина	17	21,6	25,7		26,5	53,7	35,9	38,7
Среднее водоизмещение драги в рабочем состоянии, т	420	990	1450	1460	1900	10 854	3480	2865
Вылет стакера за корму понтона, м	18,3	23	29,7		30	87	60	46,2
Конструктивная масса драги, т	396	912	1355	1373	1800	10 331	3252	2594

ям, ограждены небольшими по объему изолированными друг от друга водонепроницаемыми отсеками. Остальные трюмные отсеки сообщаются между собой переходными лазами.

Технические характеристики понтонов основных типов драг отечественного производства приведены в табл. 5.3.2.

Металлоконструкции включают в себя главные формы (суперструктуру), переднюю и заднюю мачты и надпалубную надстройку.

Суперструктуру и мачты изготовляют сварной и клепаной конструкции; они служат для придания необходимой жесткости и восприятия статических и динамических нагру-

5.3.2. Технические характеристики понтонов драг отечественного производства

Показатель	Модель драги			
	150Д	250Д, 250ДШ	ОМ-431 (380-л)	600Д
Подводная глубина черпания при угле наклона черпаковой рамы 45°, м	8	12	30	50
Рамный прорез, м:				
длина	13,2	16,4	31,2	64,8
ширина	1,8	2,0	2,7	3,4
Число водонепроницаемых отсеков	26	12	14	30
Конструкция понтона	Сварная			
Система набора	Поперечно-продольная			
Число шпангоутов по длине корпуса понтона	60	72	78	180
Шпация (расстояние между шпангоутами), мм	600	600	800	600
Толщина стальных листов обшивки, мм:				
днища	6		8...11	10...12...16
бортов	6		8	
палубы	5		6	
переборок	6		8...12	
прореза	10	12		
Конструктивная масса, т:				
корпуса понтона	150,1	213,4	618	2429
понтонов с подкреплениями под механизмы	153,1	219,2	649	2547,5

зок, возникающих в механизмах и элементах при работе. В зависимости от модели драги, схемы расположения суперструктуры и соединения передней и задней мачт с понтоном конструктивно отличаются друг от друга.

Соединение задней и передней мачт с суперструктурой на отечественных драгах осуществляют с использованием жестких (драги 150Д и 600Д ОАО «ИЗ-Картекс») и шарнирно-гибких (драги 250ДШ ОАО «ИЗ-Картекс» и ОМ-431 Пермского машиностроительного завода) связей.

Шарнирные соединения обладают преимуществами перед жесткими, поскольку значительные динамические силы, передаваемые на мачты во время работы драги, несколько смягчаются благодаря шарнирам и тросам. Недостатком гибкого крепления мачт является уменьшение жесткости корпуса драги, особенно в носовой ее части.

Для предохранения оборудования от атмосферных осадков конструкции драги закрывают надпалубной надстройкой, обшивка которой должна отличаться малой массой, высокой прочностью и огнестойкостью, а также малой теплопроводностью и водонепроницаемостью.

Основные технические данные о металлоконструкциях современных драг отечественного производства приведены в табл. 5.3.3.

Рабочее оборудование (драгирующий аппарат) состоит из черпаковой рамы с подчерпаковыми роликами; черпаковой цепи; рамного подъемника и главного привода. Принципиальное устройство и действие этих узлов такие же, как у аналогичных узлов цепного многоковшового экскаватора. Главное отличие — большая прочность всех элементов драгирующего аппарата, потому что черпающий аппарат драги должен разрушать (зачищать) коренные породы и подстилающие пески.

Черпаковая рама представляет собой массивную стальную балку *1* (рис. 5.3.3) сварной или клепаной конструкции, состоящую из пяти — девяти секций, массой и размерами, удобными для транспортирования. Нижние концевые отливки рамы служат опорами для нижнего черпакового барабана *2*, а также

5.3.3. Характеристики конструкций суперструктуры, мачт и надстройки драг

Показатель	Модель драги			
	150Д	250Д, 250ДШ	ОМ-431 (380-л)	600Д
Конструкция суперструктуры и мачт	Сварная			
Высота фермы, м:				
передней	8,89	10,12	16,43	24,5
задней		7,44	14,52	14,5
Масса суперструктуры, т	115,0	124,7	312,7	2029
Высота передней мачты, м	8,89	11,5	23,0	24,5
Крепление передней и задней мачт	Жесткое	Шарнирное		Жесткое
Число канатов и растяжек	–	4	12	–
Диаметр каната, мм		56	78	
Масса передней мачты, т		33,4	94,8	
Высота задней мачты, м	9,02	12,5	19,3	24,2
Число пар канатов растяжек, м	–	2	4	–
Диаметр канатов растяжек, мм		47	62	
Масса задней мачты, т		12,2	37,0	
Материал обшивки надстройки	Тонколистовая сталь			
Масса надстройки, т	159,5	245	429	1326

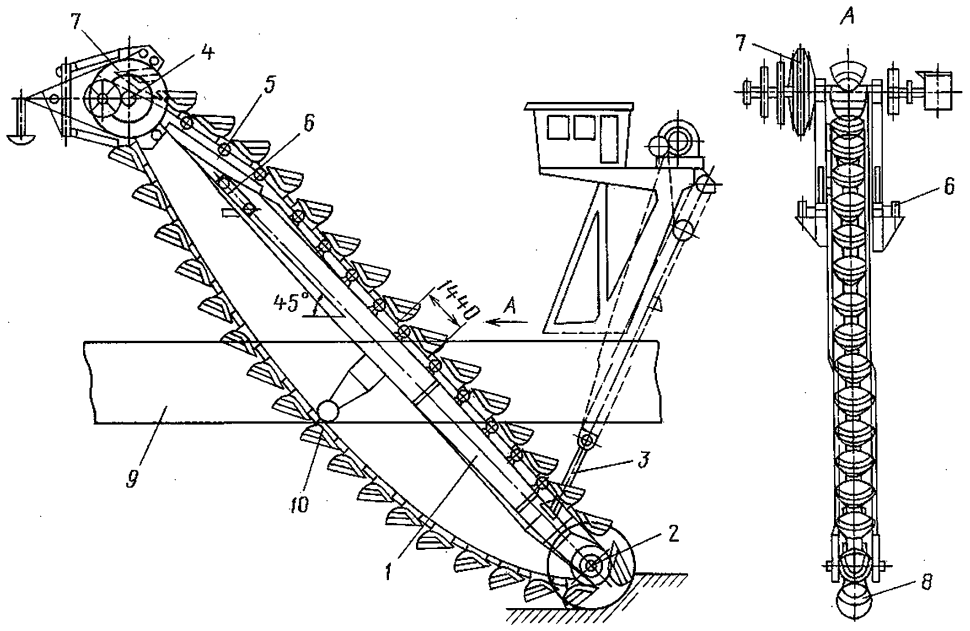


Рис. 5.3.3. Рабочий орган драги с черпаком вместимостью 500 л:
1 — стальная балка; *2* — черпаковый нижний барабан; *3* — навесная тяга; *4* — верхний барабан; *5* — черпаковые ролики; *6* — натяжной механизм; *7* — кулачковые предохранительные устройства; *8* — черпак; *9* — понтон; *10* — барабан для поддержки цепи

местом крепления носовых маневровых канатов и тяг *3* подвеса. К верхней части рамы прикреплены литые наконечники, на которых рама вращается в подшипниках верхнего черпакового барабана *4*. На верхнем поясе черпаковой рамы на расстоянии 15...25 м устанавливают подчерпаковые ролики *5*. Их выполняют в виде цилиндра диаметром 300...400 мм. Материал рамы — низколегированная сталь 10ХСНД. Снизу к раме крепится барабан *10* для поддержки цепи.

Конструкция черпаковой рамы 600-л драги ОАО «ИЗ-КАРТЕКС». Материал рамы — низколегированная сталь 10ХСНД, толщина стенок 28...32 мм. Нижние и верхние части изготовлены из стали 20ГСЛ. Каждая секция рамы состоит из верхнего и нижнего блоков массой по 30 т каждый. Горизонтальные и нижние швы выполнены сварочными автоматами и полуавтоматами, вертикальные соединяющие секции — электрошлаковой сваркой с установкой в стыках секций монтажных планок. Этот вариант изготовления черпаковой рамы исключает какие-либо болтовые соединения и значительно снижает трудоемкость монтажных работ.

Сложность конструирования и изготовления черпаковых рам характеризуется требованиями, предъявляемыми к этой конструкции. Рассмотрим их:

1) несовпадение вертикальных листов секции не должно превышать 1 мм на длине 5,6 м;

2) сварные секции не должны иметь перекоса геометрических осей в горизонтальной плоскости больше чем 12 мм от номинального положения черпаковой рамы по всей ее длине;

3) винтообразность после сварки допускается ≤ 20 мм на всей длине рамы;

4) технология сварочных работ должна исключать наличие остаточных напряжений в конструкции после сварки.

Для поддержания рамы на необходимой высоте, а также для ее подъема и опускания служит подвес, состоящий из двух полиспастов, сблокированных уравнительным коромыслом или блоком. Нижние блоки каждого из полиспастов закрепляют на раме (в зависимости от мощности драги) с помощью одно-, двух- или трехтяговой подвески с шарнирным соединением.

Для устранения излишнего провеса черпаковой цепи, а также предохранения подчерпакового уловителя и торцовой стенки прореза понтона от повреждения черпаковой цепью при работе драги на предельной глубине черпания, на нижней панели черпаковой рамы и в прорезе понтона устанавливают поддерживающие и подчерпаковые барабаны. В частности, на драгах ОМ-431 предусмотрен на черпаковой раме один, а на 600-л драге — два поддерживающих барабана; на 250-л драге ОАО «ИЗ-КАРТЕКС» в прорезе понтона установлен подчерпаковый барабан.

Приводные барабаны (верхние) бывают пяти- или шестигранные. По поверхностям, соприкасающимся с черпаками, они армированы сменными износостойкими накладками. Нижние барабаны выполнены многогранными или круглыми. Наибольшее распространение получили барабаны цилиндрические (круглые) цельнолитые и составные из двух литых половин.

Черпаковая цепь — это цельнолитые черпаки из высокомарганцовистой стали 110Г13Л. Черпаки (табл. 5.3.4) снабжены съемными козырьками, отлитыми из той же стали и соединяющиеся с черпаками посредством заклепочного или сварного соединения. Черпаковые цепи драг бывают прерывистые и сплошные. В прерывистой цепи черпаки *8* соединяются между собой планками. Такие цепи применяют на малых драгах. В сплошной цепи черпаки с

5.3.4. Дражные цельнолитые черпаки из стали 110Г13Л

Показатель	Модель драги			
	150Д	250Д, 250ДШ	ОМ-431 (380-л)	600Д
Масса черпака в сборе, т	710	1145	1956	2950
Палец:				
марка стали	38ХН3ВФ		38ХНМА	НХМ
диаметр, мм	100	137	187	202
длина, мм	625	670	838	914
масса, кг	42	88	177	240

проушинами соединяют один с другим посредством пальцев из стали 38ХН3М. Натяжение черпаковой цепи осуществляют механизмом *6* (см. рис. 5.3.3).

Черпаки. Их отливают как из углеродистой стали с футеровкой трущихся поверхностей съемными накладками из марганцовистой стали или наплавкой износоустойчивого сплава, так и из высокомарганцовистой стали 110Г13Л. Последние характеризуются особой прочностью и долговечностью: срок службы 5...8 лет. Черпаки подобного типа весьма удобны в эксплуатации. Их преимущество — это простота посадки и замены козырьков в процессе ремонта, в то время как на изготовление черпаков с заклепочным соединением козырька необходимы существенные трудовые затраты.

Наиболее рациональной по эффективности процесса выемки пород в забое и последующей их выгрузки в завалочный люк следует считать конструкцию бескозырьковых цельнолитых черпаков, обладающих оптимальными очертаниями.

Главный привод предназначен для приведения в движение черпаковой цепи при работе драги. Конструктивно двухплечевой главный привод (рис. 5.3.4) современных драг состоит либо из планетарного редуктора с кулачковым предохранительным устройством *7* (см. рис. 5.3.3), либо из двух или четырех сблокированных и синхронно работающих электродвигателей, установленных симметрично с каждой стороны вала верхнего черпакового барабана, с которым они могут быть соединены посредством клиноременных, редукторных или открытых зубчатых передач.

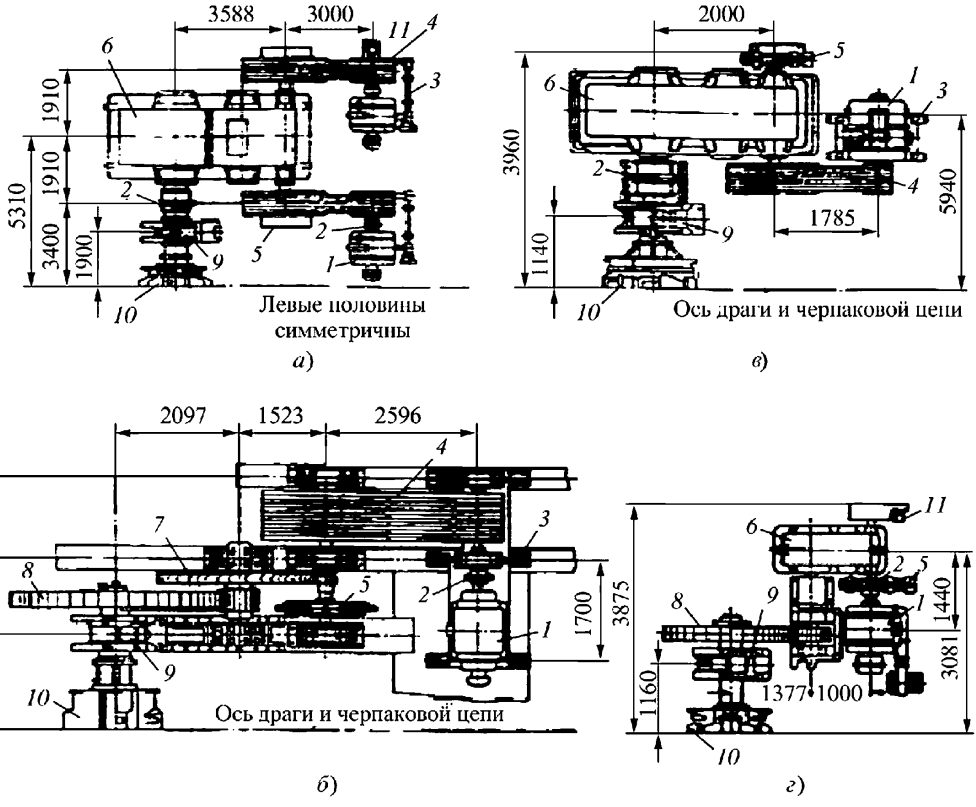


Рис. 5.3.4. Схема двухплечевого главного привода современных драг:
а — 600-л драги 600Д; *б* — 380-л драги ОМ-431; *в* — 250-л драги 250Д и 250ДШ; *г* — 150-л драги 150Д; *1* — электродвигатель; *2* — зубчатая муфта; *3* — натяжное устройство; *4* — клиноременная передача; *5* — пневматический тормоз; *6* — редуктор; *7* — шевронная зубчатая пара; *8* — прямозубая передача; *9* — подшипники вала верхнего черпакового барабана; *10* — верхний черпаковый барабан; *11* — тахогенератор

Эластичная клиноременная передача создает плавность работы привода и обеспечивает смягчение и гашение динамических нагрузок, воспринимаемых приводом при работе драги на тяжелых породах благодаря проскальзыванию ремней на барабанах в случае стопорения ковшовой цепи.

Трехстропные шкивы для главного привода драг средней мощности изготовляют цельнолитыми из стали, а для крупных драг в связи с большим маховым моментом, развиваемым шкивами, — сборными, состоящими из стальной литой ступицы и составных ободов, отлитых из алюминия АЛ7.

Корпус верхнего черпакового барабана отливается из легированной стали с футеровкой рабочих поверхностей накладками из стали 110Г13Л.

5.3.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДРАГ

Морские многочерпаковые драги (рис. 5.3.5) конструктивно отличаются от драг, предназначенных для работы во внутренних водоемах, лишь особенностями маневрового и транспортно-отвального оборудования. В частности, для них характерно отсутствие свай и отвального конвейера (стакера). При работе в открытом море передвижение и маневрирование драги по забою осуществляют, как правило, посредством канатно-якорного устройства, а наличие достаточных отвальных емкостей (поскольку поверхность россыпи расположена значительно ниже уровня воды) обеспечивает возможность самотечного транспортирования по кормовым колодам и свободного размещения хвостов промывки в выработанном пространстве.

Для разработки глубинных морских россыпей многочерпаковые драги не применяют. Наиболее целесообразным является использование одночерпаковых драг.

Драга с черпаками емкостью 80 л модели 80Д производства ОАО «ИЗ-КАРТЕКС» (рис. 5.3.6) смонтирована на стальном плоскодонном понтоне цельносварной конструкции с поперечно-продольной системой набора. Главная ферма (суперструктура) имеет сварную конструкцию с жесткими связями передней и задней мачт. Надстройка металлическая, обшивка панельного типа с синтетическим утеплителем [4, 9].

Маневрирование драги в забое канатно-свайное от системы индивидуальных носовых, кормовых и свайных лебедок. Управление основными операциями электропневматическое. Черпаковая рама при расстоянии между центрами верхнего и нижнего черпаковых барабанов 17 м выполнена сварной в виде балки равного сопротивления. Подъем и опускание рамы осуществляют посредством однотягового подвеса, сблокированного через шестикратные

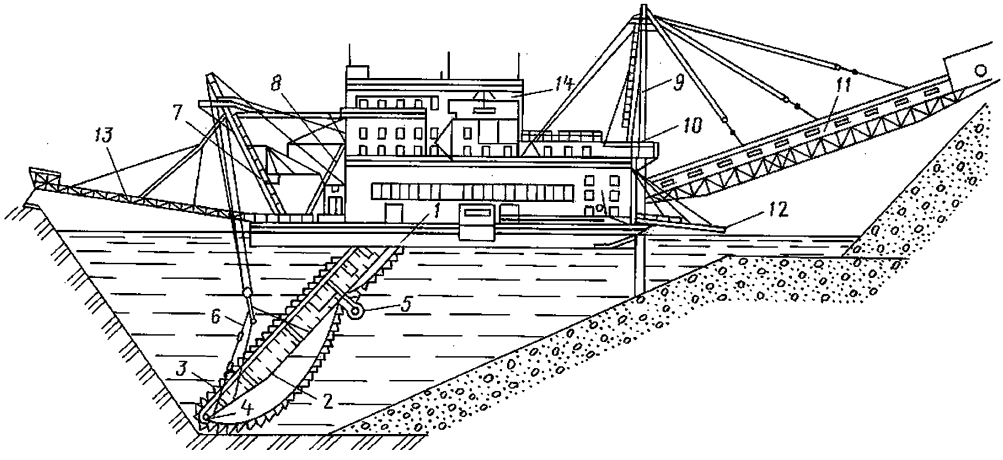


Рис. 5.3.5. Общий вид драги:

1 — понтон; *2* — черпаковая рама; *3* — черпаковая цепь; *4* — нижний черпаковый барабан; *5* — поддерживающий барабан; *6* — подвес черпаковой рамы; *7* — передняя мачта; *8* — главная ферма (суперструктура); *9* — задняя мачта; *10* — сваи; *11* — отвалообразователь (стакер); *12* — хвостовые колоды; *13* — береговой мостик; *14* — надстройка

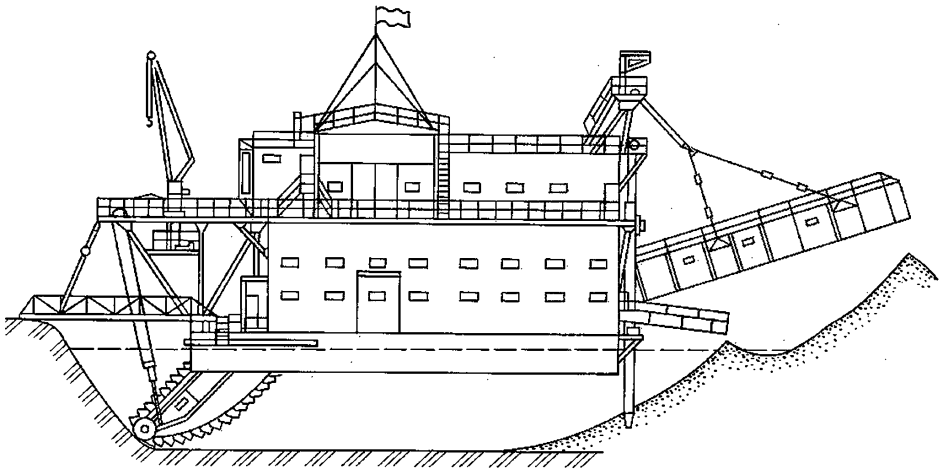


Рис. 5.3.6. Общий вид драги 80Д

полиспасты с рамоподъемной лебедкой, уставленной на верхнем поясе суперструктуры.

Черпающий аппарат, включая сплошную черпаковую цепь, состоящую из 72 цельнолитых черпаков емкостью 80 л каждый, позволяет вести отработку россыпи подводной мощностью до 6 м с надводным бортом высотой 1 м. Среднечасовая производительность драги при разработке пород средней крепости 100 $м^3$/ч.

Главный привод с закрытыми редукторами передачи выполнен по двухплечевой схеме и обеспечивает регулирование рабочей скорости движения черпаковой цепи в пределах 14...32 черпаков в минуту.

Промывочно-обогатительное оборудование включает в себя трехставную дражную бочку с фрикционно-роликовым приводом на пневмошинах и металлические саморазгружающиеся шлюзы с автоматизированным смывом. Укладку хвостов в выработанное пространство осуществляют хвостовыми колодками (эфельная фракция) и отвалообразователем — стакером (галечная фракция). Водоснабжение предусмотрено от центробежных насосов, установленных на нижней палубе левого борта понтона.

Для выполнения такелажных и ремонтных работ драга снабжена достаточным количеством вспомогательных подъемно-транспортных средств, в частности стреловым краном грузоподъемностью 20 кН на передней мачте; мостовым краном грузоподъемностью 20 кН над главным приводом; консольными кранами на задней мачте; вспомогательными лебедками; монорельсами с электрическими и ручными талями; домкратами и другими средствами.

Обслуживание узлов трения основных механизмов технологического потока (главного привода, черпаковой рамы, привода бочки) выполняют с использованием автоматически действующей системы централизованной смазки. В осенне-зимний период эксплуатации положительную температуру в производственных помещениях надстройки поддерживают системами парового и воздушно-электрического отопления.

Энергоснабжение драги осуществляют от береговой централизованной электросистемы или от дизельной электростанции, устанавливаемой непосредственно на драге или на берегу.

Драгу с черпаками емкостью 150 л модели 150Д серийно изготовляют на ОАО «ИЗКАРТЕКС». Драга (рис. 5.3.7) смонтирована на стальном плоскодонном понтоне цельносварной конструкции с поперечно-продольной системой набора. Понтон имеет 26 водонепроницаемых отсеков и обеспечивает среднюю осадку драги в рабочем состоянии 1,8 м при высоте борта 2,6 м. Главная ферма, передняя и задняя мачты стальные, сварной конструкции, каркас надстройки металлический, обшивка — панельного типа с теплоизоляцией пенопластом.

Маневрирование драги в разрезе — канатно-свайное от индивидуальных однобарабанных лебедок, управление — централизованное электропневматическое.

Черпаковая цепь сплошная включает в себя 77 черпаков из литой высокомарганцови-

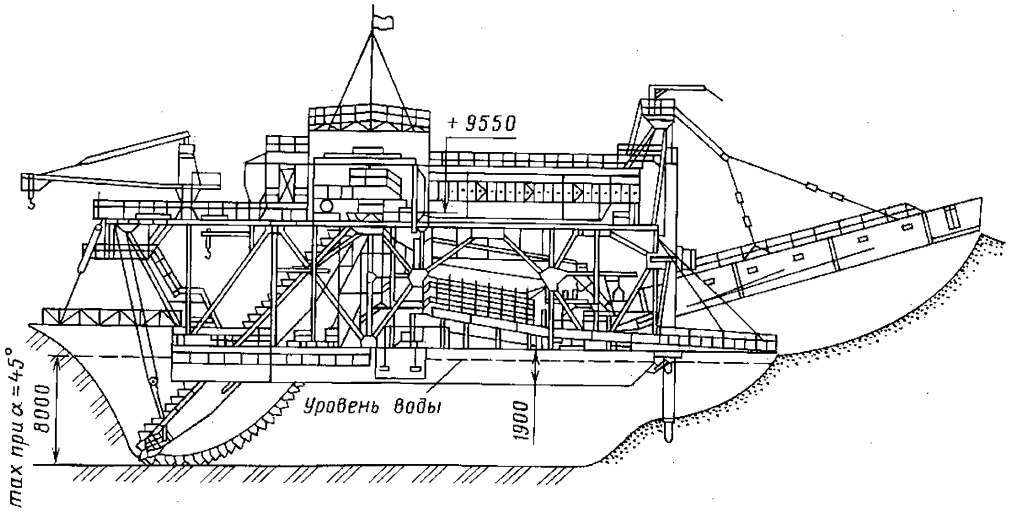


Рис. 5.3.7. Общий вид драги модели 150Д

стой стали 110Г13Л с безнаклепочным соединением козырька. Рабочую скорость движения черпаковой цепи можно изменять (регулировать) в пределах 21...30 черпаков в минуту.

Среднечасовая производительность драг по пескам средней мывкости изменяется в зависимости от содержания в них эфельной фракции в пределах от 150 (70 % эфелей) до 210 (50 % эфелей) $м^3$/ч. Для снижения просыпи песков в черпачный прорез понтона завалочный люк оснащен подвижным приемным лотком.

Привод черпаковой цепи конструктивно выполнен по двухплечевой схеме и осуществляется от двух синхронно работающих электродвигателей через редукторную и открытую зубчатую передачи. При этом в зависимости от состава и крепости пород россыпи драгу оснащают различными системами электропривода, обеспечивающими работу черпающего аппарата, как с постоянной, так и с регулируемой скоростью движения черпаковой цепи. В первом случае предусмотрены асинхронные электродвигатели переменного тока напряжением 380 В, мощностью по 55 кВт при 570 $мин^{-1}$, во втором используют тиристорные преобразователи и двигатели постоянного тока напряжением 220 В, мощностью по 70 кВт при 600...1200 $мин^{-1}$.

Драгу с черпаками емкостью 250 л (рис. 5.3.8) серийно выпускает ОАО «ИЗ-КАРТЕКС»

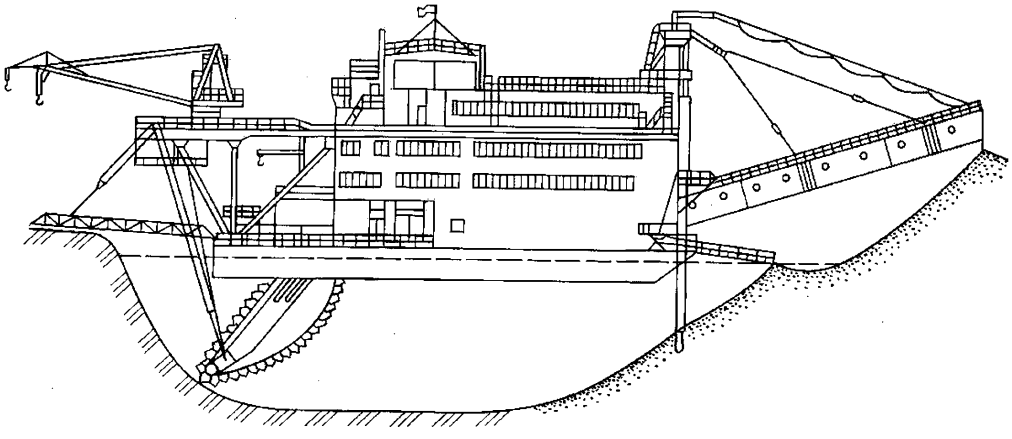


Рис. 5.3.8. Общий вид драги модели 250Д

в двух модификациях, которые отличаются схемой обогатительного оборудования, в частности модель 250Д, исполняемая в шлюзоотсадочном варианте, предназначена для извлечения золота преимущественно мелких классов, и модель 250ДШ — в шлюзовом варианте со стационарными с подвижным резиновым покрытием и металлическими саморазгружающимися шлюзами служит для обогащения песков, содержащих относительно крупные зерна золота.

По производственно-техническим возможностям, прочностной характеристике и моторесурсу драга 250ДУ значительно превосходит типовые драги этой мощности и позволяет при прочих равных условиях увеличить сезонную производительность по переработке горной массы на 30...50 %.

Повышения прочности и долговечности узлов черпающего устройства достигают путем применения верхнего и нижнего черпаковых барабанов, черпаковых роликов, черпачных пальцев, полувтулок, соответствующих параметров черпака (шага, размеров салазок), а также отливок черпаковой рамы, аналогичных 380-л драге. Усилены элементы главной фермы, свайных упоров, свай главного привода и других наиболее нагруженных узлов и агрегатов. Вследствие этого конструктивная масса новой драги на 420...450 т больше массы типовой 250-л драги производства ИЗТМ, имеющей такую же глубину черпания. Однако продолжительность службы ее основных узлов и оборудования увеличена в данном случае более чем в 3 раза.

Драга модели 250ДУ предусмотрена к выпуску в двух модификациях: с глубиной черпания 12 и 15 м ниже уровня воды, каждая из которых может быть оснащена шлюзовой либо шлюзоотсадочной схемами обогащения.

Общая эксплуатационно-техническая характеристика драги следующая. Черпаки емкостью 250 л с усиленным корпусом чашеобразной формы, обеспечивающей лучшее их наполнение и опорожнение, выполнены цельнолитыми из высокомарганцовистой стали 110Г13Л с последующей наплавкой режущей кромки твердыми износоустойчивыми сплавами или со съемным козырьком. Конструктивные размеры шага и проушин черпака соответствуют черпаку 380-л драги.

Прочностные свойства конструкции черпающего и маневрового аппаратов обеспечивают возможность разработки россыпи с тяжелыми породами при наличии пятнистой мерзлоты. Для более эффективной разработки крепких пород черпающим аппаратом предложена установка более совершенной системы электропривода постоянного тока с некоторым увеличением его мощности. Расширена степень механизации грузоподъемных работ внутри и снаружи драги. Грузоподъемность кранов над главным приводом и стрелового на передней мачте приводят в соответствие с массой барабанов. Предусмотрено устройство механизированного удаления крупных валунов за борт драги до поступления их в бочку.

Изготовление металлоконструкций драги осуществляют на заводе в виде жестких объемных блоков массой до 30 т. Поставка укрупненных металлоконструкций и применение сборных панелей сокращают сроки монтажа драги в полевых условиях, а применение для несущих металлоконструкций специальных сталей обеспечивает безаварийную работу драг в районах Крайнего Севера.

Технологическую схему обогащения песков выполняют в двух вариантах: шлюзовом — для песков с крупным золотом и шлюзоотсадочном с предварительным обезвоживанием концентрата перед отсадочными машинами — для мелкого золота. В обеих схемах используют саморазгружающиеся шлюзы с автоматизированным смывом и механизированной доводкой шлихов непосредственно на драге.

Драга 250ДУ оснащается автоматизированными системами, в частности, предусматриваются к установке две группы контрольно-измерительных приборов:

- приборы, контролирующие технологический процесс: электронный индикатор самородков, пробоотборник, указатели глубины черпания, ширины забоя, величины подшагивания и скорости черпания;
- приборы, предотвращающие аварийные режимы; устройство, предупреждающее сход черпаковой цепи с нижнего черпакового барабана; устройство для улавливания черпаковой цепи при ее обрыве; указатели положения свай; кренодифферентомеры; устройства для контроля температуры подшипников и поступления смазки.

Электрическую 380-литровую драгу глубокого черпания ОМ-431 серийно выпускает Пермский машиностроительный завод. По уровню технического оснащения, надежности

конструктивного исполнения и эксплуатационным данным эта драга — одна из лучших в практике мирового драгостроения.

Драга ОМ-431 смонтирована на стальном понтоне сварной конструкции, который при размере 62×24 м и высоте борта 3,5 м имеет 14 водонепроницаемых отсеков и обеспечивает нормальную устойчивость драги при среднем ее водоизмещении в рабочем состоянии 3480 т. Драга обеспечивает разработку россыпных месторождений с предельной глубиной залегания до 30 м ниже уровня воды при высоте надводного борта < 4 м. Среднечасовая производительность драги 400 $м^3$/ч. Основные и вспомогательные агрегаты оснащены индивидуальными электроприводами с редукторными передачами.

Драга ОМ-417 с черпаками емкостью 400 л и предельной глубиной черпания 17 м ниже уровня воды размещена на стальном (ВСт3, ГОСТ 380–2005) плоскодонном понтоне сварной конструкции с поперечно-продольной системой набора при шпации 600 мм. Понтон выполнен из объемно-плоскостных секций и, включая 20 водонепроницаемых отсеков, обеспечивает нормальную плавучесть и устойчивость драги в рабочем состоянии при водоизмещении 2600 т со средней осадкой 2,5 м.

Главная ферма (суперструктура) обычной конструкции жестко связана с передней и шарнирно с задней мачтами. В качестве материала для изготовления элементов суперструктуры применена низколегированная сталь 10Г2С1, имеющая удельную ударную вязкость при температуре — 60° С не менее $30 \cdot 10^{-4}$ Дж/$м^2$.

Надстройка драги запроектирована применительно к условиям эксплуатации в районах Крайнего Севера, причем каркас изготовлен из стали ВСт3ПС для сварных конструкций. В качестве обшивки использованы сборные алюминиевые панели (стеновые 2,8×1,2 м, кровельные 4,8×1,6 м) мембранного типа с утеплителем из пенопласта объемной силой тяжести 80 кг/$м^3$; для окопных проемов предусмотрены панели из светопрозрачного стеклопластика двойного заполнения размером 4,8×1,2×0,13 м.

Черпаковая рама сварной конструкции, имея длину между центрами барабанов 41 м и площадь сечения в центральной части 3,1×2,08 м, выполнена в виде коробчатого бруса равного сопротивления, состоящего из пяти секций. Подвес рамы осуществлен через сдвоенные 12-кратные полиспасты с трехтяговой нижней подвеской.

Рамоподъемная лебедка со сдвоенным барабаном установлена в носовой части верхнего пояса главной фермы и снабжена индивидуальным редуктором с электроприводом от асинхронного двигателя АК-113-10М мощностью 160 кВт. Канатоемкость каждого барабана при канате диаметром 39 мм с двухслойной навивкой равна 270 пог.м.

Главный привод драги выполнен по двухплечевой схеме с двумя электродвигателями постоянного тока П143-9К мощностью по 200 кВт по системе тиристорный преобразователь–двигатель и включает в себя клиноременную и закрытую редукторную передачи с установкой вала семигранного верхнего черпакового барабана на подшипниках качения. Частотное управление приводом обеспечивает плавное регулирование скорости движения черпаковой цепи в пределах 18...28 черпаков в минуту.

Среднечасовая производительность драги при разработке пород средней крепости и промывистости 450 $м^3$/ч. Общая мощность россыпи, срабатываемая черпаком, 19 м. Промывочно-обогатительное оборудование (рис. 5.3.9) драги ОМ-417 содержит шестиставную бочку с трубчатым каркасом длиной 18,7 м и внутренним диаметром 2,7 м, установленную под углом 7°. Фрикционно-роликовый привод оснащен индивидуальным электродвигателем мощностью 125 кВт, который через закрытый редуктор приводит во вращение бочку со скоростью 10 $мин^{-1}$.

В зависимости от ситовой характеристики золота драга ОМ-417 может быть оснащена различными схемами установки обогатительного оборудования, обеспечивающими наиболее полное извлечение металла из перерабатываемых песков. Основными из этих схем являются:

– шлюзовой вариант с использованием саморазгружающихся шлюзов с подвижным резиновым покрытием или металлических саморазгружающихся шлюзов;

– шлюзоотсадочный вариант с использованием коротких саморазгружающихся шлюзов и отсадочных машин с предварительным обезвоживанием пульпы спиральными классификаторами и элеваторами или другими конструкциями обезвоживателей.

В комплекс доводочного оборудования входят ленточные элеваторы, концентрационные столы, амальгаматор непрерывного действия и другие приборы, позволяющие полно-

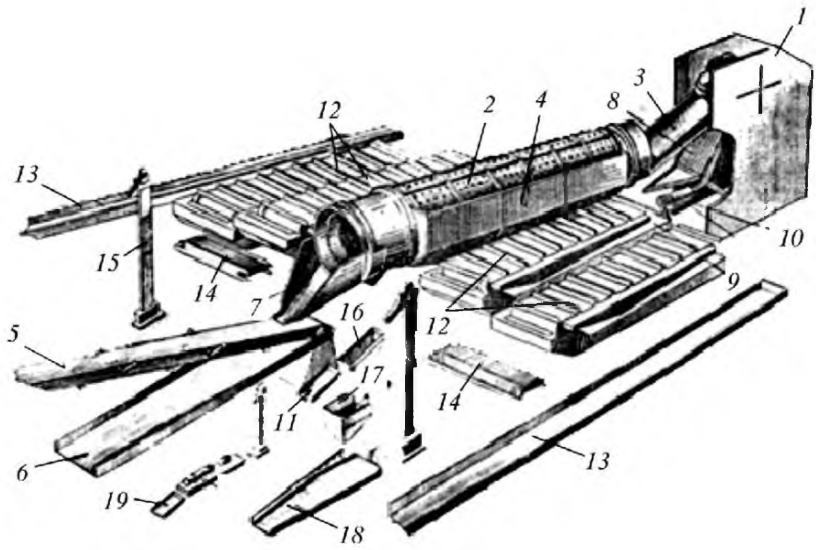


Рис. 5.3.9. Схема обогащения песков на 400-л драге ОМ-417 с использованием металлических саморазгружающихся шлюзов:

1 — завалочный люк; *2* — промывочная бочка; *3* — лоток завалочного люка; *4* — распределитель; *5* — стакер; *6* и *7* — соответственно подстакерный и галечный лоток; *8* и *9* — соответственно колосниковый и барабанный грохоты; *10* — шлюзы уловителя; *11* и *14* — шлюзы для улавливания соответственно самородков и крупного металла; *12* — металлические саморазгружающиеся шлюзы; *13* — хвостовые колоды; *15* — элеватор ЭЛМ-250; *16* — грохот ГЖ-2; *17* — бункер; *18* — концентрационный стол; *19* — амальгамационная установка

стью механизировать процесс доводки и достичь высоких показателей извлечения золота из концентратов.

Водоснабжение промывочно-обогатительных агрегатов, хозяйственно-бытовых и противопожарных потребителей технологической водой, а также аварийный водоотлив из понтона осуществляют центробежными насосами суммарной производительностью соответственно пришлюзовых или шлюзо-отсадочном вариантах обогащения 5702 и 5906 м^3/ч.

Промытые породы галечной фракции удаляют в отвал ленточным конвейером специальной конструкции, который оснащен лентой шириной 1200 мм, обеспечивающей при скорости 1,92 м/с среднюю производительность отвалообразователя 535 м^3/ч. Расстояние между центрами барабанов конвейера 51 м. Привод главного конвейера — от электродвигателя АК-91-4 (N = 75 кВт, n = 1460 мин$^{-1}$) через закрытый редуктор с передаточным числом 40.

Снабжение драги электроэнергией предусмотрено от береговой подстанции напряжением 6 кВ через высоковольтную ячейку РВНО-6 и гибкий силовой кабель КРПД-6.

5.3.4. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА

На рис. 5.3.10 приведена расчетная схема драги.

Соответствие конструктивных размеров драги параметрам россыпи следует проверять расчетами длины черпаковой рамы, кормовых колод, рамы стакера и свай.

Расчет черпаковой рамы проводят исходя из двух основных условий.

1. Длина черпаковой рамы должна быть достаточной для глубоких залежей россыпи. В этом случае конструктивную длину черпаковой рамы (расстояние между осями верхнего и нижнего барабанов) проверяют по уравнению

$$A = \frac{Б + б + H_1 + Z_п - r}{\sin\sigma},$$

где А — длина черпаковой рамы, м; Б — высота установки оси верхнего черпакового барабана над палубой понтона, м; δ — высота (сухой борт) понтона над уровнем воды, м; H_1 — наи-

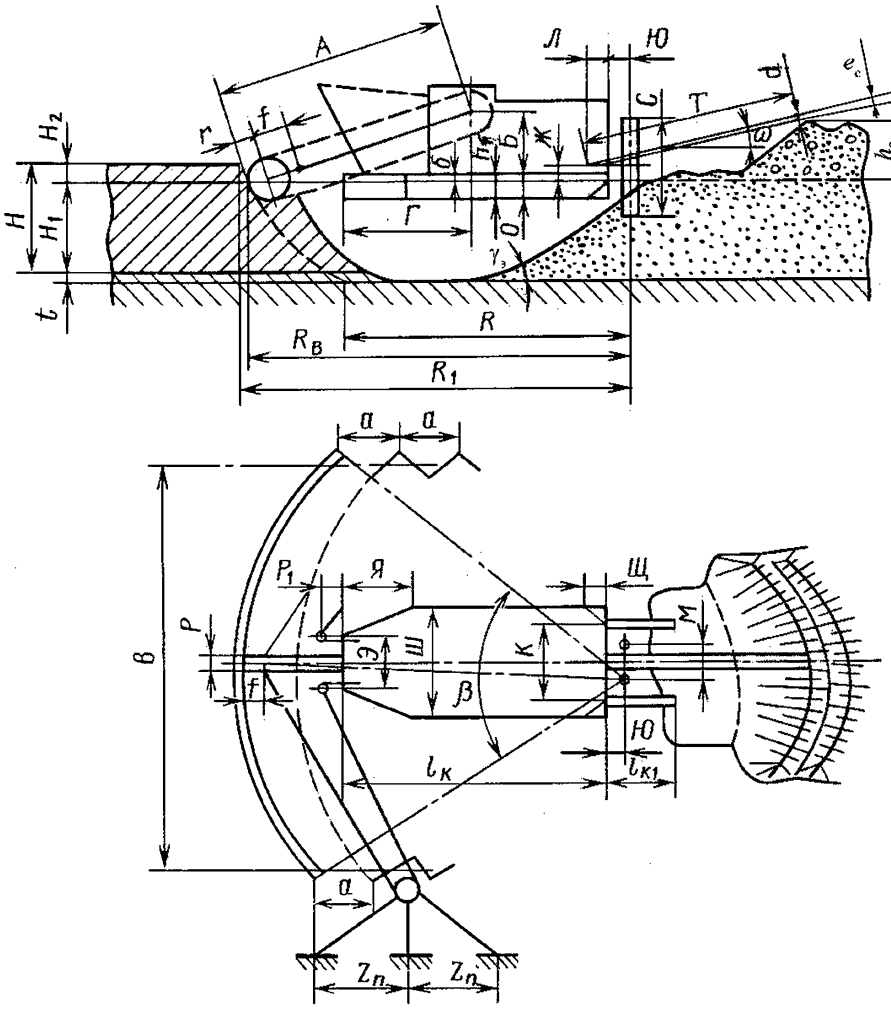


Рис. 5.3.10. Схема основных конструктивных размеров драги

большая, по разведочным данным, подводная глубина россыпи, м; $Z_п$ — запасная глубина черпания, учитывающая возможность задирки плотика; принимается в зависимости от крепости подстилающих коренных пород и глубины проникновения в них зерен полезного ископаемого в пределах $Z_п = (0{,}01...0{,}12)H_1$; r — радиус резания пород на нижнем черпаковом барабане, м; σ — предельный (конструктивный) угол наклона черпаковой рамы, град.

2. Длина черпаковой рамы должна обеспечивать в процессе маневрирования драги требуемую полноту выемки в угловых (бортовых) частях забоя (разреза) при их подработке. В этом случае длину черпаковой рамы проверяют при наименьшем допустимом угле маневрирования драги по уравнению

$$A = \sqrt{[Г + K_1(H_2 + О) + K_2 a + K_3 Э)^2 + (Б + б + О)^2 - r]},$$

где Г — расстояние от носа понтона до оси верхнего черпакового барабана, м; K_1–K_3 — коэффициенты, зависящие от угла поворота драги (табл. 5.3.5); H_2 — предельная высота подводного борта россыпи, обрабатываемого черпаками, м; О — осадка понтона драги, м; a — величина ухода (шага) на один забой, м; Э — ширина носовой части понтона драги, м.

Длину кормовых колод проверяют исходя из возможности размещения эфельных отва-

5.3.5. Значения коэффициентов при различных углах поворота драги

Наименьший угол маневрирования драги β_{min}, град	Угол поворота драги $\frac{\beta_{min}}{2}$, град	Значения коэффициентов		
		$K_1 = \frac{0{,}25}{\sin\frac{\beta_{min}}{2}}$	$K_2 = \cos\frac{\beta_{min}}{2}$	$K_3 = \frac{0{,}5}{\operatorname{tg}\frac{\beta_{min}}{2}}$
40	20	0,73	0,94	1,37
50	25	0,59	0,91	1,07
60	30	0,50	0,87	0,87
70	35	0,43	0,82	0,71
80	40	0,39	0,77	0,60
90	45	0,35	0,71	0,50
100	50	0,32	0,63	0,42
110	55	0,30	0,57	0,35
120	60	0,29	0,50	0,29
130	65	0,28	0,42	0,23

лов на достаточном расстоянии от кормы понтона, обеспечивающем наличие некоторого зазора между плоскостью скосов днища и поверхностью эфелей в отвале, а также создающем условия для свободного перемещения драги при маневрировании. При этом длина кормовых колод $l_к$ должна соответствовать выражениям:

а) при повороте драги в сторону рабочей сваи

$$l_к = \frac{h_1 + О + t\cos\gamma_э - H_1}{\operatorname{tg}\gamma_э} + t\sin\gamma_э + Ю + 0{,}5(Ш + М)\sin\frac{\beta}{2} - (Ш - Ю)\cos\frac{\beta}{2};$$

б) при повороте драги в сторону нерабочей сваи

$$l_{к1} = \frac{h_1 + О + t\cos\gamma_э - H_1}{\operatorname{tg}\gamma_э} + t\sin\gamma_э + Ю + 0{,}5(Ш + М)\sin\frac{\beta}{2} - (Щ + Ю)\cos\frac{\beta}{2},$$

где t — наименьший допустимый зазор между кормой понтона и поверхностью эфельного отвала, $t = 0{,}1...0{,}5$м; $\gamma_э$ — угол откоса эфельного отвала в средней части, $\gamma_э = 28...15°$; Ю — расстояние от оси сваи до кормы понтона, м; Ш — ширина понтона, м; М — расстояние между сваями, м; Щ — длина кормового скоса понтона, м; β — полный угол маневрирований драги, град.

Длина рамы стакера и угол ее наклона определяют наибольшую подводную высоту галечных отвалов, которые могут быть отсыпаны драгой. Поэтому при заданных конструктивных размерах стакера высота отвалов должна быть меньше возможной (допустимой) высоты подъема головной его части над уровнем воды в разрезе на величину безопасного зазора.

Исходя из этого, проверочный расчет проводят по уравнению

$$Т = \frac{(h_1 + h_2 + d + e_c) - (H_1 + Ж + б)}{\sin\omega} - r,$$

где Т — длина рамы стакера, определяемая расстоянием между центрами нижнего и верхнего приводных барабанов, м; h_1 — высота понтона, м; h_2 — высота галечных отвалов, м; d — толщина рамы стакера до оси приводного барабана у окна для выброса гали, м; e_c — безопасный зазор между гребнем галечного отвала и рамой стакера, $e_c = 0{,}7...1{,}5$ м; Ж — высота установки нижнего барабана стакера от палубы понтона, м; r — радиус верхнего (приводного) барабана, м; ω — угол наклона рамы стакера, град.

Свайное устройство драги воспринимает значительные нагрузки от режущих сил черпающего аппарата во время выемки пород и особенно в процессе задирки плотика. Для стабилизации положения драги в разрезе (на забое) свая должна иметь достаточную длину, обеспечивающую посадку наконечника в отвалы на требуемую глубину как при отработке

5.3.6. Средние значения коэффициента наполнения черпаков при разработке пород различного литологического состава

Характеристика пород	Конструкция черпаковой цепи	
	сплошная	прерывистая
Песок, супесь, неплотный чернозем	0,6...0,9	0,6...0,8
Легкие связные пески, легкий суглинок, песок крупнозернистый с мелкой галькой, мелкий речник без валунов, плотный растительный грунт	0,9...1,05	0,8...0,9
Уплотненный глинистый песок, речник с галькой, глинистые породы средней плотности, мелкий щебень скальных пород	0,7...0,9	0,7...0,8
Тяжелая сухая глина с валунами до 10 %, речник с крупными валунами, дресва	0,5...0,7	0,5...0,6
Тяжелые глины с валунами > 10 %; песок с галькой, сцементированный пористым материалом; чешуйчатые мягкие сланцы, мерзлые песчаные породы	0,4...0,5	0,4

5.3.7. Значение коэффициента наполнения черпаков породой при свайном маневрировании драги

Коэффициент наполнения черпаков	Половина угла маневрирования драги при отработке забоя на полную ширину, град					
	40	50	60	70	80	90
Средний по забою	0,92	0,88	0,81	0,77	0,70	0,63
При отработке углов забоя	0,77	0,64	0,50	0,34	0,16	0

забоя с нормальной величиной ухода (шага), так и при развороте драги на 90°.

Проверочный расчет проводят для наиболее тяжелого случая, т.е. для участка россыпи с наиболее низким расположением эфельных отвалов относительно уровня воды.

При этом принимают, что драга продвигается на величину двойного хода (шага). Исходя из этого проверку проводят по следующим уравнениям:

а) подводную длину свай

$$C_1 = \frac{2a + l_к - Ю}{\operatorname{ctg}\gamma_э} + (H_1 - h_1 + Л);$$

б) надводную длину свай

$$C_2 = l_с + б + l_н;$$

в) полную длину свай

$$C = C_1 + C_2,$$

где Л — длина наконечника сваи, м; $l_с$ — расстояние от палубы понтона до верхнего свайного направляющего упора, м; $l_н$ — запасная длина свай, $l_н$ = 1...2 м.

5.3.5. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ДРАГ И РАСЧЕТ МОЩНОСТИ

Расчетную часовую производительность драги, м^3/ч, при непрерывной работе и постоянной скорости движения черпаковой цепи определяют по уравнению

$$Q_ч = \frac{60nE}{K_р}\eta_н,$$

где n — скорость движения черпаковой цепи, черпаков в минуту; E — геометрическая емкость черпака, м^3; $K_р$ — средневзвешенный коэффициент разрыхления пород; $\eta_н$ — средний коэффициент наполнения черпаков породой (табл. 5.3.6 и 5.3.7).

Среднесуточную производительность драги, м^3/сут, определяют по уравнению

$$Q_{сут} = 24Q_ч\eta_и,$$

где $\eta_и$ — коэффициент использования рабочего времени в период суток, определяемый отношением продолжительности чистого времени работы драги в сутки T (в часах) к длительности суток, т.е. $\eta_и = T/24$.

Значение коэффициента наполнения черпаков породой при свайном маневрировании драги в зависимости от изменения угла поворота (ширины одинарного забоя) при условии, что коэффициент наполнения черпаков в центральной части забоя равен 1 (см. табл. 5.3.7)

Расчет мощности привода черпаковой цепи. Мощность двигателя главного привода N, кВт, драги

$$N = W v \eta^{-1},$$

где W — окружная сила на барабане, кН; v — скорость движения черпаковой цепи, м/с; η — КПД редуктора.

Окружная сила W, кН, на барабане

$$W = W_1 + W_2,$$

где W_1 — сила сопротивления породы черпанию, кН; W_2 — сила сопротивления от подъема груженых черпаков, кН.

Сила сопротивления породы черпанию

$$W_1 = K_F tbn = \frac{K_F En}{lK_р} = \frac{K_F Q}{3600v},$$

где K_F — удельный коэффициент сопротивления породы черпанию, кПа; t и b — соответственно толщина и ширина стружки, м; n — число черпаков, соприкасающихся с породой; E — вместимость черпака, м^3; $K_н$, $K_р$ — коэффициенты соответственно наполнения черпака и разрыхления породы; l — путь наполнения черпака, м; Q — теоретическая производительность драги, м^3/ч.

Сопротивление от подъема груженых черпаков на участке рамы, погруженном в воду и находящемся выше уровня воды, будет различным вследствие влияния выталкивающих сил и равным

$$W_2 = \frac{EK_н H_ч g}{K_р a \sin\alpha}(\gamma - \gamma_0) + \frac{EK_н H_ч \gamma}{K_р a \sin\alpha},$$

где $a = 60\,v/n^2$ — шаг черпаков, м (здесь n — число разгрузок черпаков в минуту); $H_ч$ — глубина черпания, м^3; γ, γ_0 — соответственно плотность породы и воды, т/м^3; $H_р$ — высота подъема черпаков от поверхности воды до места разгрузки, м; α — угол откоса уступа, град.

Окружная сила на барабане

$$W = \frac{Q}{3600v}\left[K_F + \frac{H_ч(\gamma - \gamma_0) + H_р\gamma}{\sin\alpha}\right].$$

Таким образом, мощность привода зависит от сопротивления пород разрушению, глубины черпания и высоты подъема черпаков к месту разгрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бессонов Е.А.** Технология и механизация гидромеханизированных работ: спр. пособие для инженеров и техников. М.: Центр, 1999. 217 с.

2. **Егоров В.К., Каменецкий В.Л., Харченко С.Л., Штин С.М.** Научные и практические достижения в области гидромеханизации / под ред. И.М. Ялтанца. М.: Изд-во МГГУ, 2001. 186 с.

3. **Жарницкий Е.П.** Землесосные снаряды с погружными грунтовыми насосами. М.: Недра, 1988. 241 с.

4. **Молочников Л.Н., Ляшевич В.В.** Эксплуатация и ремонт оборудования гидромеханизации. М.: Недра, 1982. 293 с.

5. **Нурок Г.А.** Процессы и технология гидромеханизации открытых горных работ. М.: Недра, 1985. 372 с.

6. **Пучков Л.А., Михеев О.В., Атрушкевич В.А., Атрушкевич О.А.** Интегрированные технологии добычи угля на основе гидромеханизации. М.: Изд-во МГГУ, 2000. 319 с.

7. **Российская** угольная энциклопедия. В 3 т. Т.1. (А–И). М. — СПб.: Изд-во Санкт-Петербургской картографической фабрики ВСЕГЕИ, 2004. 649 с.

8. **Стариков А.С.** Технологические процессы земснарядов. — М.: Транспорт, 1989. 278 с.

9. **Хныкин В.Ф.** Гидравлическая разработка россыпных месторождений. М.: МГРИ, 1988. 257 с.

10. **Ялтанец И.М.** Проектирование открытых гидромеханизированных и дражных разработок месторождений: учеб. пособие, перераб. и доп. М.: Изд-во. МГГУ, 2003. 758 с.

11. **Ялтанец И.М., Егоров В.К.** Гидромеханизация: Справ. матер. М.: Изд-во МГГУ, 1999. 338 с.

12. **Ялтанец И.М., Кулигин В.И.** Гидромеханизация открытых горных работ. М.: Изд-во МГГУ, 1996. 546 с.

Раздел 6

РАСЧЕТ И ВЫБОР ВЫЕМОЧНЫХ И ПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Глава 6.1

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ РАБОТ

Горные машины для подземных работ по функциональному признаку подразделяют на выемочные (очистные) и проходческие [1].

В состав машин технологических циклов добычи полезных ископаемых и проходки горных выработок входят также следующие виды машин и оборудования: буровое оборудование; погрузочные машины; крепи; доставочное оборудование и др.

6.1.1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Выемочные машины и оборудование. Выемочные машины и оборудование классифицируют по таким признакам:

– по виду разрабатываемых месторождений полезных ископаемых: машины для пластовых (угольных), рудных, россыпных и других месторождений;

– по способу разрушения горной породы: машины для механизированной и гидромеханической выемки, для взрывной отбойки и др.

Для разработки пластовых месторождений основной выемочной машиной является комбайн (комбинированная машина, агрегатированная из выемочной и погрузочной машин) (рис. 6.1.1), исполнительные органы (шнеки) которого режут породу.

Для разрушения полезного ископаемого в зоне максимального отжима горным давлением применяют струговые установки (рис. 6.1.2) [41].

При гидромеханической выемке (рис. 6.1.3) гидроотбойка проводится гидромониторами, навалка и транспортирование горной массы — механическими средствами.

Оборудование для массовой отбойки взрывом (рис. 6.1.4) предназначено для разработки рудных месторождений.

Для селективной выемки применяют технологию «конусного разрушения» [23], основанную на преобразовании газовым инжектором энергии взрыва в энергию газовой струи, под воздействием которой происходит разрушение микрообъема породы.

Проходческие машины и оборудование. Их классифицируют по следующим признакам:

– по способу проведения выработок: комбайновая проходка; щитовой способ; буровой и буровзрывной способы; проходка с применением гидроотбойки; специальные способы проходки;

– по виду проводимых выработок: машины для проходки горизонтальных, наклонных (восстающих) и вертикальных выработок.

Проходческий комбайн (рис. 6.1.5) является наиболее универсальной машиной, обеспечивающей проведение горизонтальных и наклонных выработок различного сечения.

Проходческие щиты (рис. 6.1.6), рабочие органы которых защищены от обрушения окружающих пород щитом, применяют для выполнения горизонтальных и наклонных выработок большого сечения (до 100 м^2).

Буровой способ проходки (рис. 6.1.7) используют для проведения восстающих и вертикальных выработок и стволов.

К специальным способам проходки относят: проходку под сжатым воздухом; проходку с заполнением водой или тиксотропным раствором призабойной камеры.

Вспомогательное оборудование. К вспомогательному оборудованию причисляют: устройства для удержания комбайнов, работающих при углах подъема 9...90°; оборудование для нагнетания воды в пласт, для пылеподавления; для закладки пород в выработанное пространство и др.

Для удержания комбайна служит предохранительная (рис. 6.1.8) лебедка.

Технические характеристики лебедок приведены в табл. 6.1.1 [7–9].

Оборудование для нагнетания воды в пласт включает в себя насосную установку, гидрозатворы и коммуникации. Нагнетание

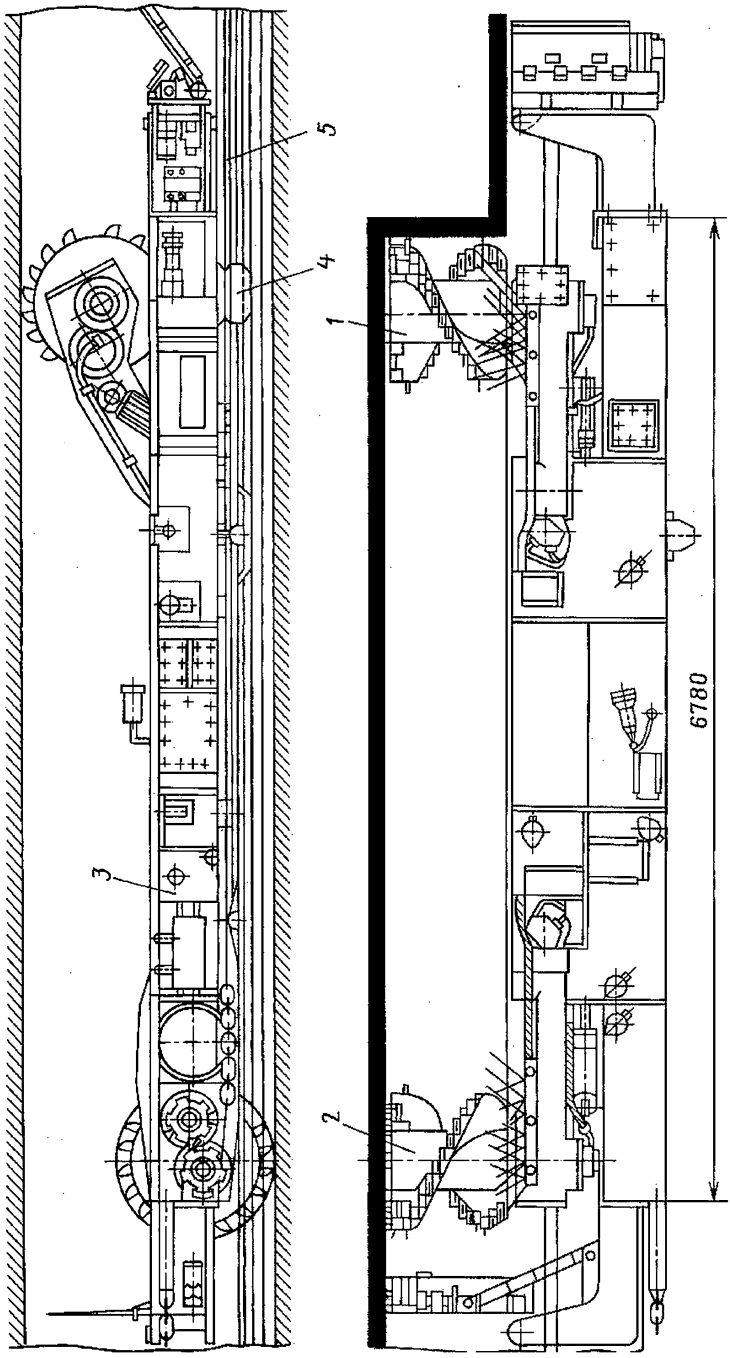


Рис. 6.1.1. Выемочный (очистной) комбайн:
1, 2 — шнеки; *3* — корпус; *4* — опора; *5* — конвейер

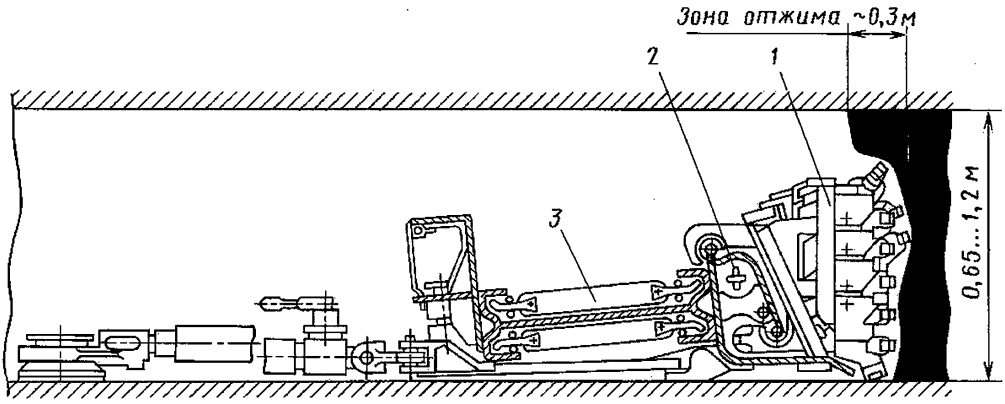


Рис. 6.1.2. Струговая установка:
1 — струг; *2* — тяговая цепь; *3* — конвейер

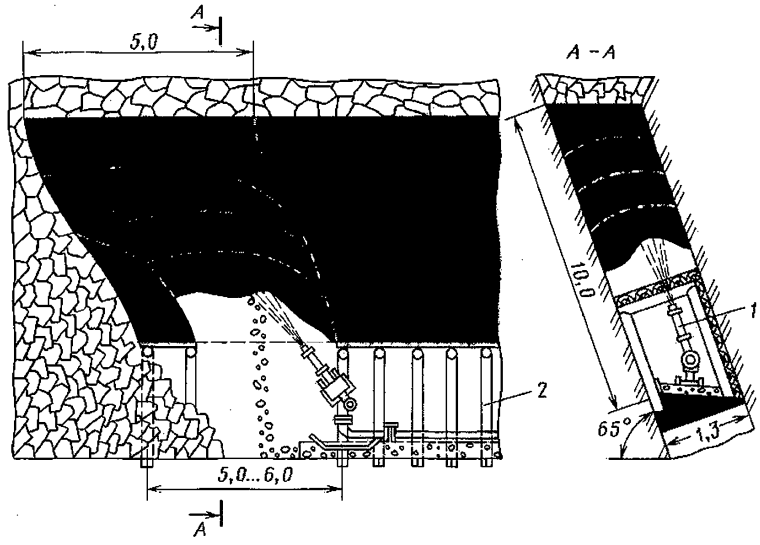


Рис. 6.1.3. Гидромеханическая выемка породы:
1 — гидромонитор; *2* — крепь

6.1.1. Технические характеристики лебедок

Параметр	Предохранительная лебедка 3ЛП	Двухбарабанная лебедка 1ЛГКНМ2Э(П)*
Угол подъема, град	9...35	35...90
Номинальная тяговая сила, кН, на канате:		
рабочем	–	115
предохранительном	45	15
Максимальная сила удержания, кН	115	180
Скорость каната, м/мин:		
рабочая (подача)	6; 10	0,76; 1,33; 1,95
маневровая	10	5,9

Окончание табл. 6.1.1

Параметр	Предохранительная лебедка ЗЛП	Двухбарабанная лебедка 1ЛГКНМ2Э(П)*
Диаметр каната, мм	22...34	22,5; 24; 25,5
Мощность двигателя, кВт	17; 30	15 (18,5)
Канатоемкость барабана, м	170...460	185
Масса, кг	3080	3300

* Э — электропривод; П — пневмопривод.

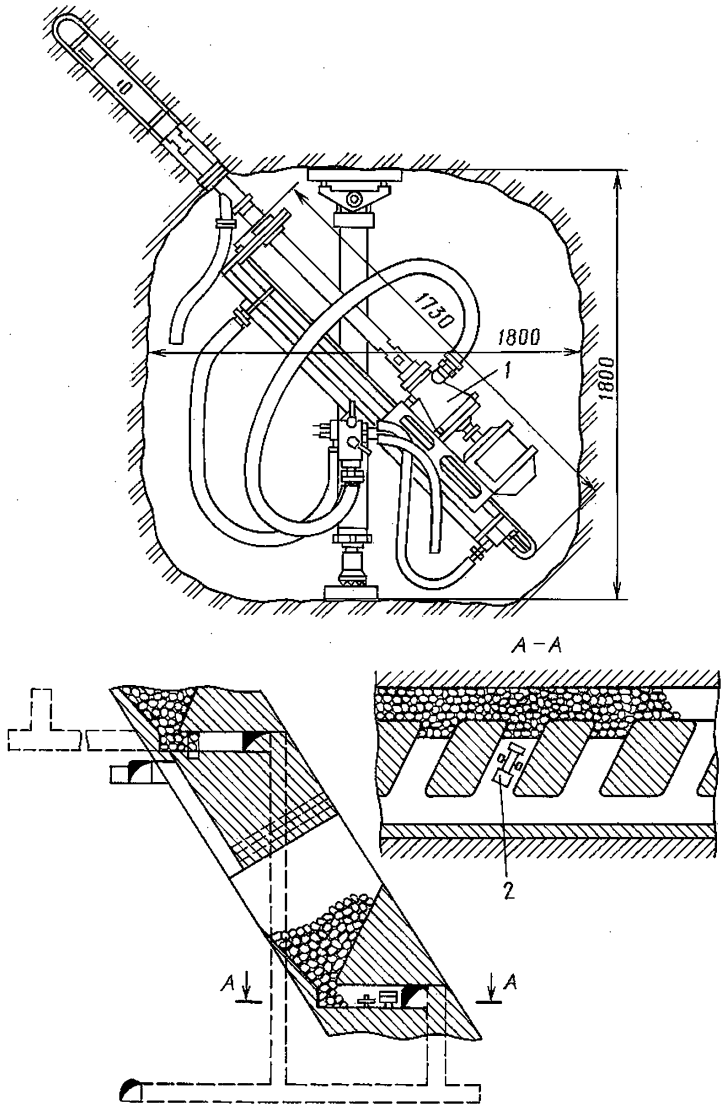


Рис. 6.1.4. Оборудование для отбойки взрывом:
1 — буровой станок; *2* — погрузочно-доставочная машина

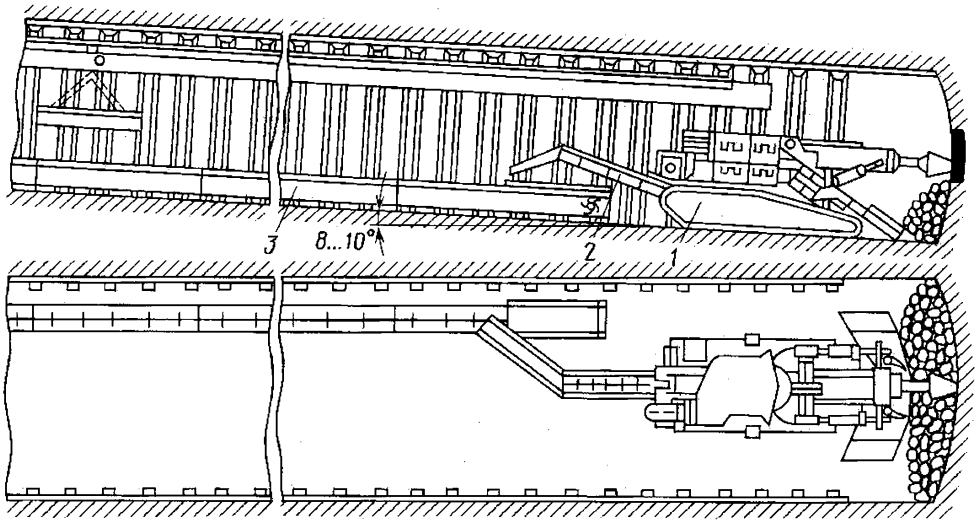


Рис. 6.1.5. Схема проведения выработки комбайном с погрузкой на конвейер:
1 — проходческий комбайн; *2* — перегружатель; *3* — конвейер

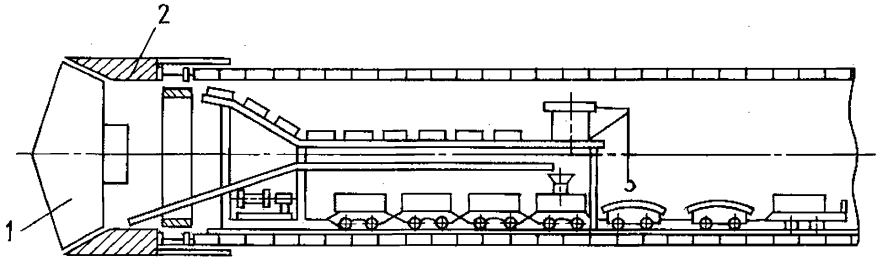


Рис. 6.1.6. Схема комплекса для проведения выработки механизированным щитом:
1 — рабочий орган; *2* — щит

воды под давлением до 30 МПа осуществляется через шпуры или скважины. Предварительное увлажнение угольных пластов позволяет снизить запыленность воздуха в лаве в 6–10 раз [4].

Оборудование для пылеподавления содержит средства орошения забоя и средства пылеулавливания.

Оборудование для закладки пород в выработанное пространство включает в себя дробильно-сортировочные машины и пневмозакладочные устройства.

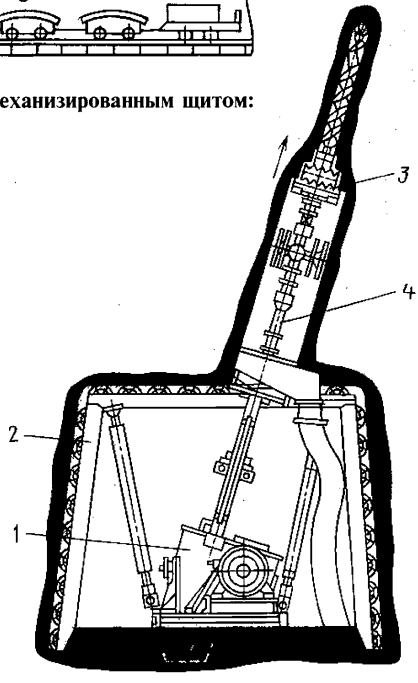


Рис. 6.1.7. Оборудование для проходки наклонных (восстающих) выработок:
1 — буровой станок; *2* — крепь; *3* — буровой инструмент; *4* — штанга

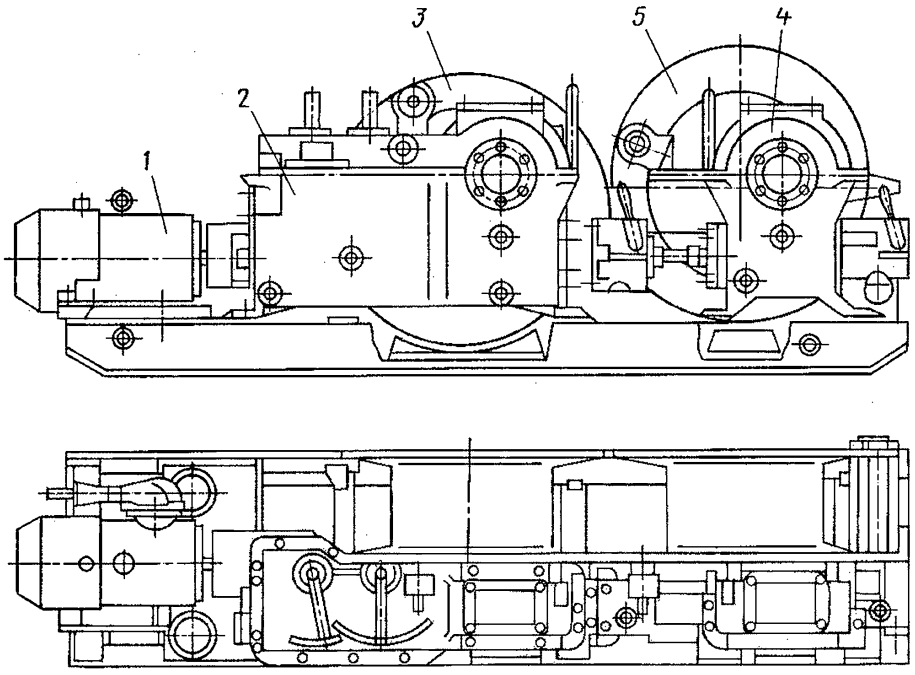


Рис. 6.1.8. Лебедка 1ЛГКНМ (двухбарабанная):
1 — электродвигатель; *3* и *5* — соответственно рабочий и предохранительный барабаны; *2*, *4* — редукторы

6.1.2. ВЫБОР И РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ИНСТРУМЕНТА ГОРНЫХ МАШИН

Режущий инструмент. Конструкцию режущего инструмента определяют типом горной машины.

Рабочий инструмент выемочных комбайнов и врубовых машин выполняют в виде радиальных, тангенциальных и радиально-торцовых резцов (рис. 6.1.9).

Выбор типа резцов осуществляют в соответствии с параметрическим рядом, разработанным ИГД им. А.А. Скочинского (табл. 6.1.2).

Радиальные резцы (Р) имеют два исполнения: одно- (РО) и двухлезвийные (РД).

Тангенциальные резцы (Т) выпускаются также в двух исполнениях в зависимости от формы сечения хвостовика: ТП — прямоугольная; ТК — круглая. Тангенциальные

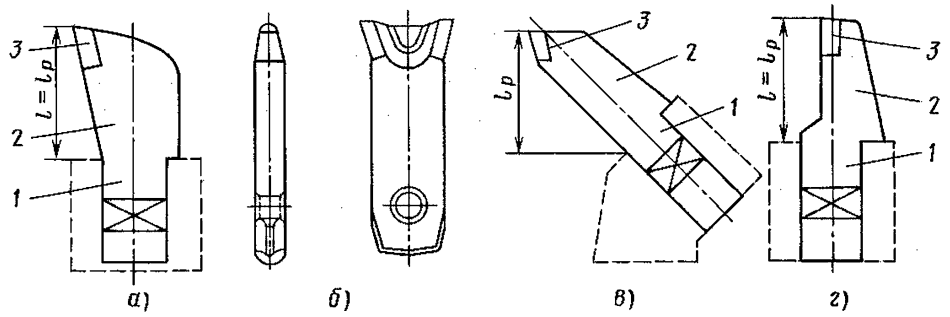


Рис. 6.1.9. Основные виды резцов:
а — радиальный однолезвийный; *б* — радиальный двухлезвийный; *в* — тангенциальный; *г* — радиально-торцовый; *1* — державка (хвостовик); *2* — головка; *3* — вставка; $l_р$ — вылет резца

6.1.2. Параметрический ряд резцов выемочных машин

Тип резца по ОСТ 12.44.165–80	Исполнение	Типоразмер	Конструктивный вылет $l_к$, см	Длина хвостовика $l_{хв}$, см	Обозначение резцов по ТУ	Характеристика режущей части					Максимальная толщина пластины твердого сплава по задней грани резцов, мм
						Ширина конструктивная $b_к$, см	Форма		Углы[*3] (конструктивные), град		
							режущей кромки	передней поверхности	резания δ	задний α	
Р	РО	РО40	4	5,5	3Н3	0,9	–		85	5	5
		РО65	6,5[*1]		И90МБ[*1]	1,1	Овальная	Плоская	80		7
			6,5	6,5	РО65	1,4	То же	Клиновидная	83	8	9
		РО80	8		3Р2,80	2,5	Треугольная			15	13
					3Р4,80	1,4	Овальная	–		8	9,5
		РО100[*5]	10	–							
	РД	РД45	4,5	4,5	УМК90	1,1	–		85	10	7
		РД65	6,5	7,5	МК-1-4-14А		Овальная	Плоская			
Т	ТП	ТП100	10	9,5	–						
		ТП125	12,5		ИТ-125	2	Прямоугольная	Плоскоклиновидная	69	15	9,5
		ТП160[*5]	16	–							
	ТК	ТК65	6,5	6,5	РКС-1	0,9[*2]	Треугольная	Овальная	90/98[*4]	0/8[*4]	9
		ТК80	8	7	РКС-2	1,2[*2]	–				12
РТ	РТП	РТ80	8[*1]	8	И79Б[*1]	1,1			85	10	7
	РТО	РТО65	6,3[*1]	5,4	КБ01[*1]		Овальная	Плоская			
	РТК	РТК34	3,35	6,35	ШБМ2С-1-1-04	0,8	Трапециевидная		90		

[*1] В новых конструкциях машин не применяется.
[*2] Диаметр керна.
[*3] При угле установки резца 45°.
[*4] То же, 53°.
[*5] Типоразмеры, не включенные в ОСТ 12.44.165–80.

6.1.3. Инструмент струговых установок

Параметр	Средний резец		Вставка		Струговый резец	
	РС1	РС2	СТВ.04	СТВ.05	РС3	РС4
Длина, мм	230	250	105		118	118
Вылет, мм	60 (относительно корпуса струга)	75	52		63	63 (относительно корпуса струга)
Тип вставки	СТВ.03	ВК1	–			
Ширина режущей части, мм	32	50	32			
Угол заострения, град	72	60		72	60	72
Форма передней поверхности	Плоская	Овальная	–		Плоская	–
Масса пластинок твердого сплава, г	100		86	152	86	116
Масса резца, кг	3,5		0,7		1	1,1
Марка твердого сплава	ВК15					

резцы с конической головкой и круглой державкой (рис. 6.1.10) являются самозатачивающимися вследствие проворачивания в гнезде резцедержателя под действием силы резания.

Радиально-торцовые резцы (РТ) имеют три исполнения: РТП, РТО и РТК при прямоугольной, овальной и круглой формах сечения хвостовика.

Резцы крепятся в гнездах специальных кулаков с помощью стопорных болтов. Кроме того, распространено безболтовое крепление резцов посредством специальных фиксирующих устройств, которые значительно упрощают процесс замены резцов.

Рабочие инструменты струговых установок отличаются от комбайновых размерами и геометрическими параметрами. В табл. 6.1.3 приведены характеристики инструмента струговых установок [11].

Резцовый инструмент проходческих комбайнов аналогичен инструменту выемочных комбайнов.

Расчет режущего инструмента. Режущий инструмент рассчитывают раздельно по следующим элементам: державке и режущей части [20, 6].

Державки резцов определяют на статическую прочность и усталостную долговечность, а режущую часть — на прочность и термостойкость в соответствии с принятой расчетной схемой [13, 15].

Расчет режущей части резцов на прочность заключается в определении коэффициентов запаса прочности паяного соединения и армирования в опасных сечениях или наиболее напряженных точках:

$$n_п = [\sigma_п]/\sigma_п;$$
$$n_а = [\sigma_а]/\sigma_а,$$

где $n_п$ и $n_а$ — коэффициенты запаса прочности соответственно паяного соединения и твердосплавного армирования; $[\sigma_п]$ и $[\sigma_а]$ — пределы прочности материалов соответственно припоя и армирования; $\sigma_п$ и $\sigma_а$ — максимальные значения действующих напряжений в соответственно паяном соединении и армировании [28].

Термостойкость режущей части определяют из соотношения $T_к \le T_{кр}$, где $T_к$ — контактная температура на режущей части; $T_{кр}$ — критическая температура твердого сплава, при которой происходит резкое изменение его механических свойств.

Контактную температуру на резце при установившемся тепловом потоке и естественном охлаждении находят из выражения [13].

$$T_к = 0{,}008 q_з \Delta_и A_з^s / [\lambda_р + 0{,}223 A_з^s \lambda_п (\Delta_и v_р a_п^{-1})^{0{,}5}],$$

где $q_з$ — плотность теплового потока на площадке контакта; $\Delta_и$ — линейный износ по поверхности контакта; $A_з^s$ — коэффициент интенсивности износа; $\lambda_р$ и $\lambda_п$ — коэффици-

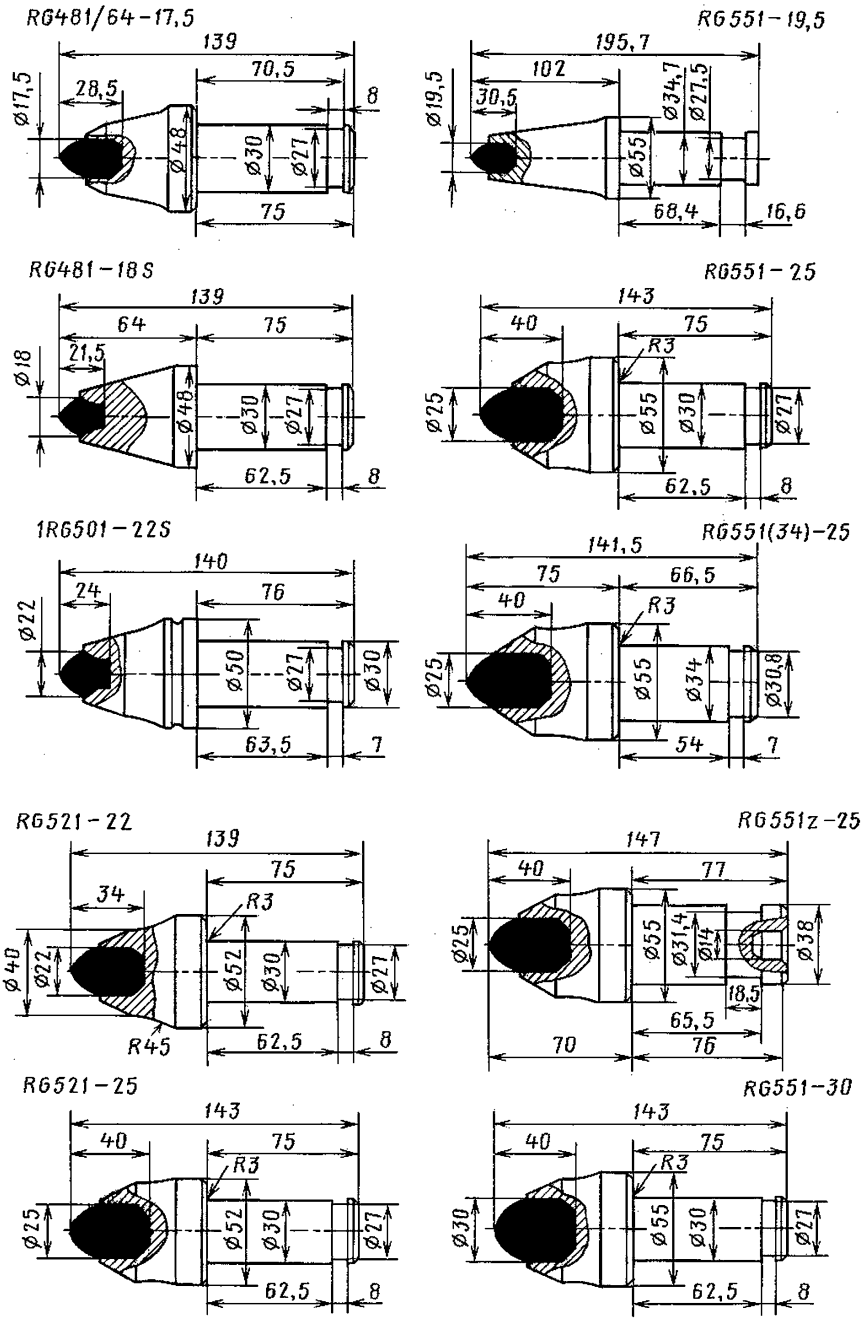


Рис. 6.1.10. Тангенциальные резцы

енты теплопроводности резца соответственно и породы; $v_р$ — скорость резания; $a_п$ — коэффициент температуропроводности породы.

Шарошечный инструмент. Шарошечный инструмент имеет два исполнения: со штыревой и дисковой шарошками (рис. 6.1.11). Наиболее распространенными типами штыревых шаро-

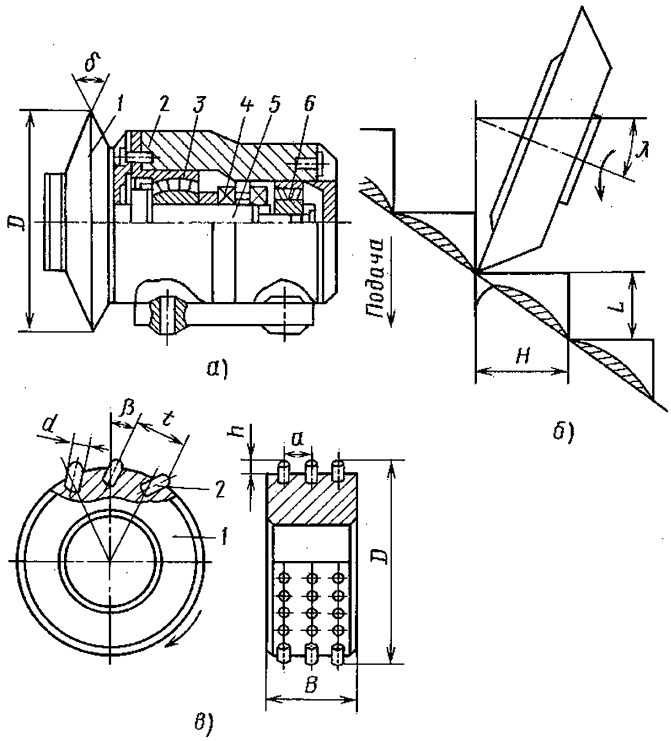


Рис. 6.1.11. Шарошечный инструмент проходческих комбайнов:
а — дисковая лобовая шарошка (*1* — диск; *2* — корпус; *3*, *4*, *6* — подшипники; *5* — ось; δ — угол заострения); *б* — дисковая тангециальная шарошка (λ — угол наклона оси шарошки, *H* и *L* — размеры подрезного уступа); *в* — штыревая шарошка (*1* — корпус; *2* — штырь)

шек являются шарошки, выполненные со сферическими и клиновидными головками штырей.

Дисковые шарошки отличаются большими размерами. Рациональные параметры дисковых шарошек составляют: диаметр диска D = 250...350 мм; δ = 30...80°. Минимальный диаметр диска обусловлен глубиной резания и размерами опор. Угол заострения диска δ для клиновых симметричных (лобовых) шарошек принимают максимальным.

Выбор конструктивных параметров дисковых шарошек. Диаметр диска целесообразно выбирать из условий обеспечения прочности опор. Угол заострения определяют в зависимости от крепости породы и из условия обеспечения необходимой прочности диска.

Основными параметрами штыревых шарошек являются: диаметр D и ширина B корпуса; диаметр d и вылет h штыря; шаг штырей — окружной t и осевой a, угол установки штыря δ. Выбор параметров штыревых шарошек проводят из условия обеспечения необходимой площади контакта для скалывания целика принятых размеров по заданной производительности.

Расчет шарошечного инструмента заключается в расчете контактной прочности штырей и диска, расчете опор и выборе подшипников.

6.1.3. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ОРГАНЫ ГОРНЫХ МАШИН

Рабочие органы (органы разрушения)

Основными классификационными признаками рабочих органов (РО) являются следующие: схема разрушения породы; схема отработки забоя; конструктивное исполнение.

По схеме разрушения породы РО подразделяют на три типа: разрушающие с поверхности забоя; разрушающие щелями; комбинированные.

По схеме отработки забоя РО бывают на избирательные и буровые (обрабатывающие сразу весь забой).

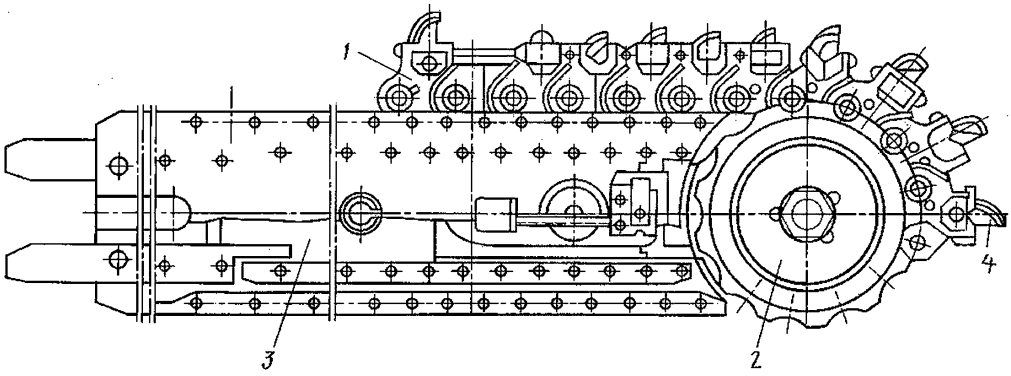


Рис. 6.1.12. Бар врубовой машины:
1 — режущая цепь; *2* — звездочка; *3* — бар; *4* — резец

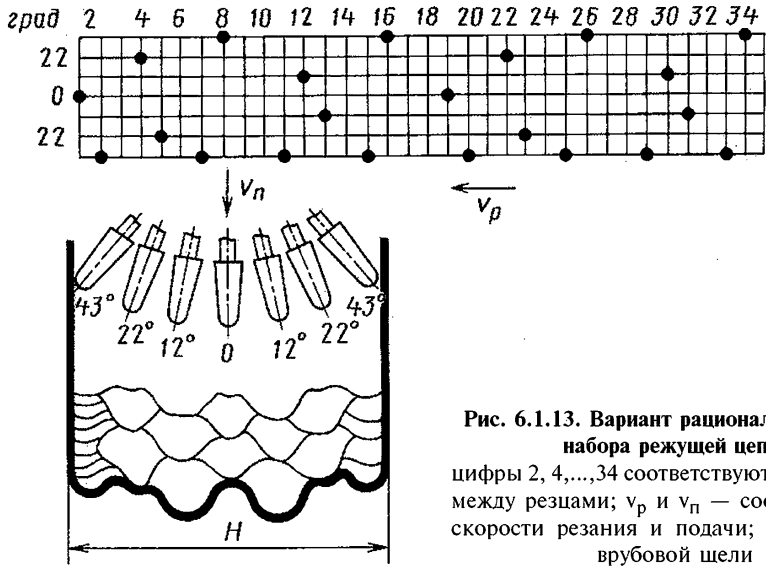


Рис. 6.1.13. Вариант рациональной схемы набора режущей цепи:
цифры 2, 4,...,34 соответствуют расстоянию между резцами; $v_р$ и $v_п$ — соответственно скорости резания и подачи; H — размер врубовой щели

В зависимости от конструктивного исполнения РО классифицируют на следующие типы: баровые (цепные); барабанные; шнековые; короночные; буровые (буроскалывающие); роторные; планетарные; струговые; ударно-скалывающие.

Баровый орган (рис. 6.1.12) проводит резание во врубовой щели, что обусловливает большой выход штыбовых (штыб — класс крупности частиц породы до 6 мм) фракций горной массы.

Разряжением резцов в схеме набора цепи (рис. 6.1.13) достигают увеличения крупности фракций и, соответственно, снижения энергоемкости процесса разрушения.

Барабанные и шнековые органы. Основными параметрами барабанных и шнековых РО являются: ширина захвата B; диаметр барабана (шнека) $D_б$; параметры схем резания и набора (расстановки) резцов (рис. 6.1.14).

К параметрам схемы резания относят: толщину стружки (глубину резания) h, ширину стружки t (полусумму расстояний от данного резца до соседних справа и слева) и степень скошенности $\operatorname{tg}\theta$ (θ — угол скошенности), возникающую вследствие непрерывной подачи шнека на забой.

Параметрами схемы расстановки являются: шаг резания $t_р$ (расстояние между вершинами режущих кромок резцов, расположенных в соседних линиях резания), угловое расстояние γ, град, между соседними резцами; число

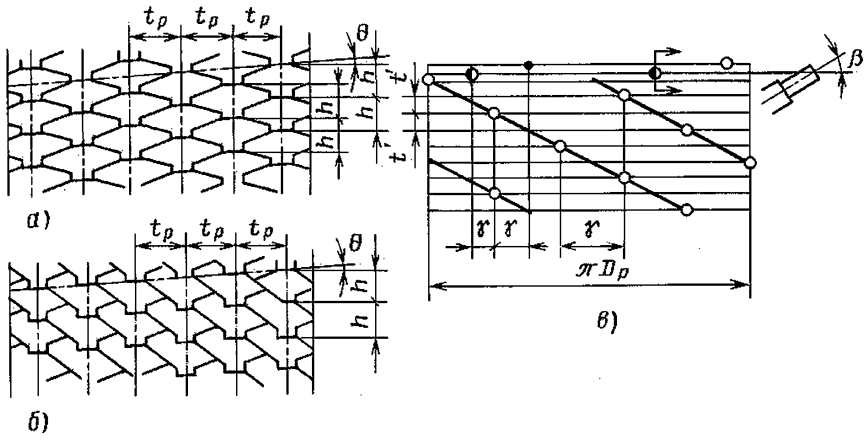


Рис. 6.1.14. Параметры схем резания (*а*, *б*) и расстановки резцов (*в*) на исполнительном органе

резцов $m_р$ в линии резания; угол установки β резца к направлению подачи. На барабанном исполнительном органе можно иметь любую схему расстановки резцов и соответствующую ей схему резания.

Для шнековых РО, где кулаки с резцами расставляют на лопастях шнека, вид схемы резания зависит от отношения числа резцов $m_р$ к числу заходов $N_з$ шнека: при $m_р/N_з = 1$ имеет место последовательная, а при $m_р/N_з = 1/2$ — шахматная схемы резания. В других случаях — комбинированная. В схемах расстановки резцов на лобовине шнека (в части рабочего органа, наиболее удаленной от открытой поверхности и обращенной к забою) предусматривают не менее двух резцов в линии резания, при этом схемы резания последовательные или комбинированные.

Для барабанных органов с вертикальной осью вращения принимают

$$D_б = (1{,}12...1{,}25)B.$$

Параметры схемы набора инструмента назначают из условия обеспечения конструктивной равномерности схемы набора [30]. Кроме того, необходимо предусматривать две группы кутковых резцов: в верхней и нижней частях барабана.

Для шнековых органов (рис. 6.1.15) ширина захвата составляет 500, 630 и 800 мм, диаметр по резцам 560...2000 мм.

В соответствии с применяемыми типами резцов шнеки разделены по исполнению на три группы:

- ШР — с радиальными резцами типа РО;
- ШТ — с тангенциальными неповоротными резцами с прямоугольным сечением хвостовика типа ТП;

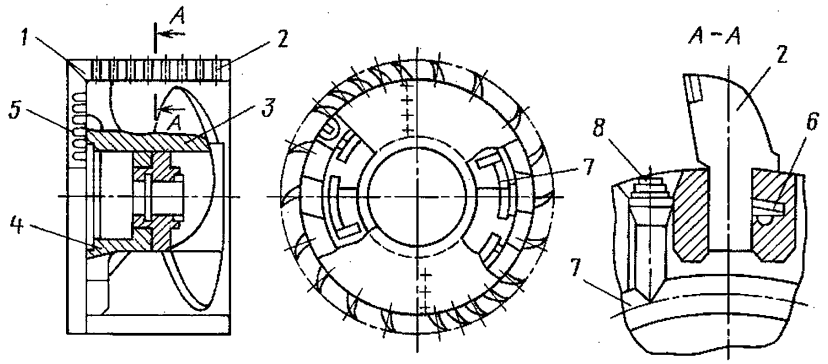


Рис. 6.1.15. Шнековый РО:
1, *2*, *5* — резцы; *3* — ступица; *4* — корпус; *6* — стопор; *7* — трубопровод; *8* — форсунки

6.1.4. Виды исполнений шнеков

Группа по строению пласта	Назначение добываемого угля	Исполнение шнека в соответствии с категорией разрушаемости					
		I		II		III	
		Вязкий	Хрупкий	Вязкий	Хрупкий	Вязкий	Хрупкий
1	Для рассортировки и обогащения	ШТ					
	Рядовой	ШР	ШК	ШР			
3	Для рассортировки и обогащения	ШР					
	Рядовой	ШР	ШК	ШР	ШК	ШР	ШК

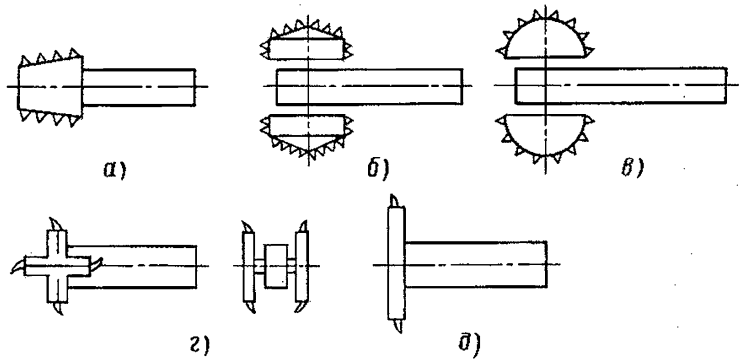


Рис. 6.1.16. Схемы короночных органов разрушения:
а, б, в, г, д — соответственно с коронками коническими, барабанными, сферическими, лучевыми, дисковыми

• ШК — с тангенциальными поворотными резцами с круглым сечением хвостовика типа ТК.

Для рационального выбора шнековых РО все условия их применения типизированы с учетом следующих факторов:

1) разрушаемости пласта, определяемого сопротивляемостью пласта резанию A и степенью хрупкости B;

2) особенностей строения пласта (наличия породных прослоек, присечек и твердых включений).

По категории разрушаемости все пласты поделены на три категории:

I категория — вязкие ($B < 2{,}1$) с $A <$ < 150 Н/мм или хрупкие ($B \geq 2{,}1$) с $A < 200$ Н/мм;

II категория — вязкие ($B < 2{,}1$) с $A =$ = 150...300 Н/мм или хрупкие ($B \geq 2{,}1$) с $A =$ = 200...300 Н/мм;

III категория — вязкие ($B < 2{,}1$) и хрупкие ($B \geq 2{,}1$) с $A > 300$ Н/мм.

По строению все пласты классифицированы на три группы:

• первая группа — чистые угольные пласты или пласты с прослойками углистого аргиллита (коэффициент крепости $f \leq 2$) либо с раздробленными твердыми включениями объемной долей до 1 %;

• вторая группа — пласты с прослойками (присечкой) аргиллита, алевролита ($f \leq 4$) или с нераздробленными твердыми включениями объемной долей до 2,5 %;

• третья группа — пласты с прослойками (присечками) песчанистого сланца, песчаника ($f \leq 6$) или консолидированными твердыми включениями объемной долей > 2,5 %.

В соответствии с характеристиками пластов и назначением добываемого угля определяют вид исполнения шнеков (табл. 6.1.4).

Конструктивные схемы короночных органов показаны на рис. 6.1.16. Конические коронки (рис. 6.1.17) ввиду относительно малых

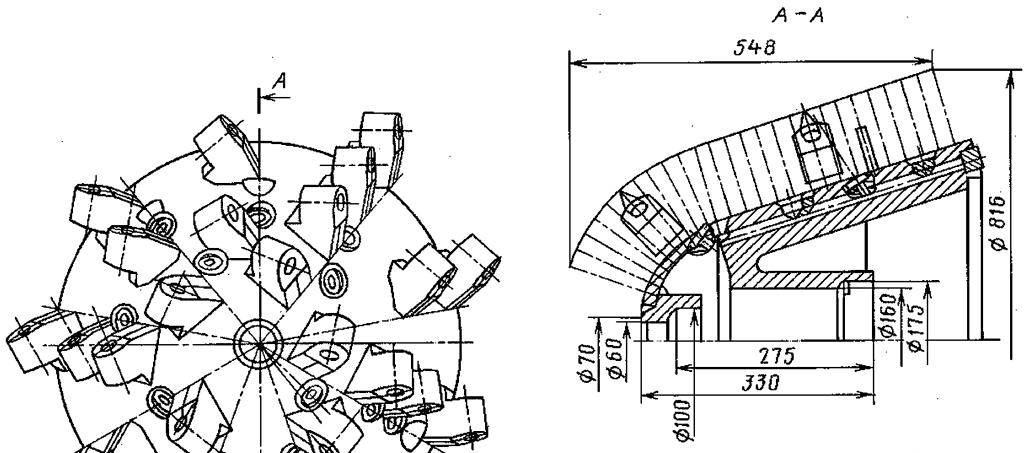


Рис. 6.1.17. Коронка коническая

размеров наиболее пригодны для селективной выемки полезных ископаемых.

К основным параметрам конических коронок относятся (рис. 6.1.18):

- геометрические размеры — ширину захвата $B_{кор}$, ширину конической части $B_к$, угол конуса β, максимальный и минимальный диаметры D и d;
- параметры схемы набора режущего инструмента — линейный шаг установки забойных резцов $t_з$, угловой шаг установки резцов α, радиус R установки резцов, угол установки резцов по отношению к образующей конуса γ.

При выборе геометрических размеров следует учитывать следующее:

- рациональное отношение $B_к / B_{кор}$ находится в пределах 0,75...1,0;
- угол конуса коронки выбирают из необходимости обеспечения ровной поверхности почвы и кровли выработки при минимальном переборе породы. Этот угол

$$\beta = \operatorname{arctg} d_{ср} / (2L_{стр}),$$

где $d_{ср} = (D + d)/2$ — средний диаметр коронки; $L_{стр}$ — длина стрелы.

При выборе параметров схемы набора режущего инструмента необходимо учитывать, что их значения во многом определяют удельные энергозатраты процесса разрушения горных пород, уровень динамических нагрузок в трансмиссии и др. С учетом этого для забойных резцов типа РПП линейный шаг

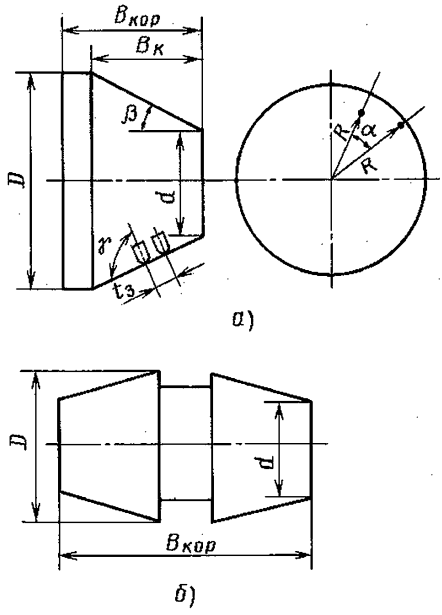


Рис. 6.1.18. Схемы к определению параметров конических коронок:
а — одноконусная коронка; *б* — биконическая коронка

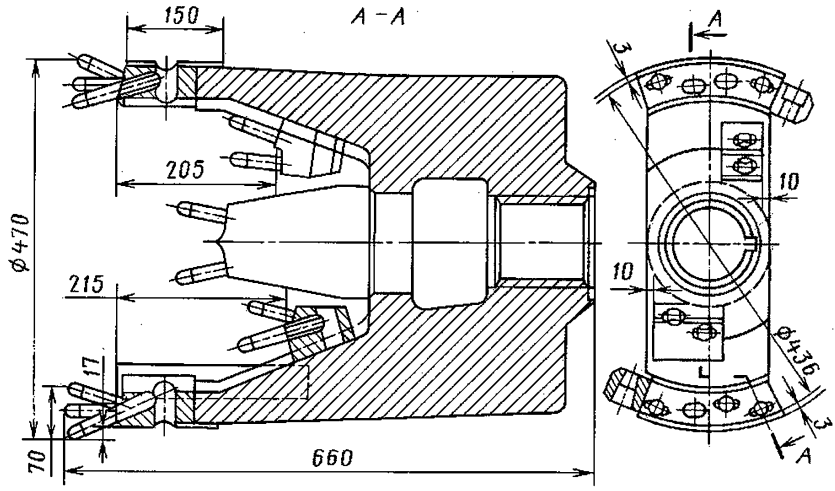


Рис. 6.1.19. Буроскалывающая коронка комбайна БКТ

установки $t_з$ рекомендуется принимать в пределах 2...4 см, для резцов типа РКС — в пределах 2,5...3 см.

Значения линейного шага резания для кутковых резцов являются переменными, принимаются $(0,5...0,8)t_з$ и уменьшаются в сторону сходимости конуса коронки.

При выборе угла установки резцов γ необходимо иметь в виду, что забойные резцы следует располагать нормально к образующей конуса, а кутковые для осуществления забуривания — под углом 45...80° к образующей конуса.

Буровые (буроскалывающие) органы обеспечивают повышенную сортность (крупность) горной массы благодаря сколу межщелевых целиков. Для улучшения условий выгрузки ширину захвата буроскалывающей коронки (рис. 6.1.19) принимают меньше ее диаметра. Так как диаметр коронки выбирают из того же ряда предпочтительных чисел, что и диаметр шнека, ширину захвата ее считают равной предыдущему числу от принятого в качестве диаметра шнека. Например, при диаметре коронки 1000 мм ширина ее захвата принимается равной 0,8 м; при диаметре коронки 800 мм — равной 0,63 м. Число кернодробителей принимается равным шести-семи — обычно по два на лопасти и два-три на центральной части коронки.

Режущий инструмент для этого типа исполнительных органов выбирают, как и для шнековых исполнительных органов, в соответствии с условиями применения и типоразмерным рядом на режущий инструмент по максимальной толщине среза [16].

Роторные органы (рис. 6.1.20) являются модификацией буровых.

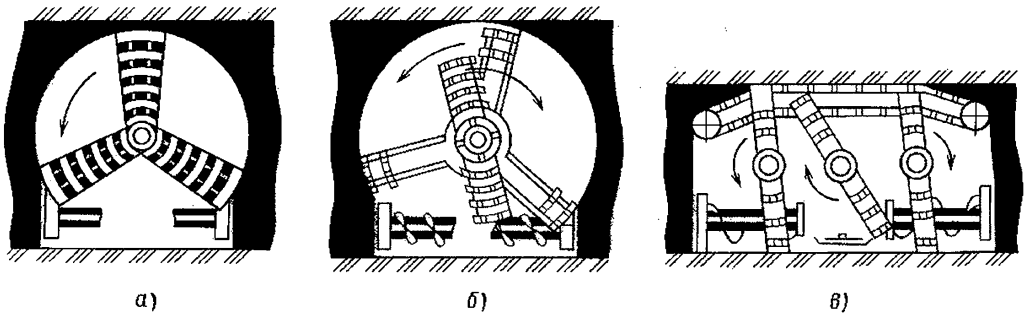


Рис. 6.1.20. Роторные органы разрушения:
а — одноосевые; *б* — соосные; *в* — параллельно-осевые

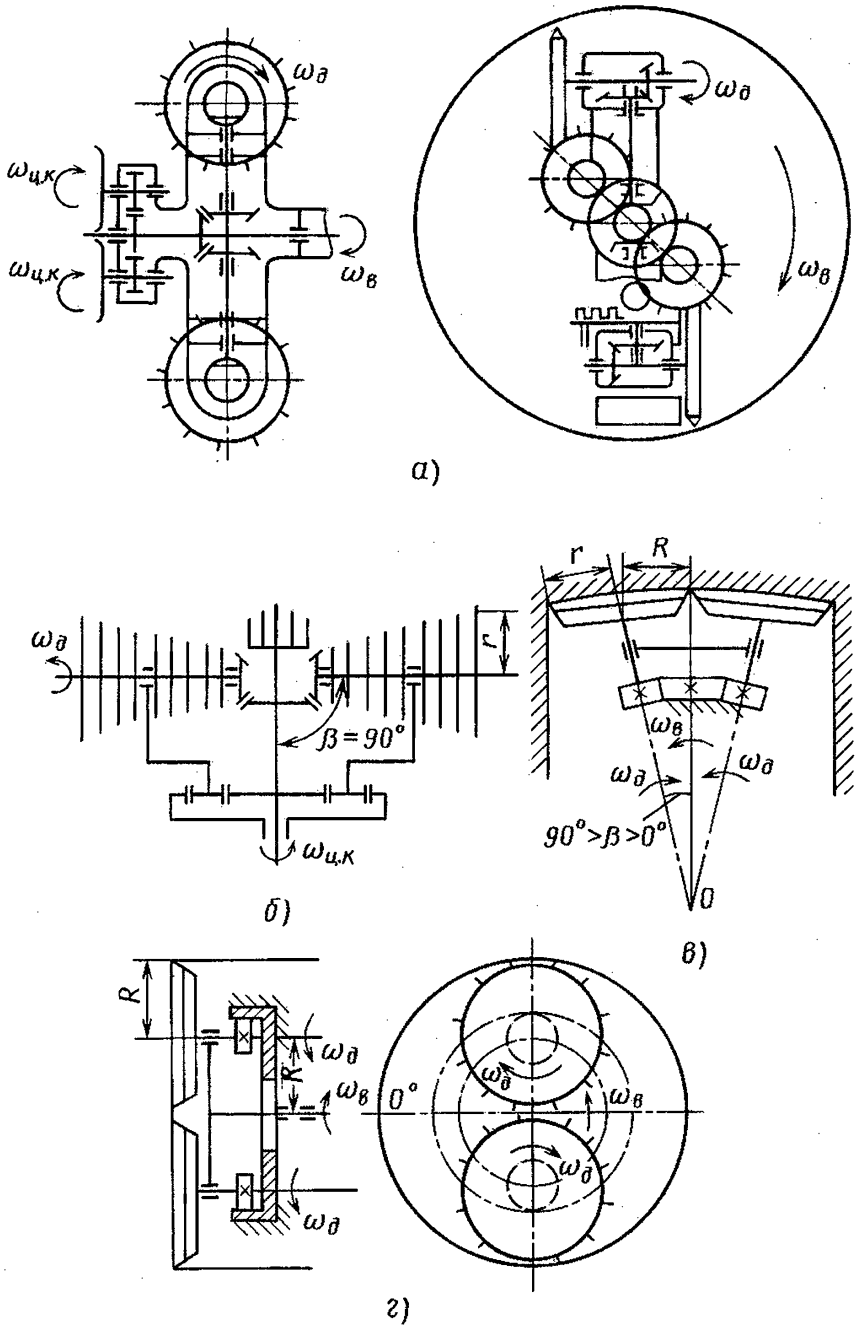


Рис. 6.1.21. Схемы планетарных исполнительных органов:

а — со скрещивающимися осями; *б* — с пересекающимися перпендикулярными осями, кольцевой; *в* — с пересекающимися наклонными осями, ортосферический; *г* — с параллельными осями, плоский; $\omega_{ц.к}$, $\omega_в$, $\omega_д$ — угловые скорости центрального колеса, водила и диска соответственно; *r* — радиус диска; *R* — радиус водила; β — угол между осями водила и рабочих дисков. Ведущие звенья — центральное колесо и водило

Планетарные органы. По взаимному расположению пересекающихся осей переносного и относительного движений планетарные исполнительные органы горных машин делят на три основные группы (рис. 6.1.21):

– с параллельными осями, у которых угол $\beta = 0$. Такие исполнительные органы принято называть *плоскими*, поскольку забой, обрабатываемый ими, имеет плоскую форму;

– с осями рабочих дисков, перпендикулярными к оси водила ($\beta = 90°$). Эти планетарные органы принято называть *кольцевыми*;

– с осями рабочих дисков, наклонными к оси вращения водила под некоторым углом β, не равным 0 и 90°. Причем угол наклона может быть и острым, и тупым. Подобные исполнительные органы именуют *ортосферическими*.

Взаимное расположение осей вращательных движений рабочих дисков и водила обусловливает характер взаимодействия рабочего инструмента с разрушаемым материалом.

Основными параметрами, характеризующими условия и режимы работы инструментов планетарных исполнительных органов, являются: угол β между осями водила и рабочих дисков; отношение угловых скоростей дисков $\omega_д$ и водила $\omega_в$, обозначаемое числом $i = \omega_д/\omega_в$, которое может иметь знак «+» или «–»; отношение радиуса водила R к радиусу рабочего диска r; угловая скорость водила $\omega_в$; числа z и $z_д$ рабочего инструмента (резцов), установленного соответственно на исполнительном органе и на одном рабочем диске; длина непрерывного контакта рабочего инструмента с разрушаемым материалом (путь трения резца о породу); радиус кривизны траектории движения инструмента; абсолютная скорость движения инструмента (скорость резания); абсолютное ускорение инструмента; подача исполнительного органа на забой за один оборот водила.

Струговые органы. Основными конструктивными параметрами струговых исполнительных органов (рис. 6.1.22) являются следующие: минимальная $H_{к\,min}$ и максимальная $H_{к\,max}$ конструктивные высоты, шаг установки резцов и число линий резания.

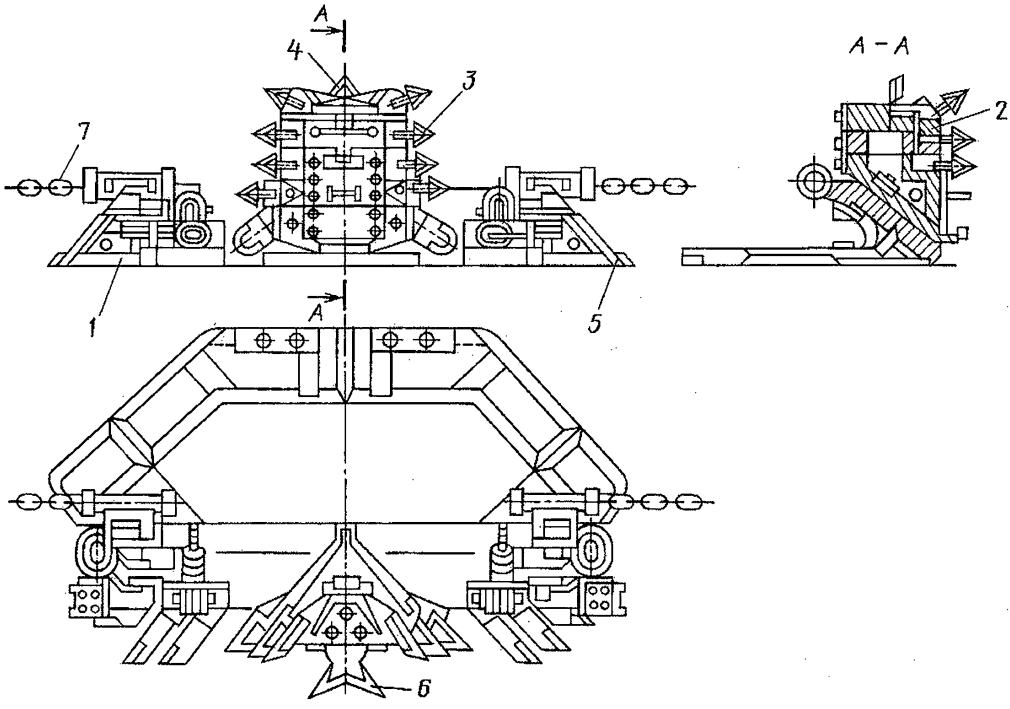


Рис. 6.1.22. Исполнительный орган струговой установки:
1 — рама; *2* — корпус; *3* — резец; *4–6* — соответственно подрезной, почвенный и опережающий ножи; *7* — тяговая цепь

Минимальную высоту стругового исполнительного органа определяют из условий погрузки угля на конвейер [29]:

$$H_{к\,min} = H_п + 4{,}8H_{min}h_{max} + a,$$

где $H_п$ — высота погрузки (кратчайшее расстояние от верхнего края погрузочной поверхности до почвы пласта), см; H_{min} — минимальная мощность пласта, м; h_{max} — наибольшая толщина среза для принятых режимов работы стругового исполнительного органа, см; a — превышение верхнего резца над корпусом исполнительного органа, a = 2...5 см.

Максимальную конструктивную высоту струга находят из условия обрушения верхней пачки пласта по выражению

$$H_{к\,max} = (0{,}7...0{,}8)H_{max} > H_{min},$$

где H_{max} — максимальная мощность пласта, м.

Выбор параметров рабочих органов

Баровые органы. Параметры баровых органов определяют исходя из исключения заштыбовки (защемления уплотненным штыбом) врубовой цепи [29].

Рациональное значение скорости режущей цепи [29]

$$v_р = Lv_п[(\gamma - 1) + (h_б/H)]/(b\varepsilon),$$

где L — развернутая длина зарубной щели, (см. рис. 6.1.23); $v_п$ — скорость подачи машины; γ — коэффициент объемного расширения породы; $h_б$ — толщина направляющей рамы бара; H — высота врубовой щели (см. рис. 6.1.23); b — усредненный вылет резцов; ε — коэффициент заполнения врубовой щели.

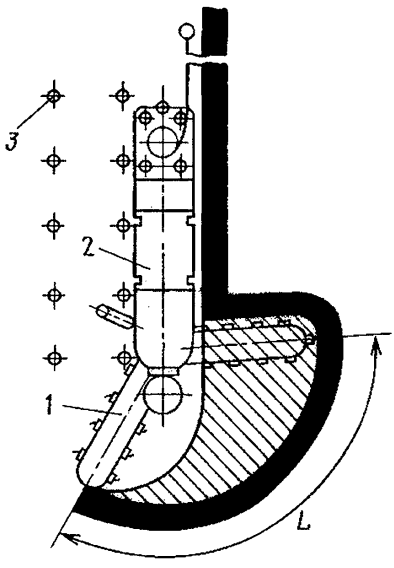


Рис. 6.1.23. Схема зарубки врубовой машины: *1* — бар; *2* — корпус; *3* — стойка

Средний шаг резания $t_{ср} = H/(m - 1)$, где m — число линий резания цепи.

Глубина резания $h = lv_п/v_р$, где l — расстояние между соседними резцами в линии резания (шаг установки резцов).

Известно, что для углей оптимальный шаг резания

$$t_{опт} = (1{,}5...3)h.$$

В режущих цепях можно варьировать как шаг резания путем изменения числа линий резания, так и глубину резания путем изменения числа резцов в линии резания (или расстояния между соседними резцами в линии резания).

Расстояние между соседними резцами в линии резания при заданном шаге резания определяют из выражения

$$l_{опт} = v_р H/[(1{,}5...3)v_п(m - 1)].$$

Барабанные и шнековые рабочие органы. Шаг резания на барабанах и шнеках задают, как правило, конструктивно, но всегда необходимо стремиться к достижению оптимального соотношения шага и глубины резания. Многозаходные шнеки позволяют легче варьировать соотношения h и t путем установки различного числа резцов в линии резания.

Максимально возможное число резцов, одновременно находящихся в работе при равномерном их распределении в линиях резания и по шагу резания, не считая торцовых резцов, определится из выражения

$$z_{л.р} = n\varphi_о[(B/t) + 1]/\pi,$$

где n — число заходов шнека; $\varphi_о$ — угол обхвата органа разрушения угольным массивом; B — ширина захвата.

Для большинства исполнительных органов очистных и проходческих комбайнов (шнековые, барабанные, корончатые) толщина среза — величина переменная. Она изменяется практически от нуля при входе резцов в контакт с массивом до максимального значения при $\varphi = \pi/2$, а затем уменьшается до нуля при $\varphi > \pi$:

$$h_i = h_{max}\sin\varphi_i,\ 0 \le \varphi_i \le \pi,$$

где h_{max} — максимальное значение толщины среза; φ_i — угол, определяющий местоположение i-го резца на дуге резания.

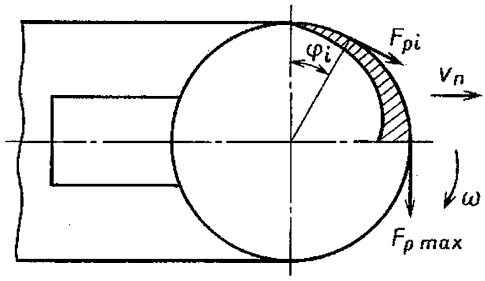


Рис. 6.1.24. Схема к определению сил резания

Поэтому сила резания на одиночном резце, установленном на исполнительном органе комбайна, при изменении толщины среза составляет (рис. 6.1.24)

$$F_{pi} = A_p h_{max} \sin \varphi_i = F_{max} \sin \varphi_i,$$

где A_p — сопротивляемость породы резанию.

Суммарную силу резания на шнеке (барабане) определяют по формуле

$$\sum F_p = K_{oc} \sum_{i=1}^{n_p} F_{pi},$$

где F_{pi} — сила резания на i-м резце, участвующем в резании; n_p — число резцов, одновременно участвующих в резании, определяемое углом контакта рабочего органа с забоем (угол охвата); K_{oc} — коэффициент ослабления массива опережающим рабочим органом и наличием обнаженной поверхности, зависящий от направления вращения рабочего органа относительно поверхности забоя и направления резания относительно напластования.

Суммарную силу подачи на шнековом (барабанном) рабочем органе вычисляют по выражению

$$\sum F_п = K_{oc} \sum_{i=1}^{n_p} (F_{пi} \sin \varphi_i + F_{pi} \cos \varphi_i),$$

где $F_{пi}$ — сила подачи на i-м резце.

Степень уравновешенности барабанного (шнекового) органа и динамичность процесса разрушения оценивают посредством коэффициента совершенства схемы разрушения и режима работы [27]:

$$\eta_{р.р} = [E_{опт}/(E_{опт} + 2\Delta E)][R \sin \varphi_o / D] \text{ при } \varphi_o \le \pi/2,$$

где $E_{опт}$ — оптимальные затраты энергии в данном режиме разрушения; ΔE — дополнительные затраты энергии, обусловленные несовершенством схемы разрушения; D — диаметр шнека (барабана); $R \sin \varphi_o / D$ — составляющая коэффициента совершенства по степени использования шнека (барабана).

Для исполнительных органов, разрушающих угольный массив с поверхности забоя (шнековые, барабанные), рациональны режимы резания со средней глубиной (40...60 мм), средней шириной реза (60...80 мм) и средним сечением (0,0025...0,005 м^2).

Короночные органы. Линейный шаг установки резцов по рекомендации ОАО «ЦНИИподземмаш» (г. Москва) рассчитывают исходя из условия сплошного разрушения породного забоя резцами.

Для кутковых резцов линейный шаг установки

$$t_{кут} = 0{,}2[1 + (t/h_{ср})]h_{ср},$$

где $h_{ср}$ — средняя глубина резания.

Для конических коронок угловой шаг установки резцов (рис. 6.1.25) определяют исходя из условия постоянства момента на коронке:

$$\Sigma F_{pi} r_i = \text{const}.$$

Буровые органы. Для буровых рабочих органов в отличие от барабанных и шнековых характерно постоянное значение толщины (глубины) среза h, определяемое по формуле

$$h = v_п / (n_{об} m_р),$$

где $v_п$ — скорость подачи бурового рабочего органа на забой; $n_{об}$ — частота вращения буровой коронки; $m_р$ — число резцов в линии резания.

Поскольку резцы в буровой коронке устанавливаются в линиях резания, удаленных от оси коронки на различные расстояния, то крутящий момент $M_{кр}$ от сил резания на резцах, расположенных в i-й линии резания, составит

$$M_{кр\,i} = m_{р\,i} F_{р\,i} (D_i/2),$$

где $m_{р\,i}$ — число резцов в линии резания; $F_{р\,i}$ — сила резания на резце в i-й линии резания; D_i — диаметр i-й линии резания.

Если коронка имеет $n_{л.р}$ линий резания, то полный крутящий момент $M_{кр}$ на коронке от сил резания составит

$$M_{кр} = K_{oc} \sum_{i=1}^{n_{л.р}} M_{кр\,i}.$$

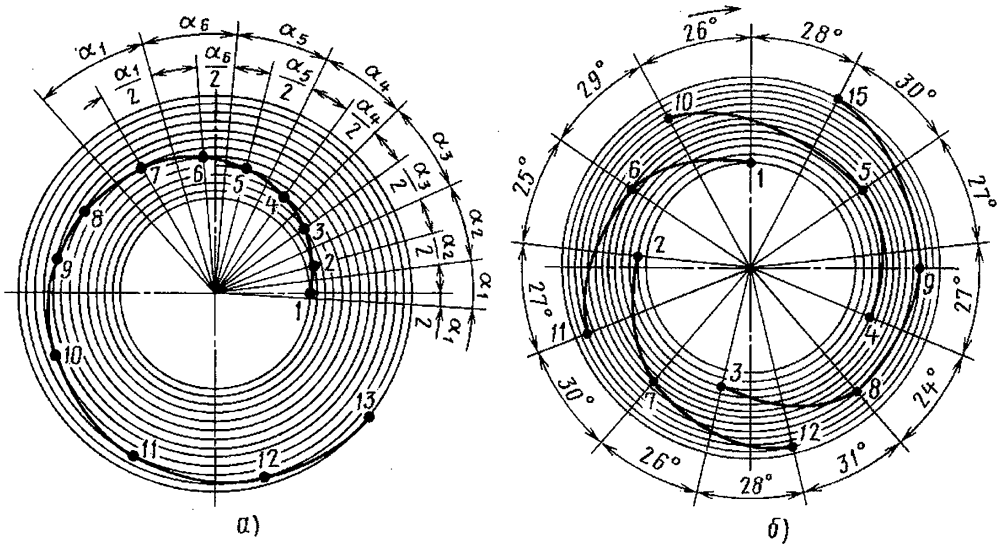


Рис. 6.1.25. Одно- (*а*) и многовитковая (*б*) схемы набора резцов на коронке

Суммарную силу подачи на буровой коронке определяют из выражения

$$F_{\text{п}} = K_{\text{ос}} \sum_{i=1}^{n_{\text{л.р}}} F_{\text{п}\,i} m_{\text{р}\,i},$$

где $F_{\text{п}\,i}$ — сила подачи на резце в i-й линии резания.

Планетарные рабочие органы. Параметры планетарных органов определяются из условия обеспечения постоянства формы и размеров стружки. Это условие выражается зависимостью

$$iZ_{\text{д}}\varphi_{\text{кр}} = 360°,$$

где i — передаточное число планетарного механизма; $Z_{\text{д}}$ — число резцов, установленных в одной линии резания диска; $\varphi_{\text{кр}}$ — угол поворота водила, соответствующий вершинам петель траекторий движения рабочих инструментов (критический угол).

Струговый орган. Расчетный шаг установки резцов для различных толщин среза (глубин среза) вычисляют по формуле

$$t_i = [7{,}5h_i/(h_i + 0{,}65) + 0{,}3h_i + b_{\text{р}} - 2]K_{\text{ш}},$$

где h_i — толщина среза, см; $b_{\text{р}}$ — расчетная ширина режущей части резца, см; $K_{\text{ш}}$ — коэффициент ширины резца.

Средний расчетный шаг установки резцов

$$t_{\text{с}} = \sum_{i=1}^{m} t_i / m,$$

где m — число слагаемых.

Число линий резания для минимальной высоты струга $H_{\text{с min}}$

$$n_{\min} = (H_{\text{с min}}/t_{\text{с}}) + 1.$$

Число линий резания для максимальной высоты струга определяют аналогично. Полученные значения $n_{\min}$ и $n_{\max}$ округляют до ближайшего большего целого значения.

После определения $n_{\min}$ уточняют шаг установки резцов:

$$t_{\text{с.у}} = H_{\text{с min}}/(n_{\min} - 1),$$

где $t_{\text{с.у}}$ — уточненный шаг, см.

Значение шага для линейных резцов $t_{\text{ср.л}}$ не должно превышать 11 см, для верхних $t_{\text{ср.в}}$ и нижних $t_{\text{ср.н}}$ его принимают наименьшим, но ≥ 5 см.

Мощность привода стругового органа может быть определена исходя из требуемой производительности $Q_{\text{т}}$ [29]:

$$P_{\text{с.о}} = a_{\text{с}}Q_{\text{т}}/\eta,$$

где $a_{\text{с}}$ — энергоемкость процесса разрушения струговым рабочим органом; η — КПД передаточного механизма.

Погрузочные органы

Погрузочные органы классифицированы по следующим признакам:

- по принципу воздействия на разрушенную массу — статические, не имеющие специального привода; активные со специальным приводом и конструктивными элементами для

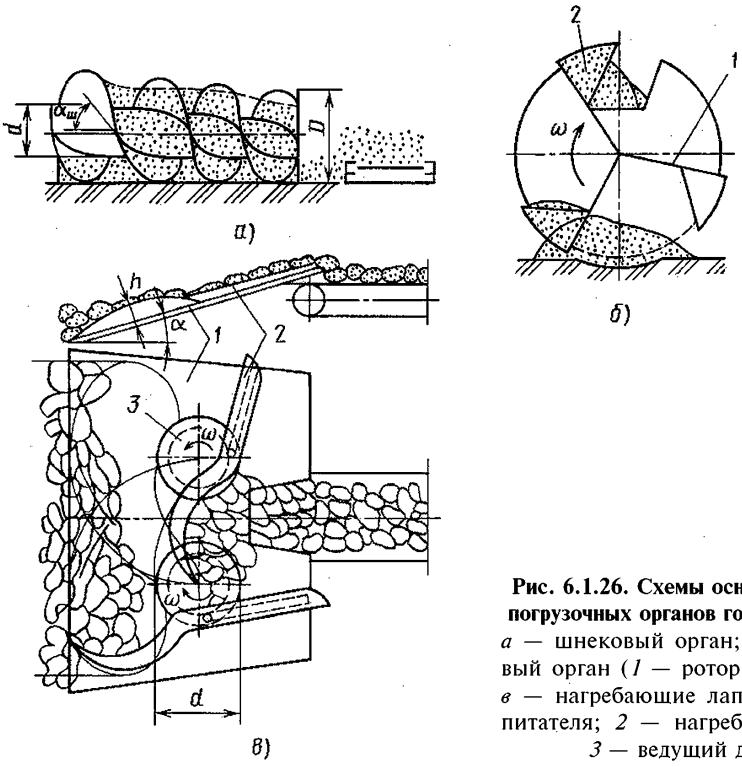


Рис. 6.1.26. Схемы основных типов погрузочных органов горных машин: *а* — шнековый орган; *б* — ковшовый орган (*1* — ротор; *2* — ковш); *в* — нагребающие лапы (*1* — стол питателя; *2* — нагребающая лапа; *3* — ведущий диск)

перемещения разрушенной массы на забойный конвейер;

• по конструктивному исполнению — статические: щитового (напорного), лемехового (отвального) и базового типов; активные: шнековые, ковшовые и с нагребающими лапами [40].

На рис. 6.1.26 приведены схемы погрузочных органов [37].

Выбор параметров погрузочных органов проводят, условившись, что:

$$Q_{п.о} \geq Q_{в.м\ max},$$

где $Q_{п.о}$ — расчетная производительность погрузочного органа; $Q_{в.м\ max}$ — максимальная производительность выемочной машины (рабочего органа) при разрушении слабых пород.

При выборе параметров погрузочных органов (шнековых, ковшовых и др.), совмещенных конструктивно с рабочими органами, приоритет имеют параметры рабочих органов.

Для шнековых органов (рис. 6.1.26, *а*) производительность по погрузке составляет [27]

$$Q_{тр} = [(\pi(D^2 - d^2)/4) - (D - d)\delta_ш N_з/(2\sin\alpha_ш)]Sn_{об}K_з\rho_р,$$

где D — диаметр шнека по вершинам резцов; d — диаметр ступицы шнека; $\delta_ш$ — толщина винта шнека; $N_з$ — число заходов шнека; $\alpha_ш$ — угол подъема винта шнека, град; S — шаг винта шнека; $n_{об}$ — частота вращения шнека; $K_з$ — коэффициент заполнения шнека; $\rho_р$ — плотность породы в разрыхленном состоянии.

Погрузочная способность большинства шнеков диаметром > 1,0 м достаточно велика и, как правило, не сдерживает производительности комбайна по разрушению. Для шнеков малого диаметра, где разность (D — d) незначительна, погрузочная способность шнеков недостаточна и является фактором, сдерживающим производительность комбайна. В этом случае принимают дополнительные меры для увеличения $Q_{тр}$. Например, для комбайна К103 созданы шнеки с повышенной на 25 % погрузочной способностью. Лопасти такого шнека имеют переменный шаг, увеличивающийся к месту выгрузки угля на конвейер (у забоя шаг 540 мм, у разгрузочного торца 820 мм).

На процесс погрузки существенное влияние оказывает соотношение между приведенной площадью потока угля при выходе со шне-

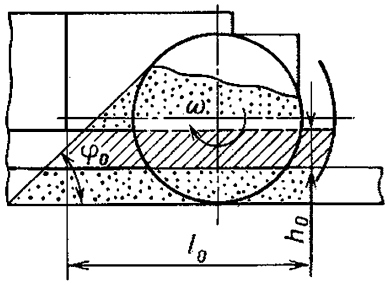


Рис. 6.1.27. Схема к определению размеров погрузочного окна между конвейерным ставом и корпусом комбайна (погрузочное окно заштриховано)

ка и площадью поперечного сечения погрузочного окна, определяемого расстоянием между корпусом комбайна (или поворотного редуктора) и конвейерным ставом (рис. 6.1.27).

Площадь погрузочного окна должна быть

$$F_o = h_o l_o \geq (0{,}5...0{,}7)F_п,$$

где $F_п$ — приведенная площадь потока угля,

$$F_п = \{\pi(D^2 - d^2)[S - (\delta_ш N_з / \cos\alpha_ш)]\} / (4S).$$

Высота погрузочного окна зависит от максимального размера погружаемых кусков $h_o = (2...3)d_{max}$.

Производительность ковшового погрузочного органа (см. рис. 6.1.26, *б*) определяется по зависимости [27]

$$Q = \psi_к V_к z n_р,$$

где $\psi_к$ — коэффициент наполнения ковша, $\psi_к = 0{,}1...1{,}15$; $V_к$ — объем ковша; z — число ковшей на роторе комбайна; $n_р$ — частота вращения ротора комбайна.

Частота вращения ротора должна быть меньше критической по разгрузочной способности ковша в верхнем положении. Критическая скорость ротора

$$n_{р.к} = (30/\pi)[g(1 - f)/R]^{0,5},$$

где g — ускорение свободного падения; f — коэффициент трения породы о стенки ковша, $f = 0{,}3...0{,}4$; R — радиус установки ковша на роторе.

Производительность органа погрузки с нагребающими лапами (см. рис. 6.1.26, *в*)

$$Q = Bdhnk_з,$$

где B — ширина захвата передней кромки стола питателя; d — диаметр ведущего диска; h — высота нагребающей лапы; n — частота ходов лапы; $k_з$ — коэффициент загрузки лапы, $k_з = 1{,}0...2{,}0$.

Для расчета следует принимать [27]

$$d = l_т \geq (1{,}25...1{,}40)d_{max};$$
$$h = (0{,}3...0{,}5)d,$$

где $l_т$ — расстояние между траекториями движения лапы.

Рациональное значение частоты ходов лапы из условия ограничения динамических нагрузок составляет 35...45 мин$^{-1}$.

Для органов погрузки лемехового типа основными параметрами являются геометрические параметры погрузочных поверхностей — углы α и β. При больших значениях углов (больше критических значений: $\alpha > \alpha_{кр}$ и $\beta > \beta_{кр}$) впереди погрузочной поверхности образуется ядро тела волочения. При этом погружаемый материал скользит по поверхности ядра, что приводит к росту энергозатрат.

Органы перемещения горных машин

Наиболее широкое распространение в горных машинах получили органы перемещения: с гибким тяговым органом (цепью, канатом); бесцепные системы перемещения; распорно-шагающий ход; гусеничный ход.

Органы перемещения с гибким тяговым органом выполняют со встроенным приводом и с вынесенным (за пределы рабочей зоны) (рис. 6.1.28).

В качестве гибкого тягового органа используют либо канат, либо круглозвенную калиброванную цепь.

Канатные тяговые органы применяют в основном только для перемещения комбайнов при работе на крутых пластах с помощью лебедок СПК (система подачи комбайновая). В роли тягового органа в них выступают канаты ЛК-Р (ГОСТ 2688–80) диаметром 22... 31,5 мм. На пологих пластах канатную подачу применяют только во встроенном механизме подачи комбайна «Кировец».

Наибольшее распространение для перемещения комбайнов получили высокопрочные сварные круглозвенные цепи, изготовляемые по ОСТ 12.44.013–75 «Цепи круглозвенные высокопрочные для горных машин». Цепи выпускают четырех классов (A_1, B_1, C и D) и двух степеней точности калибром 14...32 мм. Основные геометрические параметры цепей, мм: d — калибр цепи; t — шаг звена цепи; B — наружная ширина; b — внутренняя ширина; l — контрольная длина отрезка; T — шаг цепи.

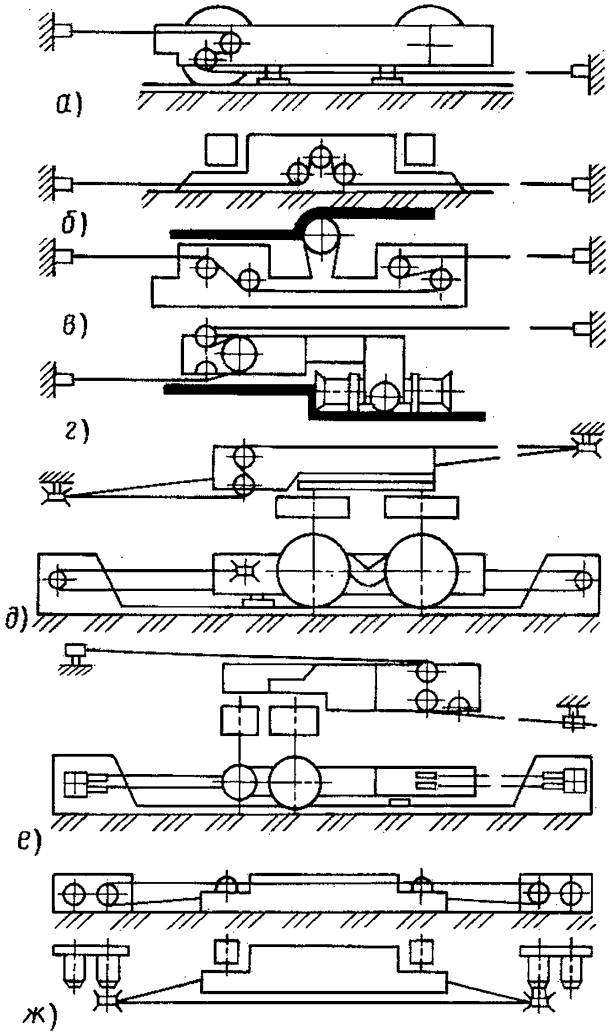


Рис. 6.1.28. Системы подачи очистных комбайнов с гибким тяговым органом:
а–г — системы, приводные звездочки которых имеют горизонтальные (*а*, *б*) и вертикальные (*в*, *г*) оси вращения; *д* — полиспастная схема запасовки цепи; *е* — система с двумя цепями; *ж* — выносная система подачи

В системах подачи очистных комбайнов используют цепи классов прочности *D*. Материал цепи — сталь марок 30ХГМА и 25ХГНМА. Соединительные звенья изготовляют из стали марки 40ХНМА. Разрушающая нагрузка для цепей калибров 18 и 24 мм класса *D* составляет соответственно 480 и 860 кН.

Широкое применение находят бесцепные цевочно-реечные системы подачи [2]. Для современных комбайнов выпускают два типа цевочных реек: 3БСП и 2УКПК (рис. 6.1.29,*а*).

Рейка 3БСП состоит из правого *5* и левого *6* бортов, между которыми вварены цевки *1*. В бортах имеются продольные пазы, в которые входят оси *2*, соединяющие рейку с кронштейном *3*, закрепленным на завальном борту конвейера. Конфигурация оси *2* обеспечивает возможность некоторого поворота рейки в поперечном направлении при наклонах комбайна на забой. Соединение секций цевочных реек между собой осуществляется соединительными звеньями *4*. Эта конструкция обеспечивает постоянство шага зацепления на стыках реек с допуском ± 2 мм.

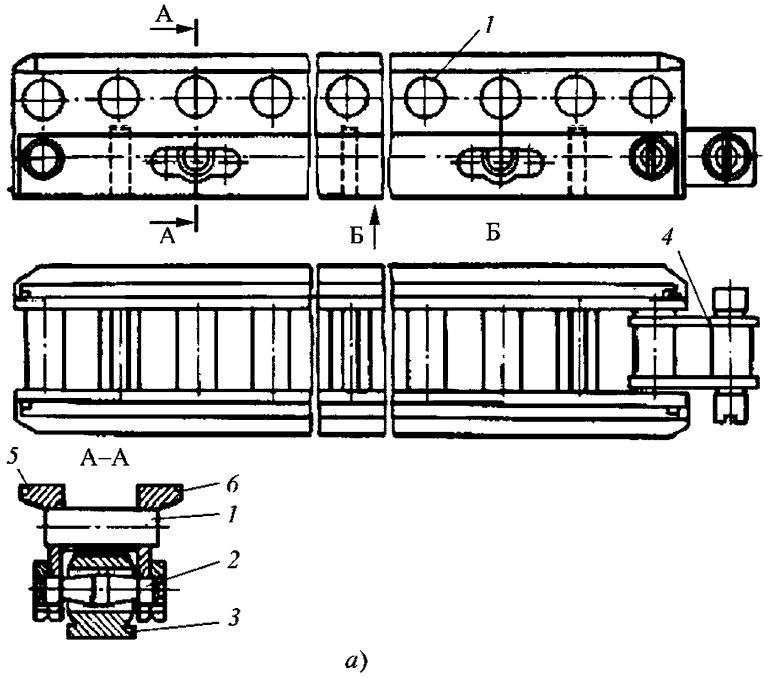
Реечный став 2УКПК (рис. 6.1.29, *б*), предназначенный для тяжелых комбайнов типоразмеров ПУ20, ПУ25, состоит из собственно рейки *4* и направляющей трубы *1*. Труба крепится кронштейнами *3* к завальному борту конвейера. В концы труб входит ось *2* соединительных звеньев, причем сами звенья сидят на осях свободно и имеют возможность поворачиваться вокруг них на определенный угол и перемещаться в осевом направлении. Цевочные рейки подвешиваются к соединительным звеньям.

Гусеничное (рис. 6.1.30) или распорно-шагающее (рис. 6.1.31) оборудование применяют на проходческих комбайнах. Недостатком данных видов оборудования является зависимость силы подачи от массы комбайна (для гусеничного оборудования) или от несущей способности вмещающих пород (распорно-шагающее оборудование).

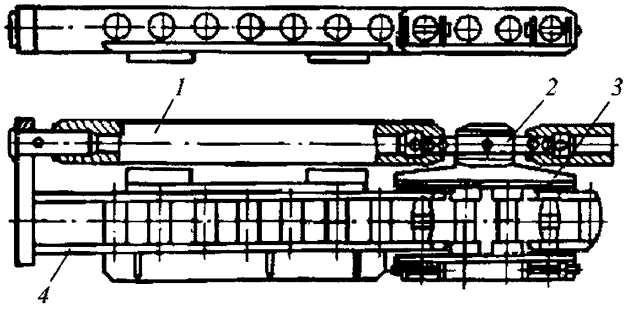
Схемы для расчета сил подачи для распорно-шагающего органов перемещения приведены на рис. 6.1.32. Сила подачи, которую должен развивать гусеничный механизм перемещения,

$$F_{\text{п}} = R_{\text{о}} + R_{\text{н}} + R_{\text{к}},$$

где $R_{\text{о}}$ — осевая реакция при забуривании коронки; $R_{\text{н}}$ — реакция на носке погрузочного органа; $R_{\text{к}}$ — сила на крюке от перегружателя.



а)



б)

Рис. 6.1.29. Рабочее оборудование:
а — рейка 3БСП (*1* — цевка; *2* — ось; *3* — кронштейн; *4* — соединительное звено, *5*, *6* — борта); *б* — реечный став 2УКПК (*1* — направляющая труба; *2* — ось; *3* — кронштейн; *4* — рейка)

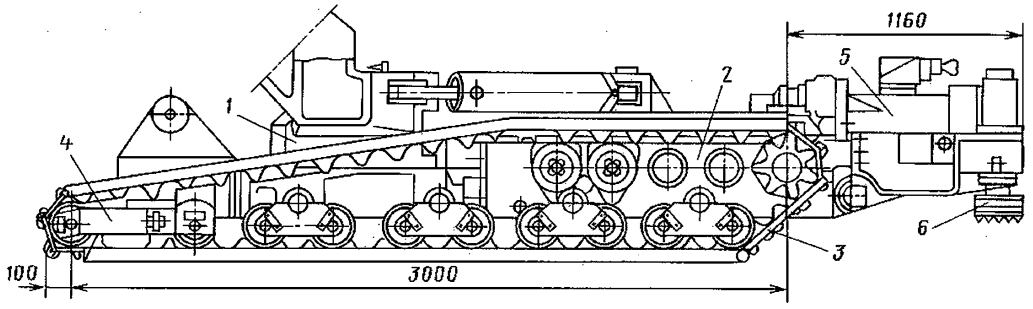


Рис. 6.1.30. Гусеничный орган перемещения:
1 — рама; *2* — гусеничная тележка; *3* — гусеничная цепь; *4* — натяжное устройство; *5* — двигатель; *6* — аутригер

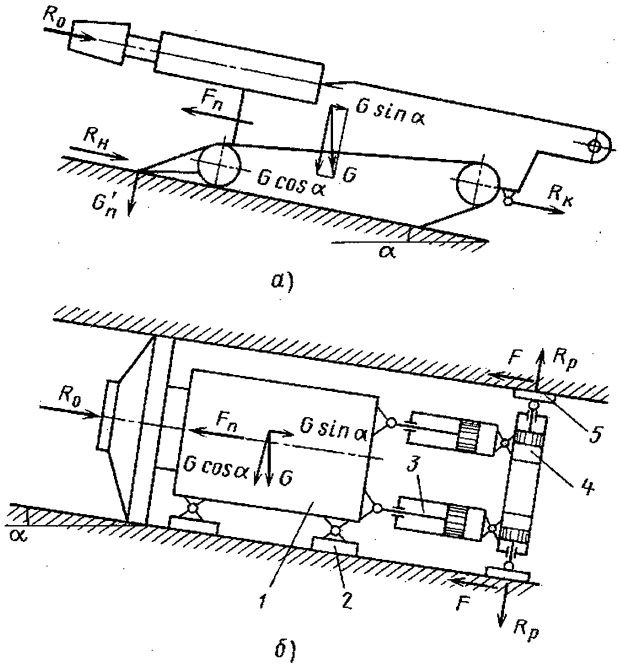


Рис. 6.1.31. Схема для расчета напорных сил для гусеничного (*а*) и распорно-шагающего (*б*) органов перемещения:
1 — корпус; *2* — опорная лыжа; *3* — домкрат подачи; *4* — распорный домкрат; *5* — распорный башмак

У распорно-шагающего механизма перемещения суммарная сила подачи, развиваемая домкратами подачи, составляет

$$F_п = R_о + G(f\cos\alpha \pm \sin\alpha),$$

где G — сила тяжести комбайна; f — коэффициент сопротивления перемещению опорных лыж комбайна, $f = 0{,}6$; α — угол наклона выработки.

Глава 6.2

ВЫЕМОЧНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

6.2.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Врубовые машины. Врубовые машины (рис. 6.2.1) предназначены для подрубки углей любых крепости и вязкости в длинных очистных забоях на пологих и наклонных пластах мощностью 0,6 м и выше. Машины можно применять при наличии в пласте угля крепких включений и валунов.

Врубовая машина состоит из следующих основных узлов: электродвигателя, редукторов, режущей части и механизма подачи, гидровставки, бара, расштыбовщика и системы орошения.

Гидровставка представляет собой корпус, в котором размещены узлы насоса и гидромотора.

Расштыбовщик (рис. 6.2.2) предназначен для удаления штыба, вынесенного из врубовой щели, от режущей цепи. В процессе резания породы лопатка, совершая сложное движение, удаляет штыб от режущей цепи.

Обоснование основных параметров врубовых машин. Исходными данными для выбора основных энерговесовых и конструктивных параметров являются физико-механические свойства горных пород и требуемая производительность машины $Q_т$.

При известной энергоемкости a рабочего процесса установленная мощность привода ра-

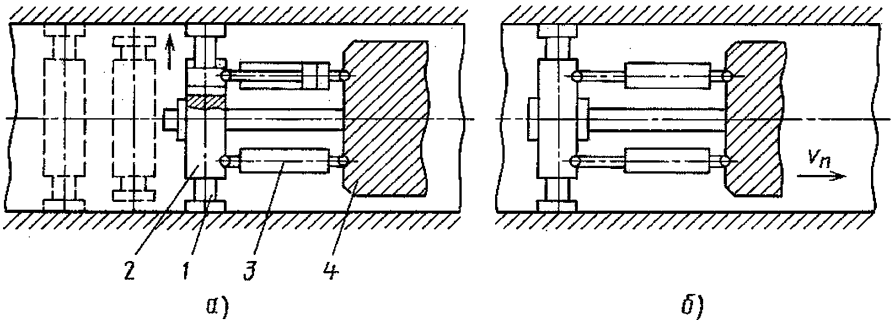


Рис. 6.1.32. Схема распорно-шагающего механизма:
а — распор балки; *б* — подача комбайна; *1* — распорный домкрат; *2* — балка; *3* — домкрат подачи; *4* — корпус

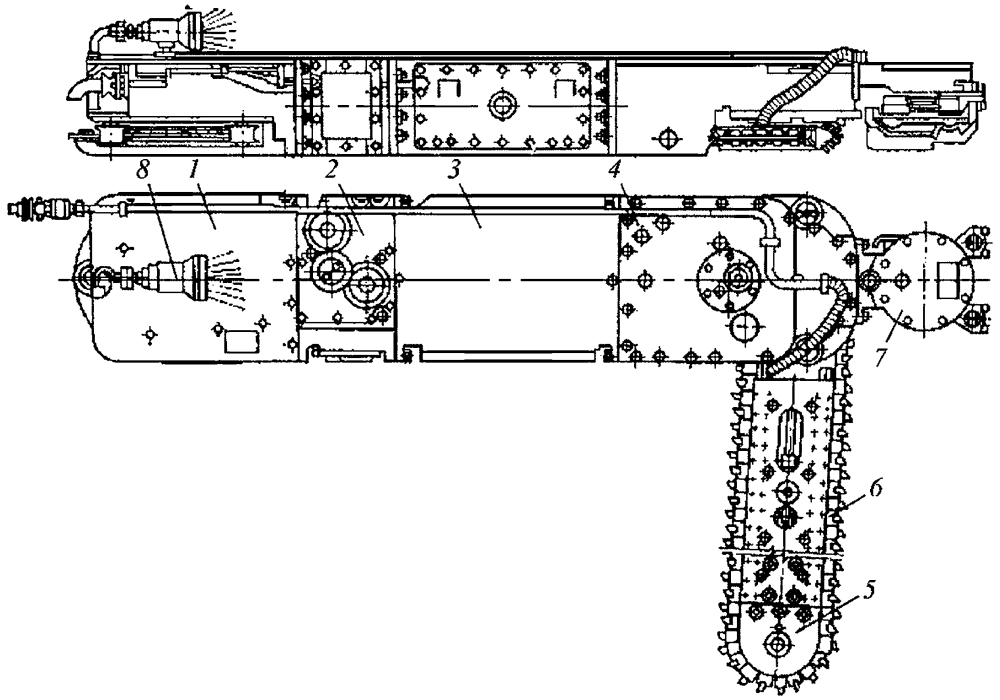


Рис. 6.2.1. Врубовая машина «Урал-33»:
1, *4* — редукторы; *2* — гидровставка; *3* — электродвигатель; *5* — бар; *6* — режущая цепь; *7* — расштыбовщик; *8* — оросительное устройство

бочего органа может быть определена по формуле

$$P_{уст} = aQ_т\eta^{-1},$$

где η — КПД привода.

При заданных размерах вруба мощность можно вычислить по формуле [25]

$$P = kHf,$$

где k — конструктивный коэффициент, зависящий от вида инструмента; H — высота врубовой щели; f — коэффициент крепости породы.

Массу машины M устанавливают по показателю металлоемкости.

Основные геометрические параметры L_i определяют по соотношению подобия

$$L_i = K_iM^{1/3},$$

где K_i — коэффициент пропорциональности.

Ниже приведена техническая характеристика врубовой машины «Урал-33».

Техническая характеристика машины «Урал-33»

Длина бара, мм 2000
Скорость движения режущей цепи, м/с:
основная 2,96
вспомогательная 1,59
Скорость подачи рабочая (маневровая), м/мин . . . . . 0...2,8 (0...8,1)
Тяговая сила на канате при рабочей (маневровой) скорости, кН . . . 120...160 (45...56)
Канатоемкость барабана, м:
при канате диаметром 18,5 мм 38
то же, 21 мм 30
Мощность часовая (длительная), кВт, электродвигателя ЭДК4-1 м 94 (41)
Высота врубовой щели, мм 140
Основные габаритные размеры машины, мм:
высота 400
ширина 720
длина в рабочем положении с расштыбовщиком (без него) . . 4000 (3425)
длина в транспортном положении с двухметровым баром 5550
Масса, кг 4300

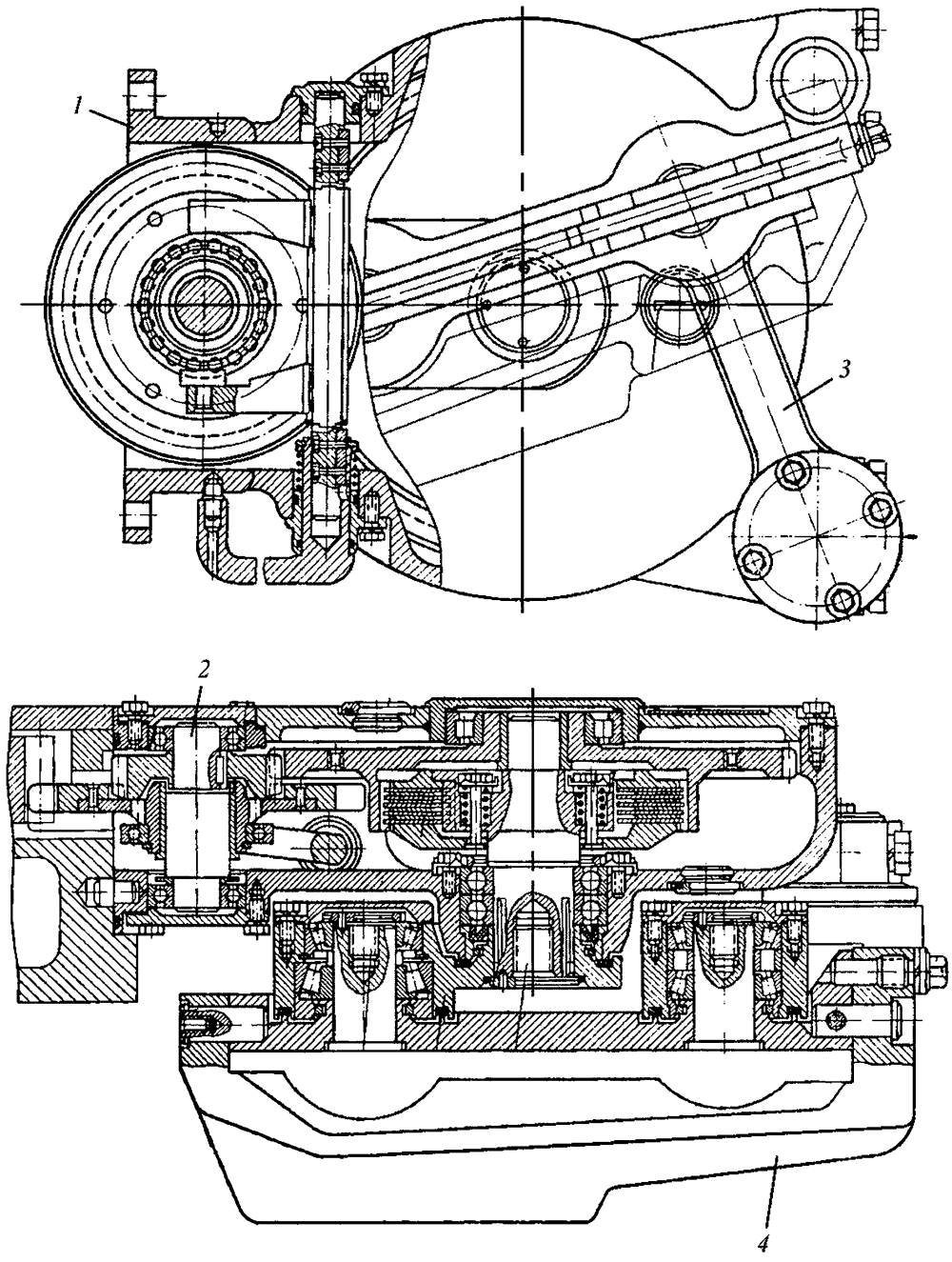


Рис. 6.2.2. Расштыбовщик:
1 — корпус; *2* — передаточный механизм; *3* — рычажный механизм; *4* — лопатка

Выемочные (очистные) комбайны. Основными классификационными признаками выемочных комбайнов являются: ширина захвата рабочего органа; мощность разрабатываемого пласта; угол падения пластов; технологическая схема работы.

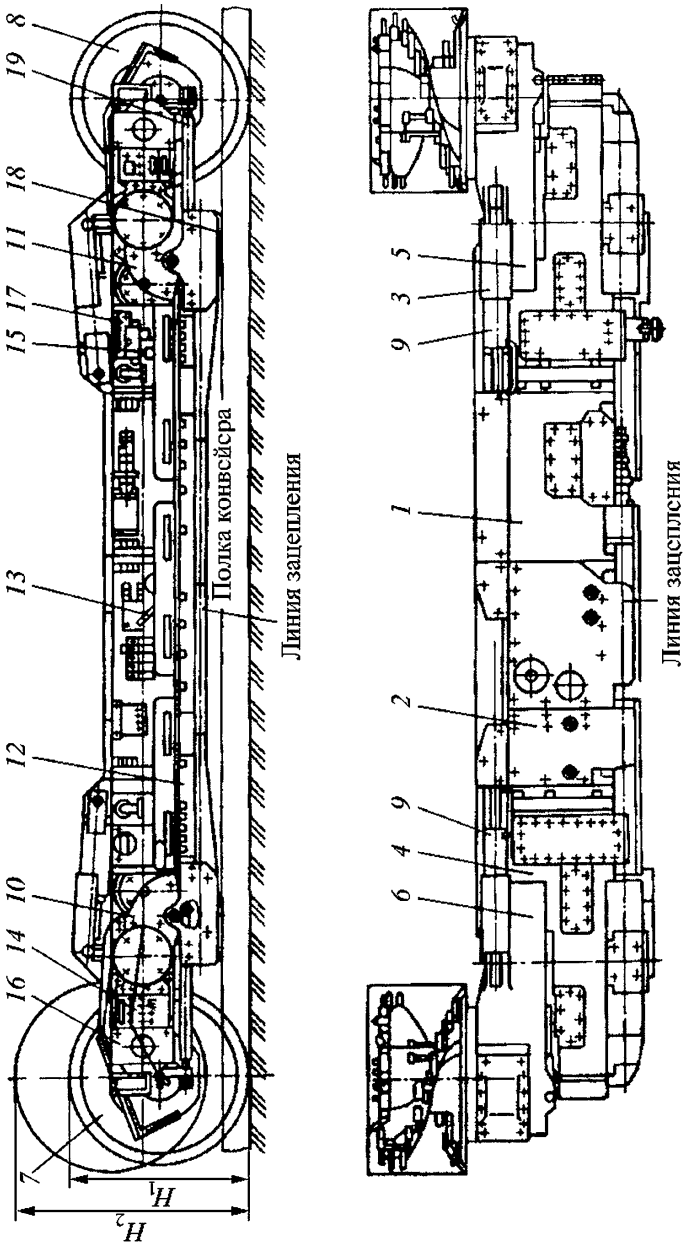


Рис. 6.2.3. Комбайн РКУ13:

1 — энергоблок; *2* — гидростанция; *3–6* — редукторы; *7, 8* — шнеки; *9* — гидродомкрат; *10, 11, 17* — кронштейны; *12* — рама; *13* — гидросистема; *14* — электрооборудование; *15* — система орошения; *16* — узел защиты; *18* — опора; *19* — стяжка; H_1, H_2 — высота рабочего органа

По ширине захвата комбайны подразделяют на узко- (с захватом до 1 м) и широкозахватные (с захватом > 1 м).

По мощности пластов принято следующее условное разделение комбайнов: для пластов тонких (мощностью до 0,8 м); маломощных (0,8...1,5 м); средней мощности (1,5...3,5 м) и мощных (> 3,5 м).

По углу падения пластов разделяют очистные комбайны для пологих пластов (с углом падения до 35°) и комбайны для крутых пластов (с углом падения > 35°).

По технологии ведения работ различают комбайны, действующие по одно-, двусторонней, а также челноковой схемам.

Очистные узкозахватные комбайны изготовляют следующих типов:

ПУ — для пологих и пологонаклонных пластов с углом падения до 35° с принудительной выгрузкой угля из рабочего пространства;

КУ — для крутых и крутонаклонных пластов с углом падения > 30° с самотечной выгрузкой угля из рабочего пространства.

Основные рабочие параметры и размеры комбайнов должны соответствовать указанным в табл. 6.2.1. При этом применение вертикальных барабанных и буровых исполнительных органов допускается только для типоразмеров ПУ5, ПУ6 и ПУ8, а для комбайнов типа КУ рекомендуется ширина полезного захвата 450 и 900 мм.

Узкозахватный комбайн (рис. 6.2.3) состоит из следующих сборочных единиц: рабочих органов, редукторов, электродвигателей, погрузочных щитков, опорной системы, гидросистемы, системы орошения и кабелеукладчика. Последний предназначен для размещения силового кабеля, кабеля управления и шланга орошения.

Наибольшее применение нашли комбайны с барабанными и шнековыми рабочими органами ввиду их универсальности (осуществляется выемка полезных ископаемых различной крепости при переменной мощности пласта).

Для узкозахватных комбайнов с барабанными и шнековыми органами приняты следующие компоновочные схемы:

– с установкой корпуса комбайна между рабочими органами перед конвейером (рис. 6.2.4) или за конвейером посредством портала;

– с установкой комбайна на раме конвейера (см. рис. 6.1.1);

– то же, на почве пласта.

Фирма Eickhoff (Германия) применила схему с наклонной установкой шнеков. Эксперименты [21] показали, что при данной схеме производительность по отбойке и погрузке повышается на 40...50 %.

В табл. 6.2.2 приведены технические характеристики узкозахватных комбайнов с барабанными и шнековыми органами.

Комбайны с буровыми органами (рис. 6.2.5) применяются при добыче антрацитов и коксующихся углей, когда требуется повышенный выход крупных фракций.

Комбайны с короночными органами отличаются универсальностью, их используют при селективной выемке (раздельной выемке полезного ископаемого и пустой породы).

Выбор основных параметров комбайнов. Основные параметры комбайна определяют исходя из обеспечения требуемой производительности.

Теоретическая производительность имеет два значения: максимально возможное (для наименее крепких пород) $Q_в$ и конструктивное (в соответствии с техническими параметрами комбайна) $Q_к$:

$$Q_в = P_{уст}\eta / a_{min};$$

$$Q_к = Bm_{ср}v_{п\,max},$$

где $P_{уст}$ — установленная мощность привода; η — КПД привода; a_{min} — минимальная энергоемкость процесса разрушения рабочим органом (для наименее крепких пород); B — ширина захвата рабочего органа; $m_{ср}$ — средняя мощность пласта; $v_{п\,max}$ — максимальная скорость подачи.

Соотношение между параметрами комбайна из условия равенства предельно возможного и конструктивного значений теоретической производительности составит

$$Bm_{ср}v_{п\,max} = P_{уст}\eta / a_{min}.$$

Для барабанных и шнековых органов скорость подачи из условия синхронизации рабочих движений (рис. 6.2.6)

$$v_{п\,max} = v_р h_{max} N_{л.р} / (\pi D),$$

где $v_р$ — скорость резания; h_{max} — максимальная глубина резания; $N_{л.р}$ — число резцов в линии резания; D — диаметр рабочего органа по вершинам резцов.

Соотношение между параметрами комбайнов с барабанными и шнековыми органами примет вид

$$A_{р\,min}/a_{min} = Bm_{ср}N_{л.р}/(\pi D N_{о.р}),$$

где $A_{р\,min}$ — минимальное значение сопротивляемости породы резанию; $N_{о.р}$ — число одновременно режущих резцов.

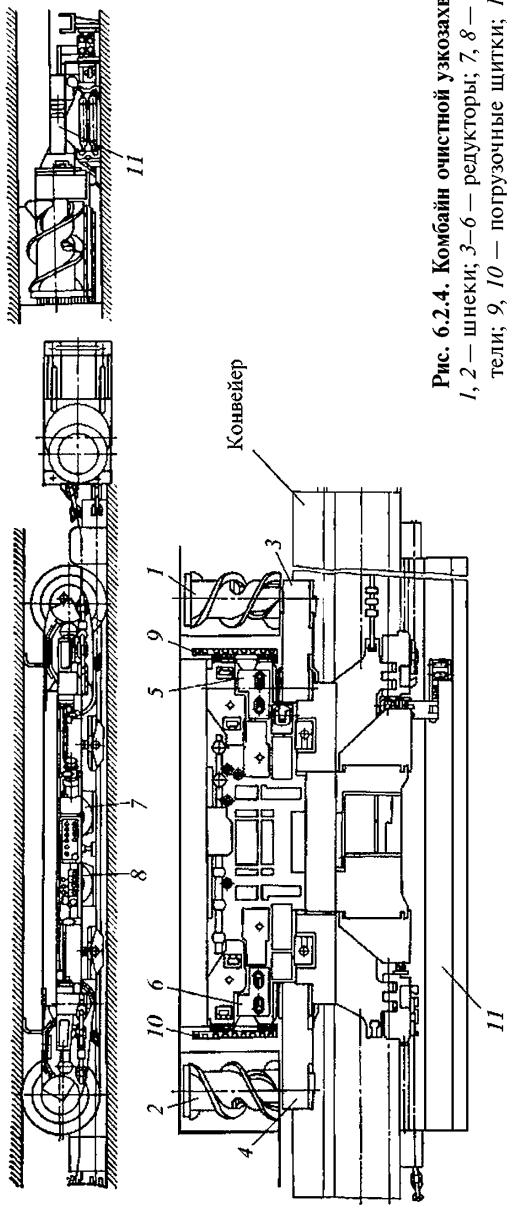


Рис. 6.2.4. Комбайн очистной узкозахватный К103:
1, 2 — шнеки; *3–6* — редукторы; *7, 8* — электродвигатели; *9, 10* — погрузочные шитки; *11* — портал

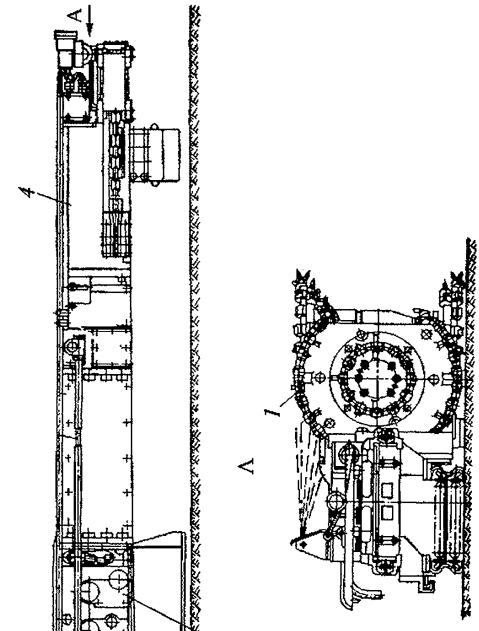


Рис. 6.2.5. Комбайн очистной БК-89:
1 — буровая коронка; *2* — редуктор; *3* — пульт управления; *4* — корпус

6.2.1. Типоразмерный ряд узкозахватных комбайнов

Параметры	Типоразмер												
	ПУ5	ПУ6	ПУ8	ПУ10	ПУ13	ПУ16	ПУ20	ПУ25	ПУ35	КУ4	КУ6	КУ10	КУ16
Пределы регулирования высоты исполнительного органа, мм:													
нижний, не более	500	650	800	1000	1250	1600	2000	2500	3500	400	630	1000	1600
верхний, не менее	800	1000	1300	1600	2000	2500	3200	4000	5000	800	1250	2000	3200
Величина опускания исполнительного органа ниже опорной поверхности забойного конвейера (для комбайнов типа ПУ) и ниже почвы пласта (для комбайнов типа КУ), мм, не менее	50	60	80	100		150				15			
Ширина полезного захвата исполнительного органа, мм	500; 630; 800; 1000												
Габаритная высота корпуса комбайна при работе в зоне крепи, мм	400	500	620	750	900	1100	1500	2000	3000	350	530	900	1400
Верхний предел диапазона бесступенчатого регулирования скорости подачи, м/мин, не менее	10												
Максимальная тяговая сила механизма подачи, кН, не менее	150		180		220		250	300		120	150	200	
Суммарная номинальная мощность электропривода комбайна, кВт, не менее	100		125	160	200		250	350		55	75	125	160

Примечания. 1. Комбайны типоразмеров ПУ13 и ПУ16, ПУ20 и ПУ25 должны иметь одно исполнение, допускается применение сменных сборочных единиц и деталей.

2. Допускается увеличение нижнего предела регулирования высоты исполнительного органа комбайна типа ПУ5 до 560 мм.

6.2.2. Технические характеристики узкозахватных комбайнов с барабанными и шнековыми органами

Параметр	Росуголь		НКМЗ (Украина)	Росуголь				LONG-Airdox
	К103	КА80	УКД200	РКУ10	РКУ13	1КШЭ	«Кузбасс-500»	EL-600/700
Вынимаемая мощность пласта, м	0,7...1,1	0,8...1,1	0,8...1,3	1,1...1,93	1,35...2,5	2,0...4,2	1,5...3,5	1,1м4,0
Угол падения пласта, град	≤ 35							–
Тип рабочего органа	Шнековый	Барабанный	Шнековый					
Диаметр по резцам, м	0,56; 0,63; 0,7	0,7; 0,9; 1,0	0,8; 0,9	1,0; 1,12; 1,25	1,25; 1,4; 1,6	1,8; 2,0	1,4; 1,6; 1,8	1,0...2,0
Ширина захвата, м	0,8		0,63; 0,8	0,63		0,5; 0,63	–	
Мощность двигателей рабочего органа, кВт	2×75	125	200		2×200		2×250	450
Максимальная сила подачи, кН	250	200	200	125	180	350	450	550
Масса, т	9,8	12,0	17,5	19,1	20,7	31,15	30	–

6.2.3. Технические характеристики струговых установок

Параметр	Росуголь			Ostroj (Чехия)	Heintzmann (Германия)
	УСТ2М	СО75М	СН96	PL730	CL Miner 80.1-42/54
Мощность пласта, м	0,5...1,0	0,55...1,4	0,76...1,4	0,6...1,2	1,1...1,8
Максимальный угол падения пласта, град	25		–		
Тип струга исполнительного органа:	Отрывного действия		Скользящего действия		
Скорость движения, м/с	0,7; 1,7	0,77; 1,72	0,84	1,5	–
Толщина среза, мм	55...85	55...75	–		
Мощность привода струга, кВт	110	220	500	320	2000*
Масса, т	108	158	–		
Производительность, $м^3$/мин	5,2		5,3	500 т/ч	2000 т/ч

* Суммарная мощность приводов.

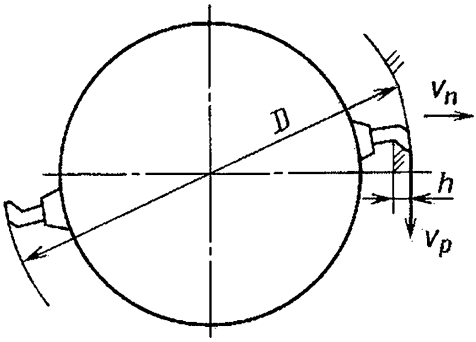


Рис. 6.2.6. Схема к определению скорости подачи:
D — диаметр рабочего органа по режущим кромкам резцов; $v_р$, $v_п$ — скорости резания и подачи; h — толщина стружки

Весовые и геометрические параметры комбайнов определяют из условия обеспечения устойчивости комбайна при реализации установленной мощности привода. На рис. 6.2.7 приведена схема к определению устойчивости комбайна.

В данном случае масса комбайна составит

$$m_к \geq k_у P_{уст} \eta b / (v_р \cos \alpha_{max} ag),$$

где $k_у$ — запас устойчивости; α_{max} — максимальный угол наклона пласта.

Струговые установки в зависимости от способа опирания струга выполняются по следующим схемам: с опорой струга на почву через подконвейерную плиту — установки отрывного действия (рис. 6.2.8); то же, на забойную часть конвейера — установки скользящего типа (см. рис. 6.1.2); то же, непосредственно на почву пласта — скреперострутовые установки (рис. 6.2.9).

Установки скользящего типа отличаются низкими потерями на трение (исключается трение струга о почву), что позволяет увеличивать силу тяги и разрабатывать более крепкую породу.

Тип исполнительного органа скреперострутовой установки выбирают в зависимости от условий работы [19, 21]: на пластах с углом падения до 25° применяют скреперострут, представляющий собой набор скреперных ящиков; на пластах с углами повышенной крепости и углом падения > 35° используют таран, представляющий собой корпус, оснащенный ножами и резцами.

В табл. 6.2.3 приведены технические характеристики струговых установок.

Выбор параметров струговых установок. Теоретическая производительность струговой установки

$$Q = m h_{max} v_с,$$

где m — мощность пласта с учетом обрушаемой пачки; h_{max} — максимальная толщина среза; $v_с$ — скорость резания (струга).

При выборе струговых установок следует провести проверку на соответствие максимальной глубины резания конструктивным и режимным параметрам конвейера [27]:

при работе струга в отстающем режиме ($v_с < v_к$)

$$h_{max} = S_к (v_к - v_с) / (v_с m k_р);$$

при работе струга в опережающем режиме ($v_с > v_к$)

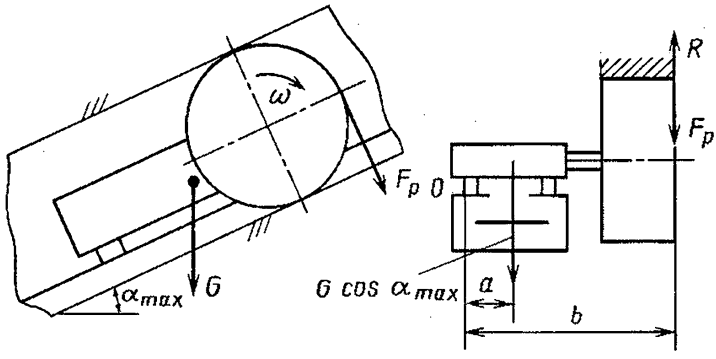


Рис. 6.2.7. Схема к определению устойчивости комбайна:
G — сила тяжести комбайна; $F_р$ — сила резания; R — реакция породы, создающая опрокидывающий момент; O — опора в виде точки, относительно которой определяются опрокидывающий и удерживающий моменты

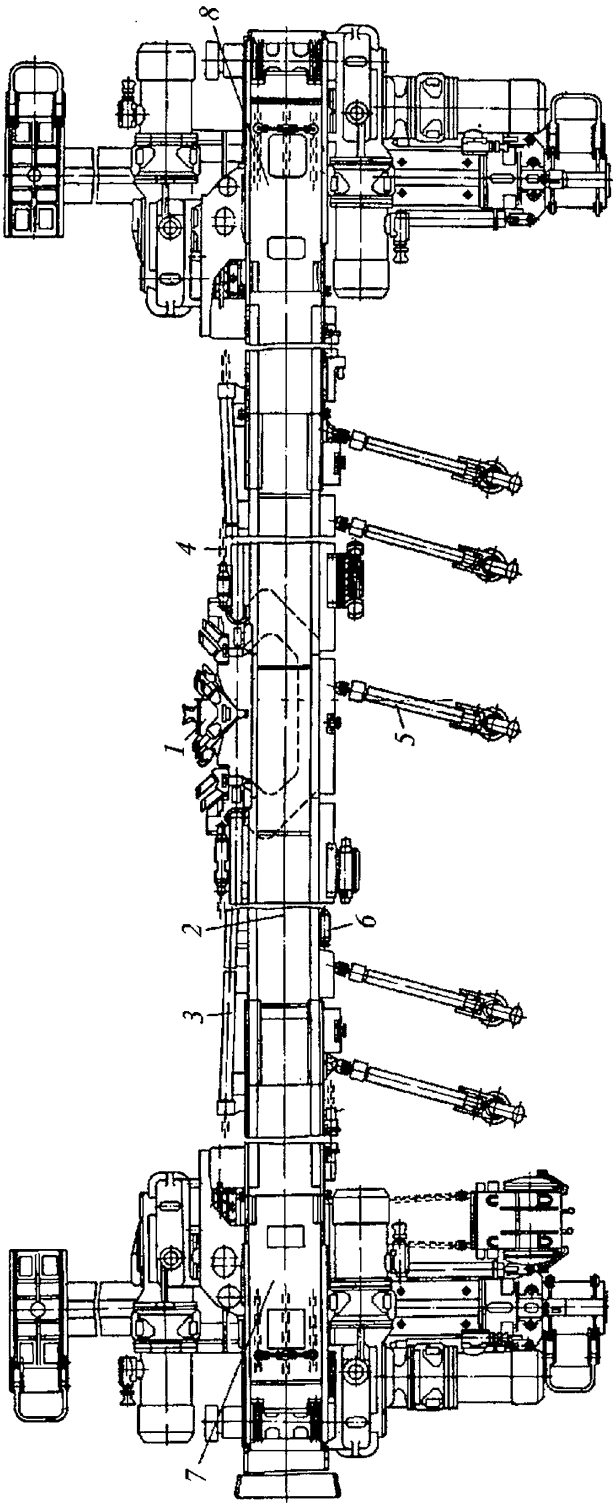


Рис. 6.2.8. Струговая установка СО-75М:

1 — струг; *2* — конвейер; *3* — направляющая труба; *4* — тяговая цепь; *5* — домкрат; *6* — концевой выключатель; *7*, *8* — приводы (пунктиром показана подконвейерная плита)

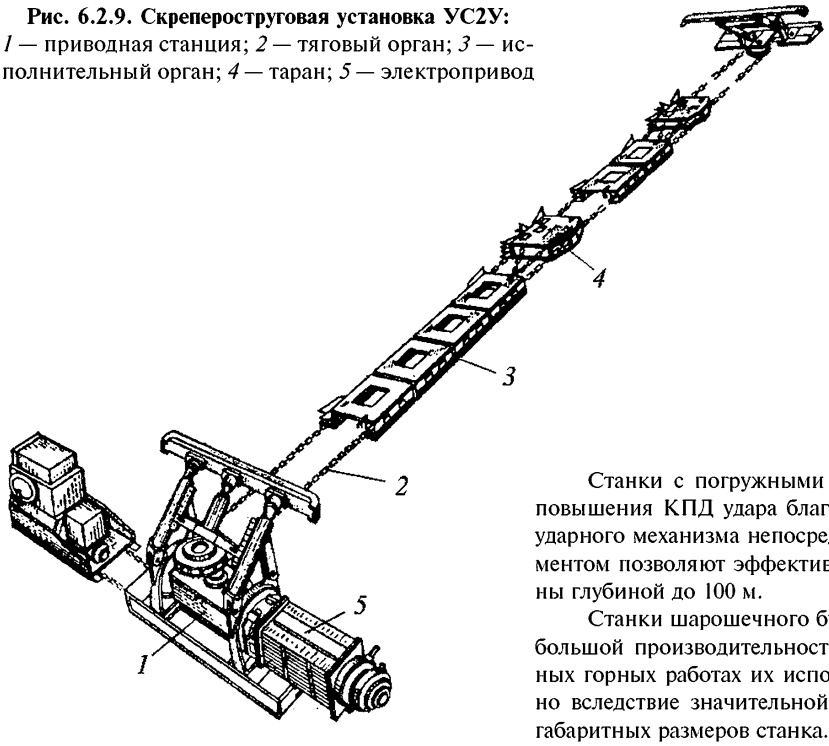


Рис. 6.2.9. Скреперострутовая установка УС2У:
1 — приводная станция; *2* — тяговый орган; *3* — исполнительный орган; *4* — таран; *5* — электропривод

$$h_{max} = S_к(v_с^2 - v_к^2)/\{v_с m k_р[(2n + 3)v_с - v_к]\},$$

где $S_к$ — загрузочное сечение конвейера; $v_к$ — скорость цепи конвейера; $k_р$ — коэффициент разрыхления породы; n — любое целое число (1, 2, 3 и т.д.), соответствующее пропорции

$$v_с/v_к = (2n + 1)/(2n + 3).$$

Рациональную скорость резания для струга определяют в зависимости от скорости движения конвейерной цепи $v_к$, исходя из условий обеспечения нормального грузопотока из очистного забоя: $v_с/v_к = 2...3$ (при $v_с > v_к$) и $v_с/v_к \le 0{,}5$ (при $v_с < v_к$).

6.2.2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОТБОЙКИ ВЗРЫВОМ

Буровые станки. На очистных работах применяются следующие типы станков: с выносными бурильными машинами (рис. 6.2.10); с погружными пневмоударниками (рис. 6.2.11); шарошечного бурения (рис. 6.2.12).

Станки с выносными бурильными машинами (перфораторами и др.) применяют для бурения скважин глубиной до 30 м.

Станки с погружными ударниками ввиду повышения КПД удара благодаря сопряжению ударного механизма непосредственно с инструментом позволяют эффективно бурить скважины глубиной до 100 м.

Станки шарошечного бурения отличаются большой производительностью, но на подземных горных работах их используют ограниченно вследствие значительной массы и больших габаритных размеров станка.

В табл. 6.2.4 приведены технические характеристики буровых станков.

Определение производительности буровых станков. Техническая производительность буровых станков составляет

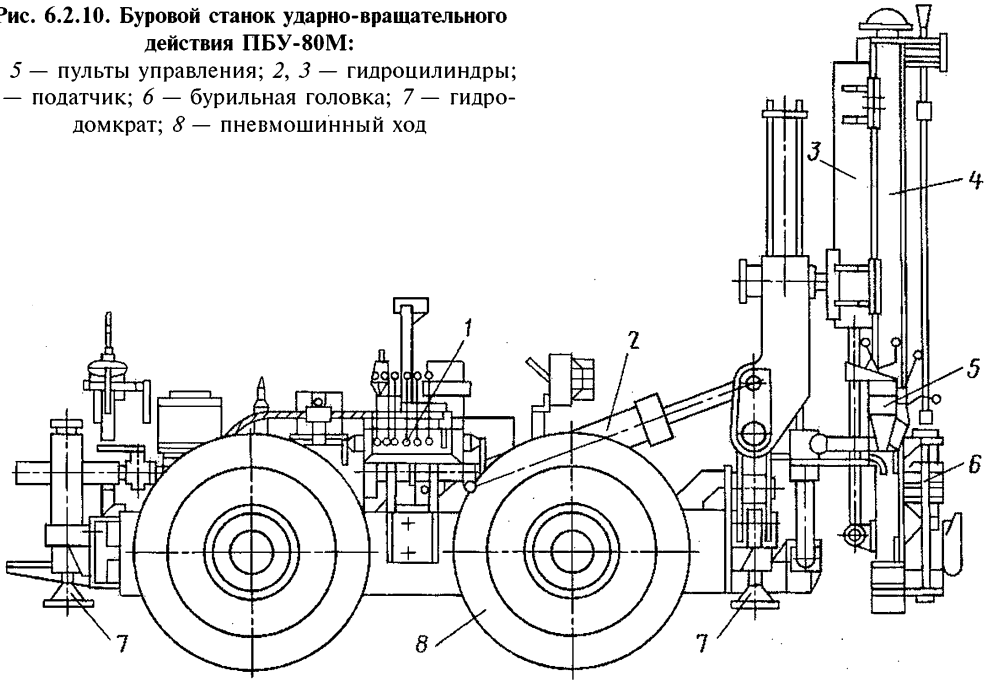
$$Q_т = K_г/\{v_б^{-1} + (1 + L/B)(t_н + t_р)/(2L_ш) + T_з/B + [T_п + m(T_{н.п} + T_{зб})]/(mL)\},$$

где $K_г$ — коэффициент готовности станка; $v_б$ — скорость бурения; L — глубина бурения; B — стойкость инструмента; $t_н$ и $t_р$ — длительность соответственно навинчивания и развинчивания штанги; $L_ш$ — длина штанги; $T_з$ — длительность замены инструмента; $T_п$ — длительность перемещения станка на новый веер скважин; m — число скважин веера; $T_{н.п}$ — длительность установки податчика на новую скважину; $T_{зб}$ — длительность забуривания.

Зарядные машины предназначены для размещения взрывчатых веществ (ВВ) в зарядных полостях (шпурах или скважинах).

Зарядные машины подразделяют: по назначению — собственно зарядные, зарядно-доставочные и смесительно-зарядные; по типу взрывчатых веществ — для сыпучих, гранулированных и водонаполненных ВВ.

Рис. 6.2.10. Буровой станок ударно-вращательного действия ПБУ-80М:
1, *5* — пульты управления; *2*, *3* — гидроцилиндры; *4* — податчик; *6* — бурильная головка; *7* — гидродомкрат; *8* — пневмошинный ход



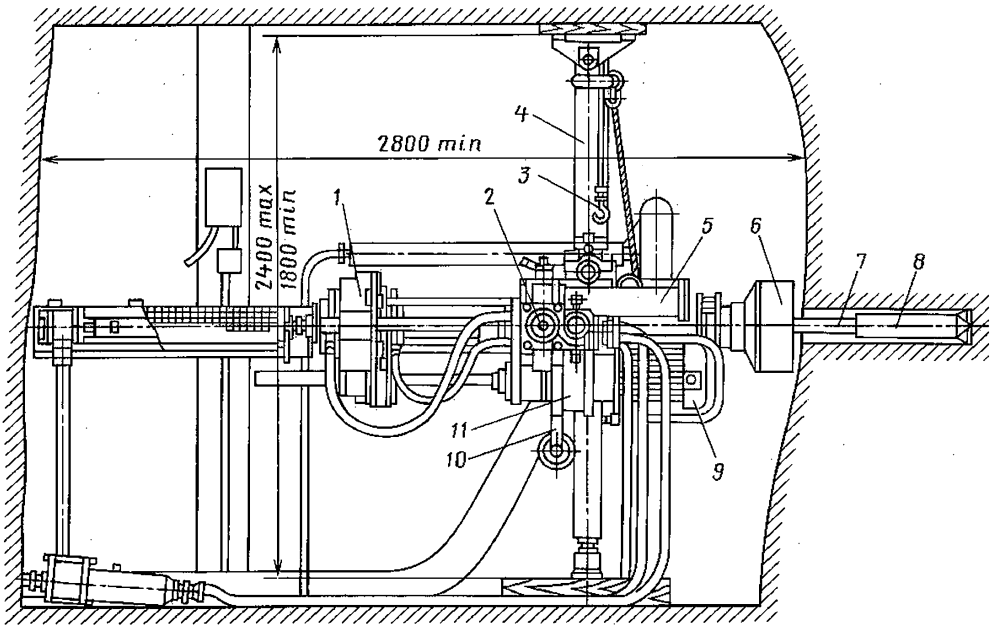


Рис. 6.2.11. Буровой станок НКР-100МА:
1 — подающий патрон; *2* — пульт управления; *3* — лебедка; *4* — распорная колонка; *5* — подающий цилиндр; *6* — оградительный щиток; *7* — буровая штанга; *8* — пневмоударник; *9* — электродвигатель; *10* — салазки; *11* — неподвижный патрон с редуктором и пневмозахватом

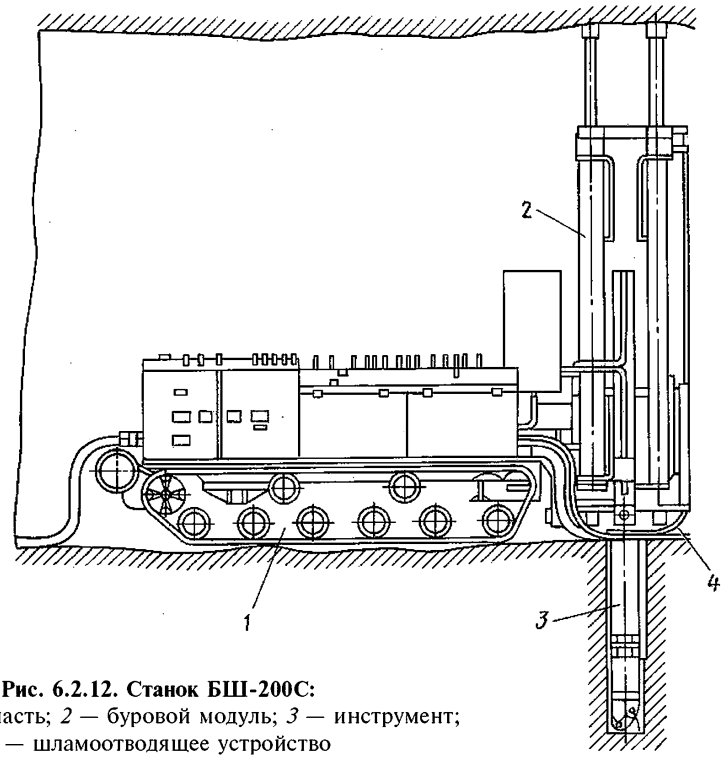


Рис. 6.2.12. Станок БШ-200С:
1 — ходовая часть; *2* — буровой модуль; *3* — инструмент; *4* — шламоотводящее устройство

Наибольшее распространение получили порционные зарядные машины с регулируемой вместимостью дозирующей камеры (рис. 6.2.13) и машины с непрерывной подачей (рис. 6.2.14).

В порционных зарядных машинах регулирование вместимости камеры осуществляют путем изменения длительности ее загрузки. По окончании загрузки в камеру заданного объема ВВ включают кран управления и сжатый воздух поступает в цилиндр и, отжимая пружину, перемещает поршень вверх. При этом запорный конус перекрывает загрузочное окно, сжатый воздух поступает по центральному каналу в камеру и транспортирует ВВ по зарядному шлангу к зарядной полости.

6.2.4. Технические характеристики буровых станков

Параметр	Россия			Tamrock (Финляндия)	Furukawa (Япония)	Ingersoll-Rand (США)	Atlas Copco (Швеция)
	ПБУ-80	БП-100	БШ-200С	Solo 405	HCR 300	CMM-2	Simba 260
Глубина бурения, м	40	80		25	–	180	100
Диаметр скважины, мм	75	160	243	64	125	165	216
Тип бурильной машины	Выносная	Погружной пневмоударник	–	Выносная		Погружной пневмоударник	–
Техническая производительность, м/смену	38	–	15	–			
Масса, т	2,8	3,0	35,0	9,0	10,0	5,45	9,375

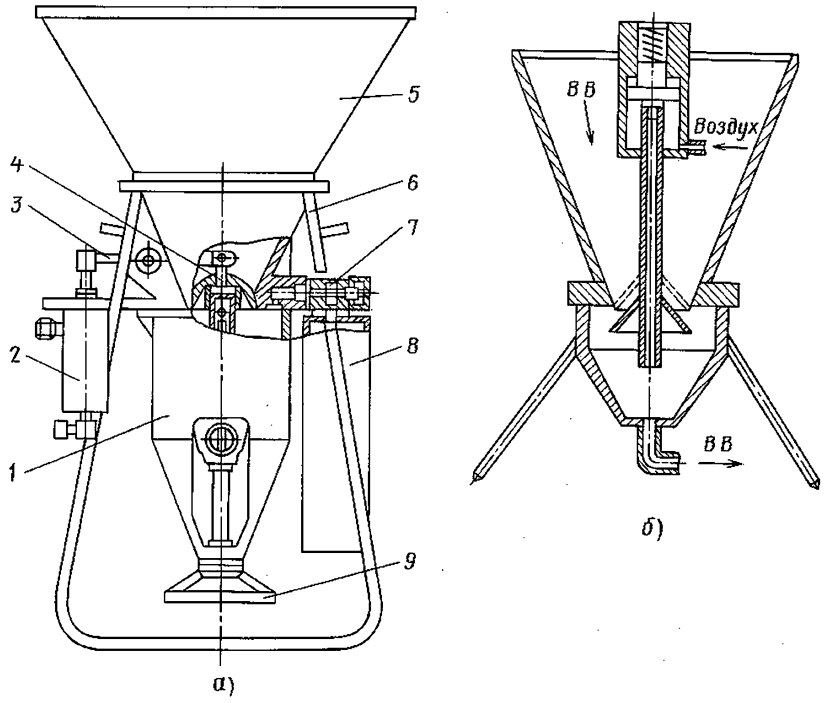


Рис. 6.2.13. Пневмозарядчик (*а*) и дозирующая камера (*б*):
1 — дозирующая камера; *2* — управляющий пневмоцилиндр; *3* — двуплечевой рычаг; *4* — клапаный затвор дозирующей камеры; *5* — приемная воронка; *6* — салазки; *7* — смеситель; *8* — бак для жидкости; *9* — штурвал перемещения днища камеры

В машинах с непрерывной подачей питатель выполнен с коническим барабаном и прижимным устройством, что исключает просыпь ВВ. Преимуществом данной конструкции является высокая производительность.

В табл. 6.2.5 приведены характеристики зарядных машин.

Выбор параметров зарядных машин. Производительность зарядной машины при пневмозаряжании [20]

$$Q_{ВВ} = F_ш v_в \mu \rho_в,$$

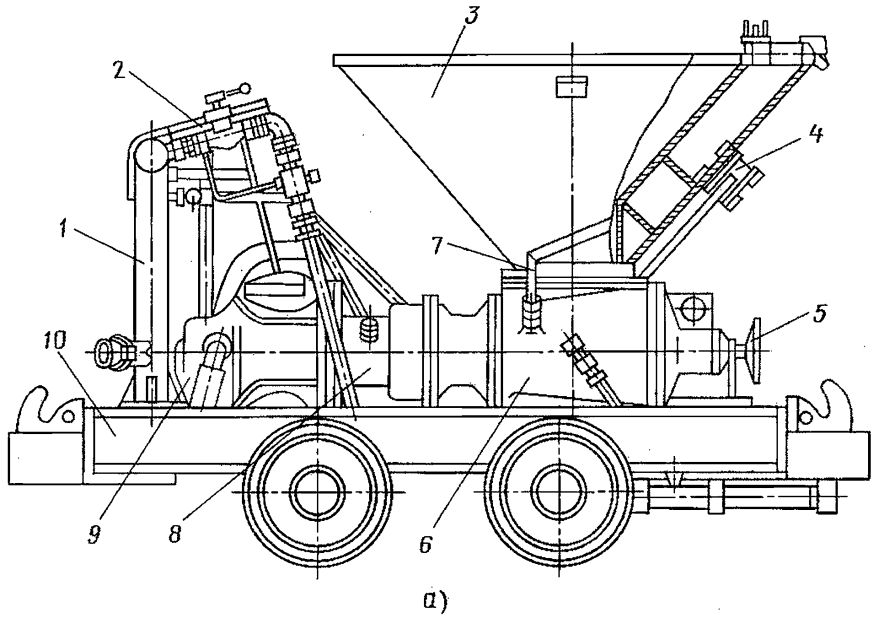
где $F_ш$ — проходное сечение зарядного шланга; $v_в$ — скорость движения воздуха в зарядном шланге; μ — средняя концентрация ВВ; $\rho_в$ — плотность воздуха.

Условие формирования заряда ВВ имеет вид $v_з \le v_в$, где $v_з$ — скорость гранулы, необходимая для образования устойчивого заряда (скорость заряжания).

Скорость заряжания определяют в зависимости от размера зарядной полости (диаметра скважины D):

6.2.5. Характеристики зарядных машин

Параметр	ЗМК-1А	МЗКС-160	МТЗ-3
Вместимость, кг:			
загрузочной воронки (бункера)	150	600	2000
дозирующей камеры	0,7...8	–	
Дальность транспортирования ВВ, м	100	350	
Производительность, кг/мин	25	160	
Масса, кг		–	



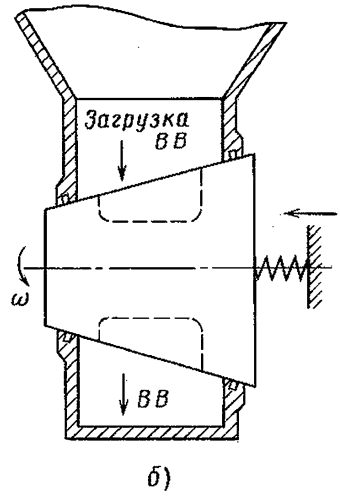


Рис. 6.2.14. Зарядная машина ЗМБС-2А:
а — зарядная машина; *б* — схема барабанного питателя; *1* — коллектор; *2* — пульт управления; *3* — бункер; *4* — вибратор; *5* — штурвал прижимного устройства; *6* — барабанный питатель; *7* — дренажный трубопровод; *8* — редуктор; *9* — пневмомотор; *10* — ходовая тележка

$$v_з = D[2g/(d_г f)]^{0,5},$$

где $d_г$ — диаметр гранулы; f — коэффициент трения между гранулами.

Погрузочные машины. Основными средствами механизации погрузочных работ в очистных забоях являются следующие машины: погрузочные периодического (рис. 6.2.15) и непрерывного (рис. 6.2.16) действия; погрузочно-доставочные типа ПД (рис. 6.2.17); погрузочно-транспортные типа ПТ (рис. 6.2.18); а также подземные экскаваторы типа ЭП.

Погрузочные машины непрерывного действия типа ПНБ характеризуются возможностью погрузки крупнокусковой горной массы (до 0,6 м) при относительно небольших габаритных размерах.

Погрузочно-доставочные и погрузочно-транспортные машины получили широкое распространение ввиду высокой мобильности и маневренности.

Подземные экскаваторы предназначены для работы в камерах (очистных выработках больших размеров).

В табл. 6.2.6 приведены технические характеристики погрузочных машин.

Определение производительности погрузочных машин. Техническая производительность машин непрерывного действия

$$Q_т = \psi Q_к,$$

где ψ — коэффициент, учитывающий свойства горной массы, параметры машины и конкрет-

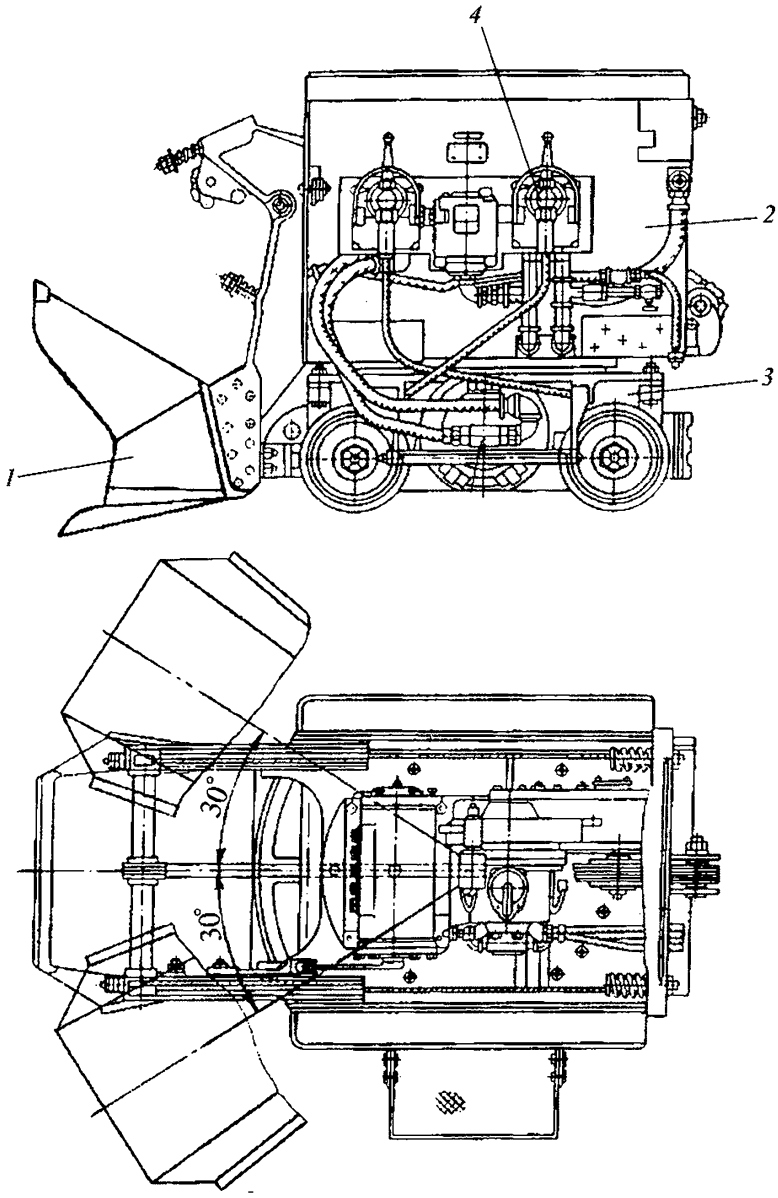


Рис. 6.2.15. Погрузочная машина ППН-1с:
1 — ковш; *2* — поворотная платформа; *3* — ходовая тележка; *4* — пульт управления

ные условия работы; $Q_к$ — теоретическая (конструктивная) производительность,

$$Q_к = v_l n Z,$$

где v_l — объем единичного черпания; n — частота вращения рабочего органа; Z — число активных элементов.

Наиболее полно факторы, определяющие техническую производительность погрузки, учитывают по Я.Б. Кальницкому [12]:

$$\psi = \operatorname{tg} \varphi k / [\rho_н f^{d_{ср}/H_{шт}}]^{0,5},$$

где φ — угол откоса штабеля; k — коэффициент, учитывающий характер захвата горной массы

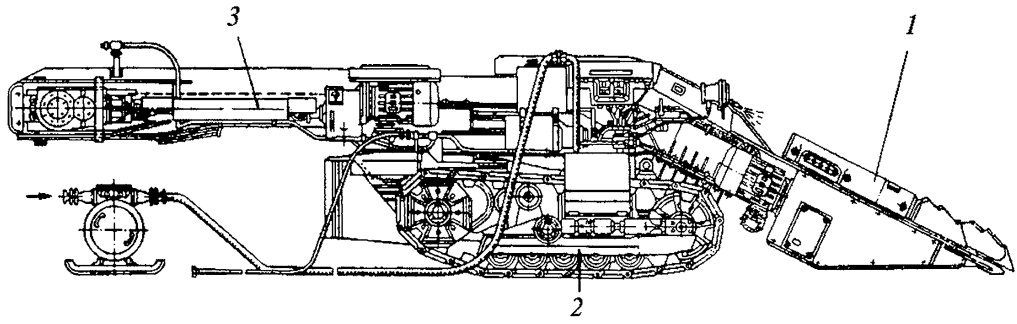


Рис. 6.2.16. Погрузочная машина непрерывного действия типа ПНБ:
1 — погрузочный орган с нагребающими лапами; *2* — ходовое устройство; *3* — перегрузочное устройство

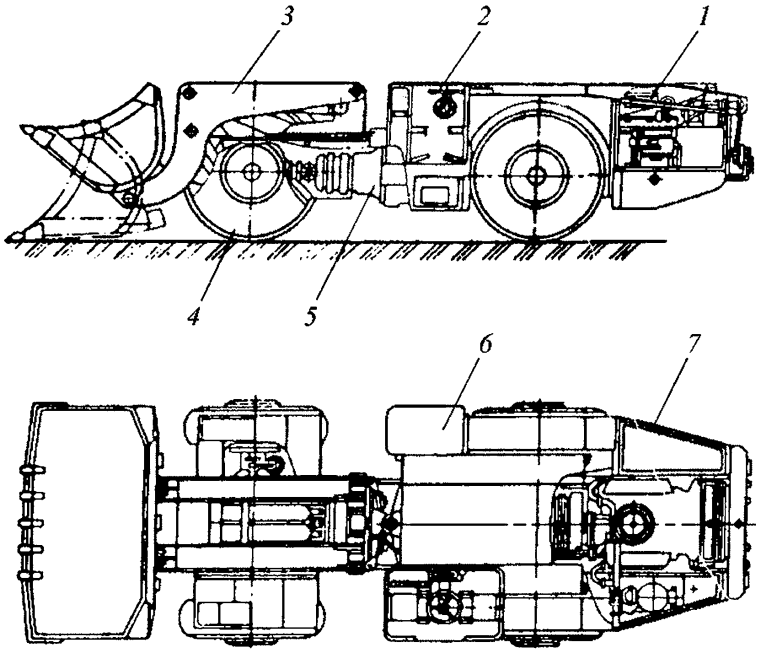


Рис. 6.2.17. Погрузочно-доставочная машина типа ПД:
1 — привод; *2* — кабина; *3* — рабочее оборудование; *4* — пневмоколесный ход; *5* — трансмиссия; *6* — нейтрализатор; *7* — бак

(k = 1 — для машин нижнего захвата; k = 0,80... 0,85 для верхнего захвата; 0,66...0,71 для бокового захвата); $\rho_н$ — насыпная плотность горной массы; f — коэффициент крепости; $d_{ср}$ — средний размер кусков; $H_{шт}$ — высота штабеля.

Для машин периодического действия

$$Q_т = qk_н/(T_ц k_р),$$

где q — вместимость рабочего органа (ковша); $T_ц$ — продолжительность цикла; $k_н$ и $k_р$ — коэффициенты соответственно наполнения ковша и разрыхления горной массы.

Для погрузочно-доставочных и погрузочно-транспортных машин

$$T_ц = t_п + t_{дв} + t_р,$$

где $t_п$ — длительность погрузки; $t_{дв}$ — продолжительность движения от забоя до пункта разгрузки и обратно; $t_р$ — длительность разгрузки.

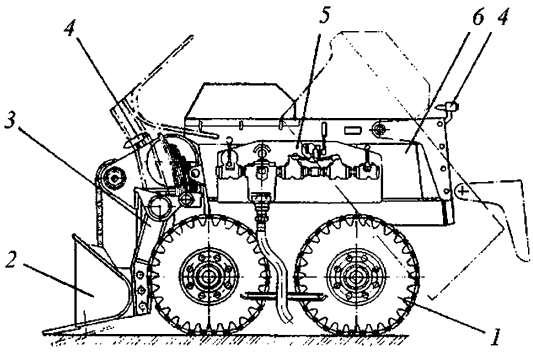


Рис. 6.2.18. Погрузочно-транспортная машина типа ПТ:
1 — шасси; *2* — ковш; *3* — рабочее оборудование; *4* — оросители; *5* — пульт управления; *6* — кузов

6.2.6. Технические характеристики погрузочных машин

Параметр	ПНБ-4Д (Россия)	ОАО «НИПИгормаш» (г. Екатеринбург)		Metroscoop (Франция)	Schopf (Германия)	ПТ-6 (Россия)	ЭП-1 (Россия)
		ПД-2Э	ПД-12	CT1700HE	L-342		
Вместимость, м^3: ковша/кузова	–		6	0,75	8,4	0,5/2,5	1
Грузоподъемность, т	–	2	12	1,7	16	–	
Максимальная скорость движения, км/ч	5	8	20	8,2	24		
Преодолеваемый подъем, град	24	-	15	–			
Мощность привода, кВт	–	11	180	45	265	–	55
Техническая производительность, м^3/мин	8	–					3
Масса, т	36	6	26	5,25	47,5	10	32

6.2.3. КРЕПЬ ОЧИСТНЫХ ЗАБОЕВ

Крепь предназначена для защиты рабочей зоны (призабойного пространства) от обрушения окружающих пород.

Крепь подразделяют: по виду связей между структурными элементами — на индивидуальную и механизированную; по месту установки — на лавную крепь (для крепления очистной выработки) и крепь сопряжения (устанавливается в местах сопряжения лавы со штреками — горизонтальными подземными выработками) [34–36].

Индивидуальная крепь. Индивидуальная крепь состоит из следующих элементов: призабойной и посадочной стоек и верхняка. Стойки выполняют двух типов: стойки трения (рис. 6.2.19) и гидравлические стойки (рис. 6.2.20).

Стойку трения предварительно устанавливают с помощью распорного клина. При опускании кровли происходит самозатяжка выдвижной части и сопротивление стойки возрастает до рабочего значения. Стойка разгружается выбивкой клина.

Раздвижку и распор гидравлической стойки осуществляют ручным насосом. Разгрузку стойки выполняют разгрузочным устройством.

В табл. 6.2.7 приведены технические характеристики стоек.

Основным показателем стоек крепи является рабочая характеристика (рис. 6.2.21), т.е. зависимость рабочего сопротивления (реактивной силы трения) или давления в гидравлической стойке, соответствующих величине горного давления, от просадки выдвижной части стойки.

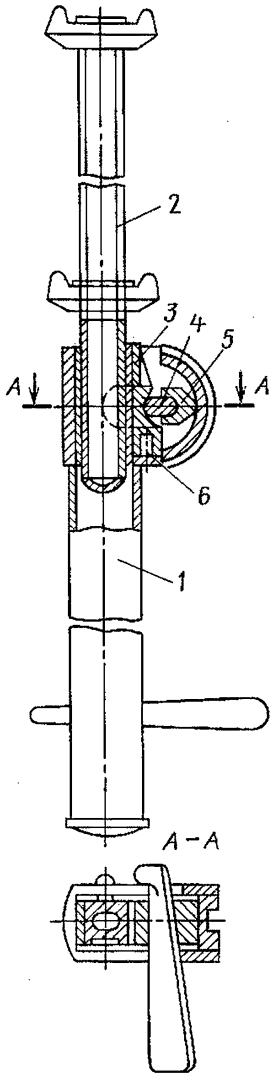


Рис. 6.2.19. Призабойная стойка трения:
1 — корпус; *2* — выдвижная часть; *3* — ползун; *4* — клин; *5* — проставка; *6* — пружина

При выборе крепи следует в первую очередь оценивать ее соответствие основным горно-геологическим факторам: мощности и углу падения пласта, геологическим нарушениям, горному давлению [39].

Механизированные крепи классифицируются по следующим признакам:

– по функциональному назначению: поддерживающие, поддерживающе-оградительные, оградительно-поддерживающие и оградительные (рис. 6.2.22);

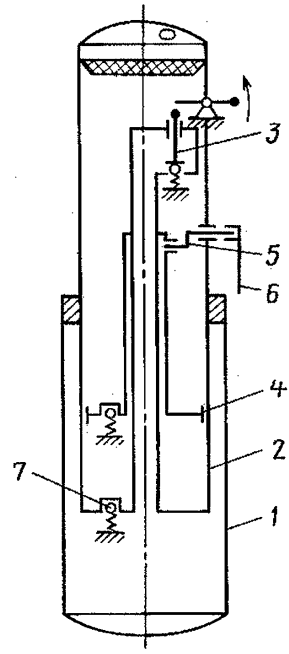


Рис. 6.2.20. Схема индивидуальной гидростойки с внутренней циркуляцией рабочей жидкости:
1 — цилиндр; *2* — выдвижная часть; *3* — разгрузочное устройство; *4* — поршень; *5* — насос; *6* — рукоятка; *7* — клапан

– по структурной схеме: комплектные (рис. 6.2.23) и агрегатированные (рис. 6.2.24).

Крепи поддерживающего типа (рис. 6.2.22, *а*) обеспечивают устойчивость пород кровли над рабочим пространством в лаве и управление кровлей полным обрушением за поддерживающей частью крепи.

Крепи оградительного типа (рис. 6.2.22, *б*) выполняют функцию защиты рабочего пространства от проникновения в него обрушенных пород кровли и не обеспечивают сохраняют устойчивого состояния пород кровли [39].

У крепей оградительно-поддерживающих и поддерживающе-оградительных (рис. 6.2.22, *в*, *г*) более развиты оградительные и поддерживающие элементы соответственно, что дает возможность увеличивать размеры рабочего пространства и обеспечивать более свободный проход для рабочих.

В агрегатированных крепях секции крепи соединяются (агрегатируются) с забойным конвейером посредством домкратов передвижки.

6.2.7. Технические характеристики стоек индивидуальной крепи

Параметр	Призабойные			Посадочные	
	1Т15У	8Т20У	12ГВ25	ОКУ-04	«Спутник» (2СПТ)
Мощность пласта, м	0,51...0,62	1,05...1,33	1,84...2,26	0,89...1,31	1,0...1,8
Угол падения пласта, град	≤ 18		≤ 35	≤ 25	≤ 15
Высота, мм:					
максимальная	560	1250	2160	1315	1750
минимальная	360	800	1410	700	950
Сопротивление, кН:					
начальное	50		12,7	300...400	628
рабочее	150	200	250	1500	1000
Давление на почву, МПа	17,3	15		8,5	3,3
Масса, кг	13,2	30	56	218	440*

* Масса секции с двумя стойками.

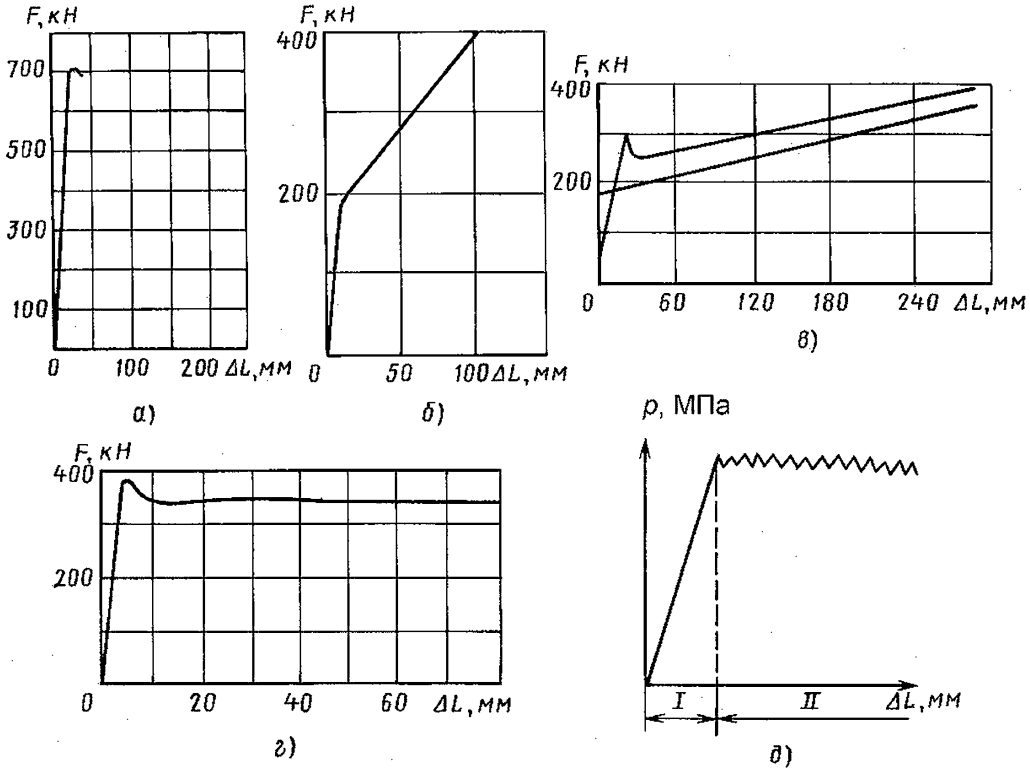


Рис. 6.2.21. Типовые рабочие характеристики призабойных стоек:
а — жесткой; *б*, *в*, *г* — стоек трения соответственно крутонарастающего сопротивления, пологонарастающего сопротивления и постоянного сопротивления; *д* — гидравлической стойки; ΔL — просадка; F — рабочее сопротивление

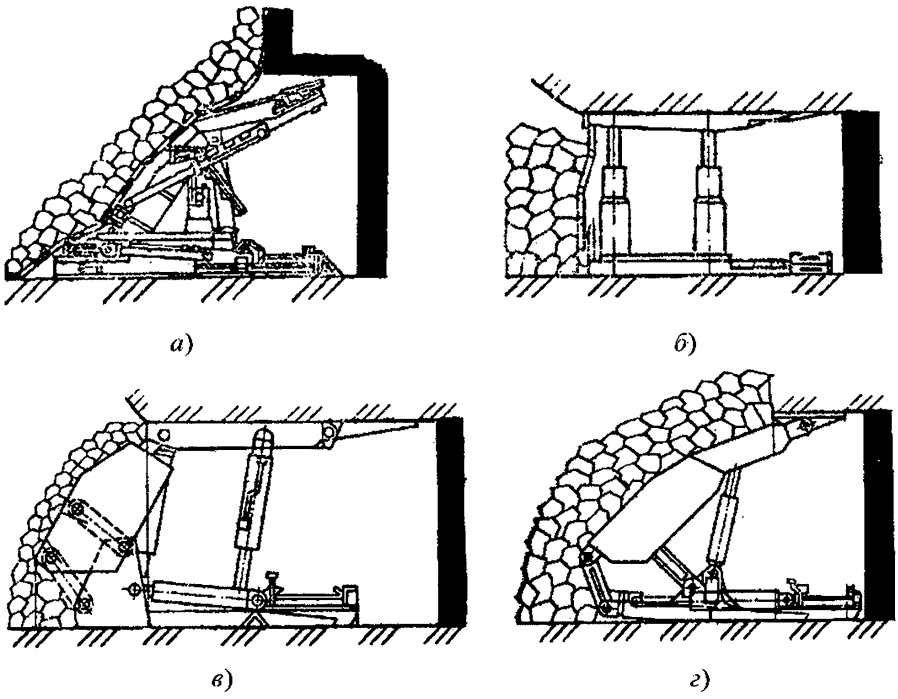


Рис. 6.2.22. Схемы механизированных крепей:
а — поддерживающей; *б* — оградительной; *в* — оградительно-поддерживающей; *г* — поддерживающе-оградительной

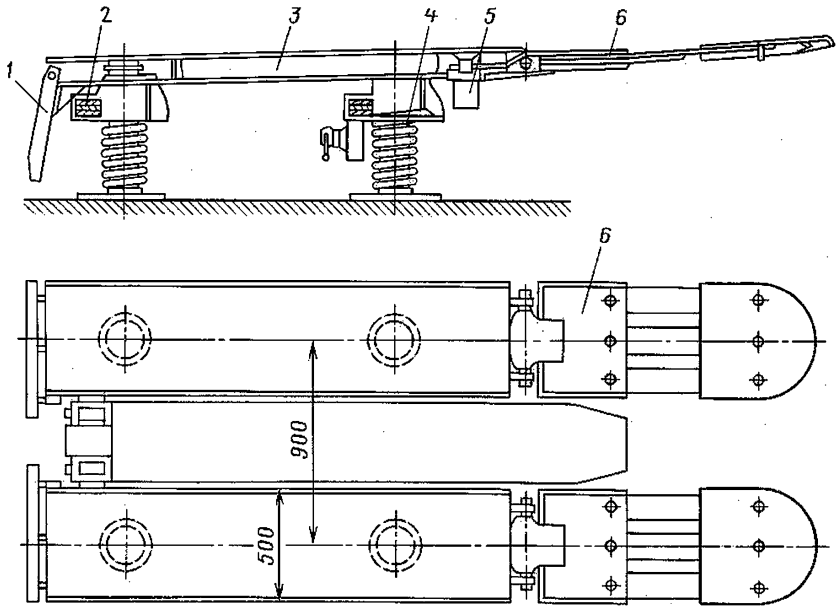


Рис. 6.2.23. Комплект крепи МК98:
1 — щит; *2* — пружина; *3* — перекрытие; *4* — стойка; *5* — гидродомкрат; *6* — консоль

6.2.8. Технические характеристики лавных крепей

Крепь	Типоразмер, мм	Мощность пласта, м	Металлоемкость, т/м	Рабочие параметры гидростойки		Давление на почву пласта, МПа
				Диаметр, мм	Давление, МПа	
М137	560	0,8...1,4	5,0	220	45	1,2...1,5
	750	1,05...1,9	5,5			
М137С	500	0,7...1,2	4,0			1,1...1,3
	630	0,9...1,5	4,3			1,3...1,7
	800	1,1...2,0	4,6			1,5...1,8
		1,15...1,7	6,0		40	2,5
М138	1000	1,4...2,0	6,7			
	1250	1,65...2,5	7,2			
М144	1600	1,9...3,4	5,9		35/48	1,2/1,6
	2240	2,6...4,0	6,5		40	1,4
М142	1800	2,2...3,3	9,7		42	1,5
	2700	3,0...5,0	12,5	220/250	50/45	2,0
М143	710	1,0...1,5	2,7	220	35/45	1,4/1,8
	1000	1,35...2,0	3,1			
	1250	1,6...2,5	3,5			

6.2.9. Технические характеристики крепей сопряжения

Крепь	Рабочее сопротивление, кН	Масса крепи, т	Длина перекрытия, м	Сопротивление, кН/м^2	Давление на почву, МПа
КСУ	3900	7,0		120	1,0
Т6К	4000	19,0	7,7	376	0,49
М81СК	1920	11,4	7,4	300	–
КСШ1	6000	20,0	10,5	230	0,8
КСШ2	4500	17,0	7,5	220	
КСШ3	3000	12,0	6,5	210	3,0
КСШ5	1500	3,0	5,5	120	2,0
ОКС	1600	2,6	6,32		4,0
КС1А	3000	20,0	10,54	500	3,0
СО75	3200	28,6	13,0	120	2,5

В табл. 6.2.8 приведены характеристики лавных крепей, в табл. 6.2.9 — крепей сопряжения.

Выбор параметров и основы расчета механизированных крепей. Важнейшими параметрами механизированной крепи, определяющими процесс ее взаимодействия с боковыми и обрушенными породами, являются: рабочее сопротивление (сопротивление поддерживающей части); сопротивление посадочного ряда; коэффициент начального распора; средний подпор при передвижке; коэффициент затяжки кровли; коэффициент затяжки ограждения со стороны выработанного пространства; коэффициент гидравлической раздвижности; шаг передвиж-

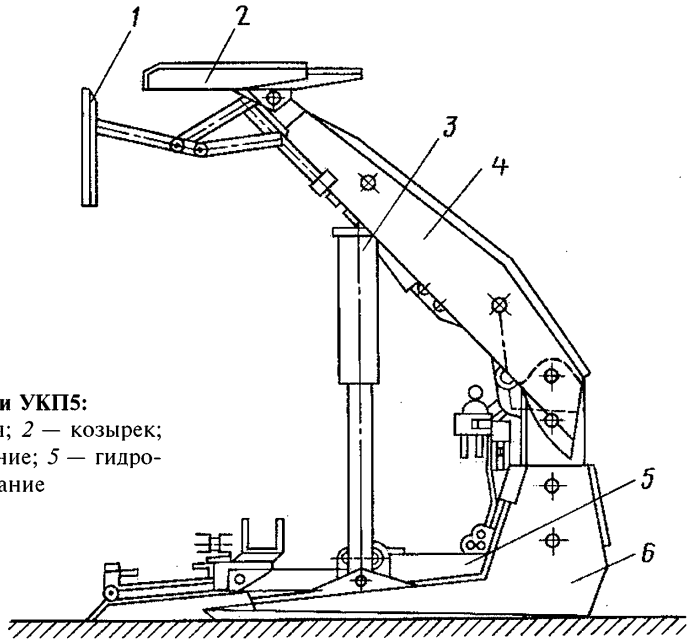


Рис. 6.2.24. Секция крепи УКП5:
1 — механизм удержания забоя; *2* — козырек; *3* — гидростойка; *4* — ограждение; *5* — гидродомкрат; *6* — основание

ки крепи; минимальная конструктивная высота.

На выбор основных параметров, конструктивных схем и конструкторских решений при создании механизированных крепей, на эффективность их работы влияет множество горно-геологических, горно-технических и технических факторов, а также требования безопасности.

Взаимодействие крепи со вмещающими породами в основном оценивают состоянием кровли, ее опусканием, податливостью стоек крепи и скоростью податливости, начальным распором и сопротивлением крепи [24].

Контактное взаимодействие механизированной крепи с кровлей, с одной стороны, зависит от степени устойчивости кровли, а с другой — от совершенства конструктивного решения механизированной крепи и технических приемов крепления. Оценку совершенства механизированных крепей по степени состояния кровли можно проводить по сопротивляемости вывалообразованию (способности крепи не допустить образования вывалов при взаимодействии с кровлей различной склонности к вывалам), что выражает степень совершенства конструкции и технологических приемов удержания нижних слоев непосредственно кровли [14].

Сопротивляемость крепи вывалообразованию зависит главным образом от сопротивления крепи, скорости ее просадок, величины некрепленой полосы у забоя, степени затяжки кровли, относительной скорости крепления, отставания крепления от выемки и т.д.

В качестве обобщенных характеристик взаимодействия приняты зависимости опускания кровли от сопротивления крепи. Комплексными показателями, связывающими параметры проявления горного давления с параметрами крепи, являются [4] следующие:

1) работа, совершаемая силами, действующими в элементах стоек крепи, в процессе взаимодействия крепи с боковыми породами в течение цикла, которую вычисляют по формуле

$$A_o = P_Z \Delta l_{oZ},$$

где P_Z — сопротивление крепи в течение цикла, кН; Δl_{oZ} — относительное опускание кровли за цикл, мм/м^2,

$$\Delta l_{oZ} = \Delta l_Z / (m l_з),$$

здесь Δl_Z — опускание кровли, мм; m — мощность пласта, м; $l_з$ — шаг передвижки секции крепи, м.

2) работа, совершаемая в процессе взаимодействия крепи с боковыми породами в течение цикла и выражаемая через податливость стоек крепи, которую определяют аналогичным образом, но вместо опускания кровли принимают податливость стоек крепи;

3) мощность сил взаимодействия крепи с боковыми породами в течение цикла, равная

$$N_o = A_o / t_Z,\ N_п = A_п / t_Z,$$

где N_o, $N_п$ — мощности, выражаемые соответственно через опускание кровли и податливость стоек крепи; t_Z — длительность цикла, ч.

Общеизвестно [14], что взаимодействие крепи с массивом происходит в локальной области над очистной выработкой. Опускание кровли сдерживается призабойной частью массива и обрушенными в завал разрыхленными породами либо, например, когда кровля в зоне очистных работ разбивается на слои и блоки несущей способностью крепи. При выборе сопротивления крепи основной задачей является останов движения не всей кровли, а только ее части в районе очистной выработки до удержания кровли в связном состоянии. Этим уменьшается работа крепи в разгруженных стойках.

Оптимальным сопротивлением крепи считают такое сопротивление, при котором суммарная работа сил в элементах стоек по поддержанию кровли минимальна.

Нижняя граница необходимого сопротивления крепи составляет 0,3...0,5 МПа в диапазоне минимальной высоты крепи в сдвинутом положении 450...2500 мм. При этом максимальному значению высоты соответствует большее значение рабочего сопротивления.

Рабочее сопротивление крепи для средней по нагрузочным свойствам кровли в диапазоне мощности пластов 1...4 м должно составлять 0,45...0,85 МПа, а для тяжелой в том же диапазоне мощности быть равным 0,7... 1,3 МПа. Для пластов большей мощности сопротивление должно увеличиваться.

Нижняя граница сопротивления посадочного ряда $P_{п.р}$ составляет 500...800 кН/м в диапазоне минимальной высоты крепи в сдвинутом состоянии 450...2500 мм.

Механизированные крепи, предназначенные для эксплуатации на пластах со средней и тяжелой по нагрузочным свойствам кровлей, должны характеризоваться большими значениями $P_{п.р}$, которые для пластов с тяжелыми кровлями равны 1100... 1300 кН/м.

На основе проведенных исследований была выявлена зависимость рационального сопротивления от мощности пласта для различных типов крепей, графическая интерпретация которой представлена на рис. 6.2.25.

Вместе с тем, к повышению сопротивления механизированных крепей необходимо подходить строго обоснованно, так как, во-первых, в типичных условиях эксплуатации существенное повышение сопротивления не дает заметного снижения величины опускания кровли и, во-вторых, это направление ограничено экономическими соображениями, поскольку возрастание сопротивления крепи ведет к резкому увеличению ее массы и стоимости.

Оптимальное значение коэффициента начального распора находится в пределах 0,6...0,9. Повышение начального распора обеспечивает приближение фактического сопротивления механизированной крепи к рабочему, положительно сказывается на быстродействии предо-

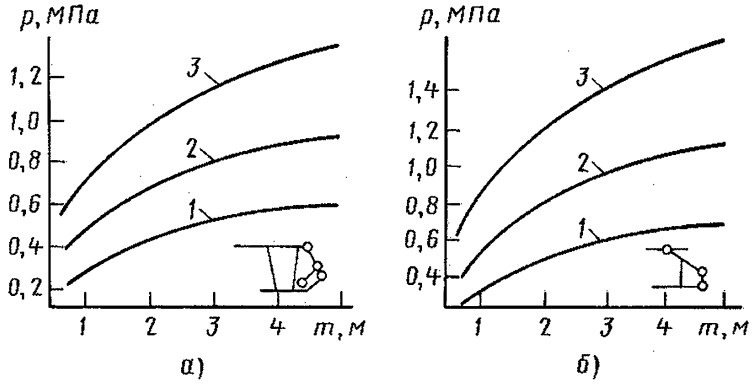


Рис. 6.2.25. Зависимость рационального сопротивления механизированных крепей поддерживающего; поддерживающе-оградительного (*а*) и оградительно-поддерживающего (*б*) типов от мощности пласта и класса кровли:

1 — легкоуправляемая; *2* — среднеуправляемая; *3* — трудноуправляемая

хранительных клапанов, что важно при динамических воздействиях кровель на крепь.

Существенное влияние на общее сопротивление крепи оказывает остаточный подпор секций при передвижке.

Значение подпора следует выбирать из условия поддержания кровли не менее половины мощности пласта и не менее 0,5 м по зависимостям

$$h_{п.к} \geq 0{,}5m \geq 0{,}5 \text{ м}; \; P_п \geq h_{п.к}\rho,$$

где $h_{п.к}$ — мощность поддерживаемой кровли, м; $P_п$ — подпор, МПа; ρ — плотность пород поддерживаемой кровли, т/м^3.

Целесообразно подпор перекрытия к кровле осуществлять в области забойного ряда опор, а призабойную консоль — выполнять поджимной.

Известно, что даже в одном столбе горно-геологические параметры массива могут меняться случайным образом, поэтому точно предвидеть состояние взаимодействия не представляется возможным. Естественно, что неопределенность взаимодействия тем больше, чем на более длительный период отработки лавы прогнозируется взаимодействие. По мере подвигания забоя проявляется многовариантность взаимодействия и, как следствие, выбора решений управляющего воздействия на систему крепь–породы.

В результате многообразия типов механизированных крепей, их силовых и кинематических параметров, а также разнообразия горно-геологических условий появляется большое количество возможных ситуаций принимаемых решений.

В работах [17, 18] предложено использовать критерий адаптации для оценки оптимальности принимаемых решений, позволяющий измерять степень соответствия двух взаимодействующих систем. Физический смысл этого критерия выражает вероятность соответствия параметров крепи параметрам массива. Принимая во внимание случайный характер пересекающихся параметров, для увеличения критерия адаптации взаимодействующих систем необходимо в первую очередь сближать значения математических ожиданий данных параметров.

На рис. 6.2.26 приведены конструктивные схемы адаптивных крепей.

Определение необходимого типоразмера механизированной крепи. С достаточной для практики степенью точности исходя из фактической мощности пласта в пределах выемочного поля с учетом ее колебаний, величин опускания кровли над передним и задним рядами гидростоек и необходимого запаса раздвижности крепи, минимальная и максимальная высоты крепи могут быть определены следующим образом:

$$H_{min} = m_{min}(1 - \alpha l_з) - \theta;$$
$$H_{max} = m_{max}(1 - \alpha l_п),$$

где H_{min} и H_{max} — необходимые минимальная и максимальная конструктивные высоты крепи, м; m_{min} и m_{max} — минимальная и максимальная мощности пласта, м; α — коэффициент сближе-

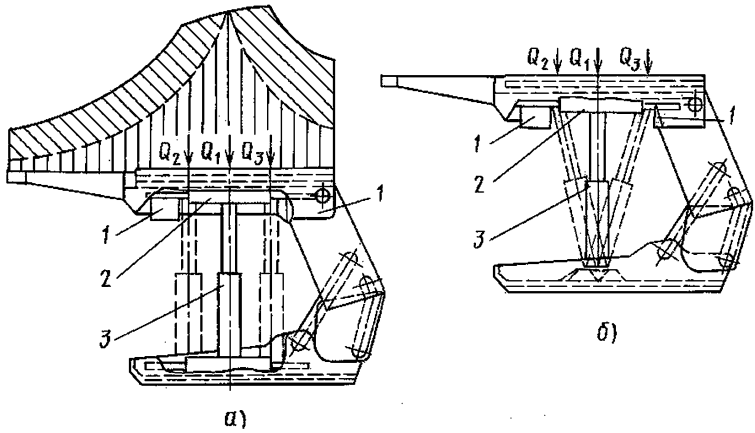


Рис. 6.2.26. Адаптивная к внешним нагрузкам механизированная крепь с одновременной передвижкой силовых элементов по перекрытию и основанию (*а*), по перекрытию (*б*):
1 — датчик; *2* — корректирующее устройство; *3* — силовой элемент; Q_1–Q_3 — внешняя нагрузка

ния боковых пород, составляющий для условий Кузнецкого и аналогичных ему бассейнов 0,05 м$^{-1}$; $l_з$ — наибольшее расстояние от забоя до задней стойки, м; θ — запас раздвижности гидростоек на разгрузку, который для пластов мощностью > 1 м должен быть ≥ 0,05 м; $l_п$ — наименьшее расстояние от забоя до передней стойки, м.

На крутых пластах величину сближения боковых пород принимают в 1,5–2 раза меньшей, чем на пологих.

Полученные значения H_{min} и H_{max} сопоставляют с конструктивными высотами $H_{к\,min}$ и $H_{к\,max}$ рассматриваемых типоразмеров крепи. При правильном выборе типоразмера следует соблюдать следующие условия:

$$H_{к\,min} \le H_{min} \text{ и } H_{к\,max} \ge H_{max}.$$

Оценка устойчивости механизированной крепи. Устойчивость крепи определяют для трех расчетных случаев: при действии номинальной нагрузки; в разгруженном состоянии; при передвижке.

Запас устойчивости секции под горным давлением (рис. 6.2.27) находят по формуле

$$n = [(R + G)a\cos\alpha + R_3(a + b) + \\ + Rf_1H\cos\alpha] / [(Gh_{ц.т} + RH)\sin\alpha],$$

где R — нормальная нагрузка на секцию; G — сила тяжести секции; a — расстояние от линии действия сил $R\cos\alpha$ и $G\cos\alpha$ до точки, относительно которой возможно опрокидывание; α — угол падения пласта; R_3 — нормальная реакция на основание со стороны удерживающего элемента; b — расстояние от линии действия R_3 до оси секции; f_1 — коэффициент трения основания о почву; H — высота секции, численно равная вынимаемой мощности пласта; $h_{ц.т}$ — координата центра тяжести секции.

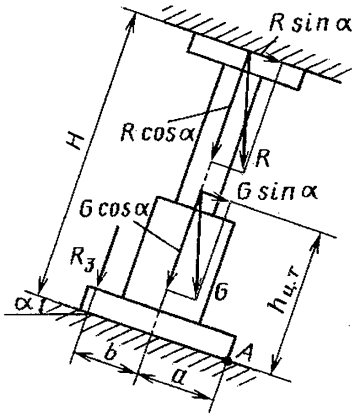


Рис. 6.2.27. Расчетная схема для определения устойчивости к поперечному опрокидыванию: α — угол падения пласта; R — нормальная нагрузка на секцию; G — сила тяжести секции; R_3 — реакция удерживающего элемента; a — расстояние от линии действия сил $R\cos\alpha$ и $G\cos\alpha$ до точки опрокидывания A; b, $h_{ц.т}$ — плечи действия сил

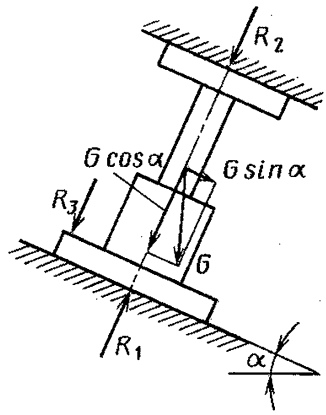


Рис. 6.2.28. Расчетная схема для определения устойчивости при передвижке: α — угол падения пласта; R_2 — реакция кровли при передвижке секции с подпором; G — сила тяжести секции; R_3 — реакция удерживающего элемента

Выражение для определения запаса устойчивости секции в свободном состоянии имеет вид

$$n = [Ga\cos\alpha + R_3(a + b)] / [Gh_{ц.т}\sin\alpha].$$

При передвижке (рис. 6.2.28)

$$n = [f_1G\cos\alpha + R_2(f_1 + f_2) + R_3f_3] / [G\sin\alpha],$$

где f_2 и f_3 — соответственно коэффициенты трения перекрытия о кровлю и удерживающего элемента об основание; R_2 — нормальная составляющая реакции кровли при передвижке с подпором.

Если секция крепи передвигается без остаточного подпора, а удерживающий секцию от опрокидывания элемент отсутствует, значения R_2 и R_3 принимают равными нулю.

Определение давления на вмещающие породы. При определении давления перекрытия на кровлю пласта принимают самый неблагоприятный характер взаимодействия, предполагающий, что давление кровли на перекрытие распределяется по закону треугольника, а гидростойки имеют максимальную нагрузку (рис. 6.2.29).

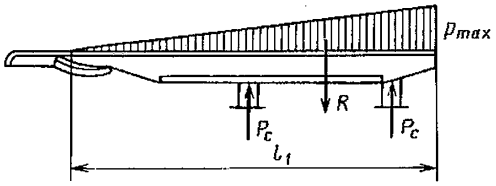


Рис. 6.2.29. Схема взаимодействия перекрытия крепи с кровлей:
l_1 — длина части перекрытия, воспринимающей давление кровли; p_{max} — максимальная величина давления; R — равнодействующая сил; P_c — сила, действующая на штоки гидростойки

Максимальное давление перекрытия крепи на кровлю

$$p_{max} = 2P_cN/(bl_1),$$

где P_c — максимальная сила, действующая в стойке; N — число стоек в секции; b — ширина секции крепи; l_1 — длина части перекрытия, воспринимающая давление кровли.

При рассмотрении процесса взаимодействия основания крепи с почвой принимают, что давление по длине основания распределяется по закону трапеции, а гидростойки имеют максимальную нагрузку (рис. 6.2.30).

Давление основания на почву составляет

$$p_{max} = R/S + [R(f - X_o)(l - X_o)]/J,$$
$$p_{min} = R/S - [R(f - X_o)X_o]/J,$$

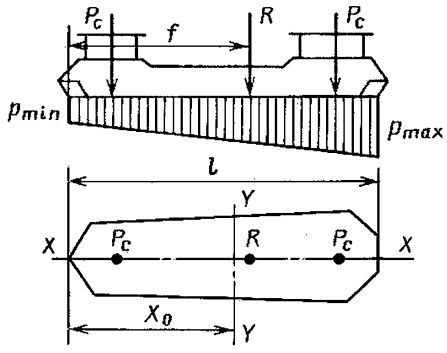


Рис. 6.2.30. Схема взаимодействия основания крепи с почвой:
l — длина основания; p_{max}, p_{min} — максимальное и минимальное давление; R — равнодействующая сил; P_c — сила, действующая на штоки гидростойки; f — координата равнодействующей R; x_o — координата центра тяжести опорной поверхности

где R — равнодействующая сил давления; S — площадь опорной поверхности основания; f — координата равнодействующей R; X_o — координата центра тяжести опорной поверхности; J — момент инерции опорной поверхности относительно оси Y.

Максимальное удельное давление должно быть меньше допустимого, которое указано в технических требованиях или техническом задании. В противном случае может случиться чрезмерное погружение основания в почву, что приводит к нарушению устойчивости секции крепи. Равнодействующая сил

$$R = P_cN + G.$$

6.2.4. СИСТЕМЫ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Выемочные комплекты. Комплекты оборудования применяют для механизации выемочных работ в сложных горно-геологических условиях.

На рис. 6.2.31 приведена схема комплекта для выемки угольных пластов. В состав комплекта входят следующие машины и оборудование: очистной комбайн, индивидуальная крепь, передвижчик и конвейер. Состав комплектов для добычи руд предопределяется горно-техническими условиями и системой разработки. Например, условия работы машин при камерных системах отличаются от условий, которые имеют место при системах с массовым обрушением руды, и для них требуются различные виды машин.

В частности, для отбойки руды в камере нужны бурильные установки для бурения преимущественно горизонтальных шпуров, причем наибольшая высота бурения определяется выемочной мощностью, которая изменяется в широких пределах. Это вызывает необходимость создания нескольких типоразмеров машин. При системах этажного, подэтажного разрушения и других требуются буровые станки для бурения глубоких веерных или параллельных скважин.

Примерный состав комплектов для подземной добычи руд приведен в табл. 6.2.10.

Выемочные комплексы применяют при разработке месторождений полезных ископаемых, залегающих без значительных горно-геологических нарушений (в основном пластовых). Комплексы и агрегаты в зависимости от условий их эксплуатации подразделяют на

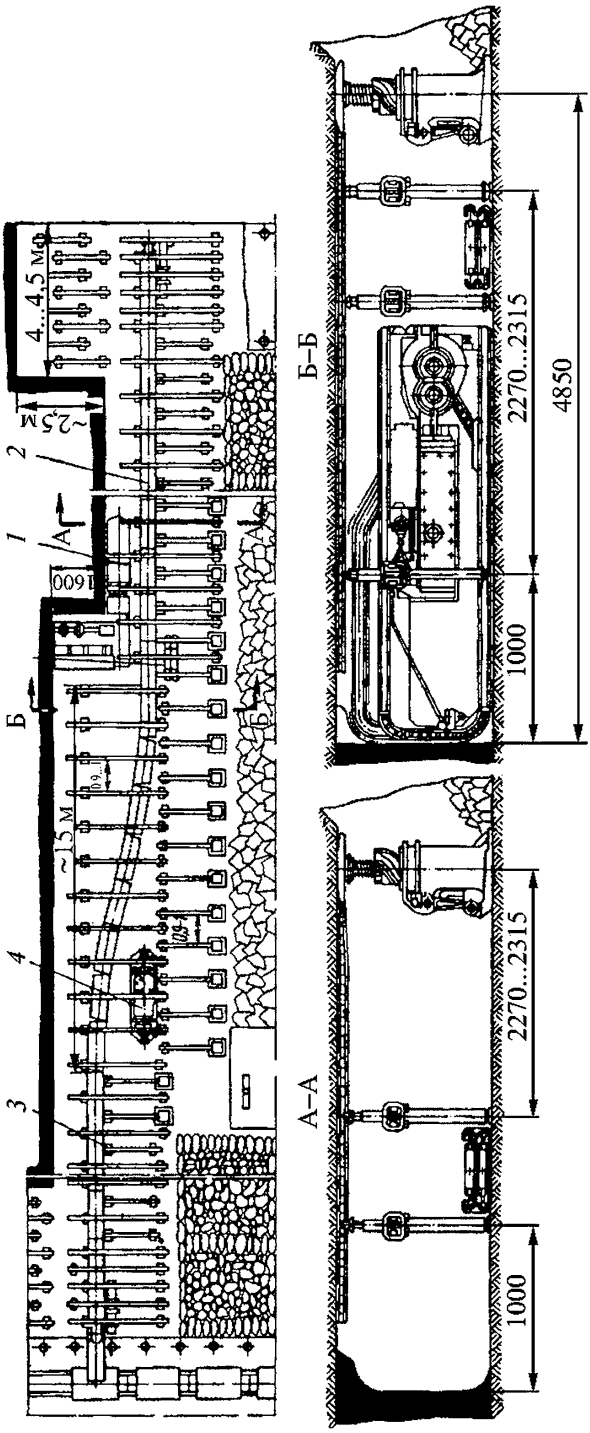


Рис.6.2.31. Комплект оборудования КМ-9Д:
1 — комбайн; *2* — конвейер; *3* — крепь; *4* — передвижчик

6.2.10. Примерный состав комплектов для добычи руд

Выполняемая операция	Этажно-камерная система разработки			Система подэтажного обрушения	
	Погрузка руды на откаточном горизонте	Торцовой выпуск руды	Вибровыпуск руды	Высота подэтажа, м	
				< 15	30...40
Бурение	СБУ-70	БША-145М	НКР-100М	КБУ-50	СБУ-70; СБУ-6; БША-145М
Заряжание	ЗДУ-50				
Погрузка	ПНБ-4	Виброкомплекс	Вибропитатель	ПД-5	–
Доставка	Вагонетки рельсового транспорта	ПД-8	Пластинчатый конвейер	ПД-8	

комплексы и агрегаты для пологих и наклонных пластов и на комплексы и агрегаты для крутонаклонных и крутых пластов.

Предусматривается и деление их по мощности пластов в соответствии с общепринятой классификацией последних.

В состав очистных комбайновых и струговых комплексов (рис. 6.2.32) в зависимости от типа выемочной машины входят: выемочная машина — очистной комбайн *3*; доставочная машина — забойный скребковый конвейер *2* (либо при струговом варианте вместо

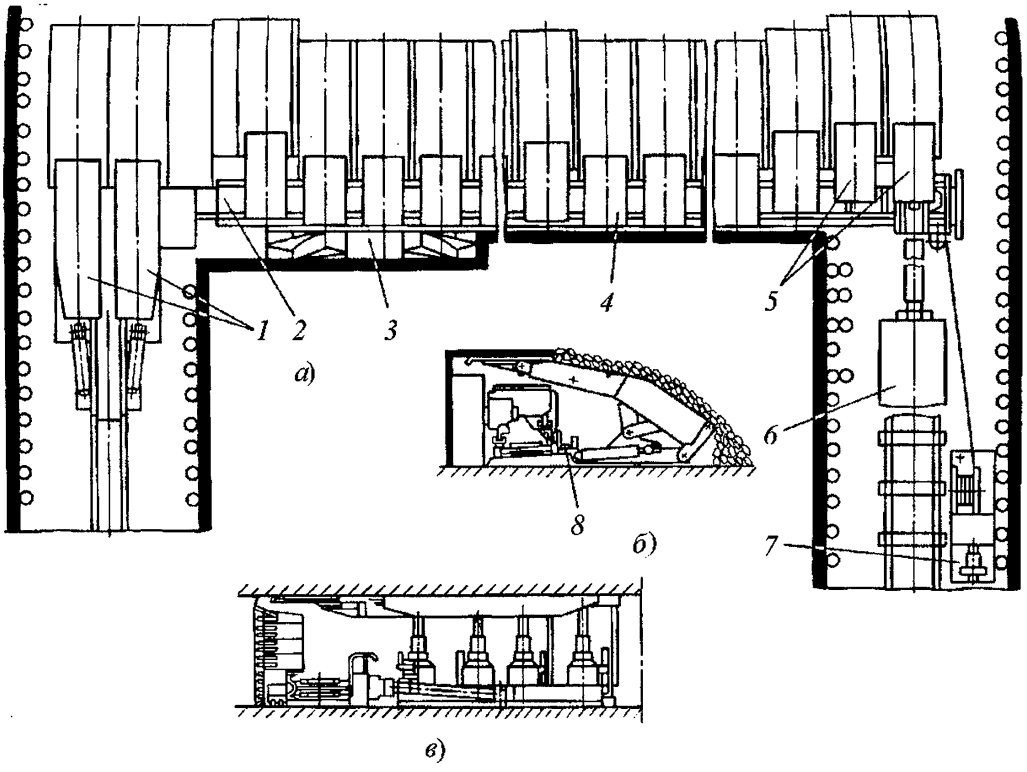


Рис. 6.2.32. Компоновочная схема механизированного комплекса:
а, *б* — комбайнового; *в* — стругового; *1*, *5* — крепи сопряжения; *2* — забойный конвейер; *3* — очистной комбайн; *4* — механизированная крепь; *6* — насосная станция; *7* — лебедка; *8* — кабелеукладчик

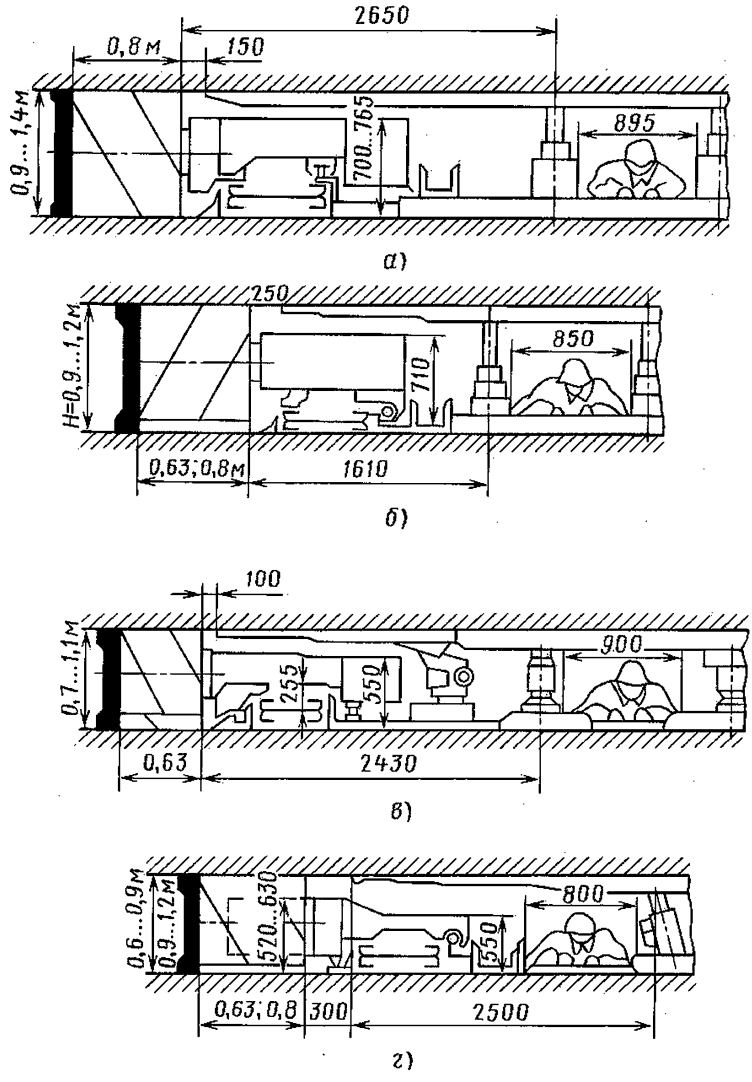


Рис. 6.2.33. Схемы габаритных увязок оборудования очистных комплексов в пределах сечения их рабочего пространства:

а, б — при установке корпуса комбайна на раме конвейера; *в, г* — при его установке посредством портала

комбайна и конвейера используют струговую установку); механизированная крепь *4*; крепи сопряжения забоя с конвейерным (откаточным) *1* и вентиляционным *5* штреками; насосные станции *6*; типовая оросительная система с оросительной установкой и энергопоезд.

При работе комплекса по простиранию на пластах с углами падения 9° и более на вентиляционном штреке устанавливают предохранительную лебедку *7*. В составе комплексов для крутых пластов двухбарабанная лебедка помимо предохранения комбайнов от ухода при обрыве тягового органа выполняет и функции механизма подачи.

Все современные комплексы содержат кабелеукладчики *8* тракового или барабанного типа, последний из которых предназначен для крутых пластов.

В составе комплексов для крутых пластов забойный конвейер отсутствует, так как уголь самотеком скатывается на откаточный штрек. В этом случае роль общей базы выполняет ба-

зовая балка, по которой перемещается выемочная машина, или цепная система кинематических и силовых связей.

Основным этапом конструирования комплексов является проработка вопросов конструктивной увязки основных модулей. Эту увязку надо осуществлять в рабочей части призабойного пространства и в забойно-штрековом сопряжении.

Особое значение конструктивная увязка оборудования в призабойном пространстве приобретает для условий маломощных пластов. При этой увязке следует учитывать, что на основании исследований, проведенных в Донецком НИИ гигиены труда и профзаболеваний, простое перемещение человека по проходу высотой 400 мм относится к категории тяжелых и сверхтяжелых работ. При высоте прохода 500 мм и скорости перемещения человека вдоль забоя в сочетании с выполнением операций управления ≤ 3 м/мин степень тяжести проводимой работы уже становится на уровне средней. При проектировании следует стремиться обеспечивать минимальную высоту прохода под перекрытиями крепи ≥ 500 и ширину 800 мм.

На рис. 6.2.33 приведены схемы габаритных увязок оборудования в призабойном пространстве. Схемы на рис. 6.2.33, *а, б* применяются при установке корпуса комбайна на раме конвейера, а на рис. 6.2.33, *в, г* — при его установке посредством портала. В табл. 6.2.11 приведены технические характеристики очистных комплексов [26].

Выемочные агрегаты применяют при разработке месторождений со стабильными горно-геологическими условиями. Агрегаты выполняют по следующим конструктивным схемам: с исполнительным органом в виде конвейероструга (рис. 6.2.34); с кольцевым струговым органом (рис. 6.2.35).

Выбор основных параметров оборудования систем машин

Выбор основных параметров оборудования комплекта. Основные параметры оборудования выбирают из условия технологического согласования отдельных машин (согласование по размерам рабочих зон, по производительности и т.д.).

В выемочных комплектах для пластовых месторождений осуществляют согласование по производительности выемочной машины, погрузочного органа и конвейера.

Производительность конвейера должна превышать максимальную производительность выемочной машины, достигаемой при разработке пластов с минимальной прочностью породы:

$$Q_к = (1{,}2...1{,}3)Q_{в.м},$$

где $Q_{в.м}$ — производительность выемочной машины.

При формировании комплектов для добычи руд основными параметрами являются: расчетная производительность участка, блока или камеры; диаметры и глубина шпуров (скважин), максимальная высота бурения горизонтального шпура и др.; условия погрузки (в камере или торце выработки), кусковатость отбиваемой руды и выход негабарита, расстояние транспортирования, размеры погрузочно-доставочных выработок, условия разгрузки (в рудоспуск или вагон).

Технологическое согласование машин комплекта для добычи руд сводится главным образом к обеспечению требуемой продолжительности рабочего цикла, устанавливаемой при построении циклограммы организации горных работ.

Выбор основных параметров оборудования комплекса. К важнейшим горно-геологическим факторам, определяющим выбор средств комплексной механизации, относятся: угол падения пласта; характер залегания пластов в пределах выемочного поля, наличие геологических нарушений и др.; опасность пласта, связанная с внезапными «выбросами» угля и газа, выделениями метана и др.

На выбор средств механизации существенно влияют и такие природные факторы, как высокая крепость угля, наличие в пласте крепких включений и прослойков, очень слабые или трудноуправляемые кровли, склонные к пучению почвы, высокая обводненность забоя и др.

Эффективное применение механизированных комплексов определяется и горнотехническими факторами:

– рациональной длиной очистного забоя и возможностью сохранения ее неизменной на протяжении отрабатываемого столба;

– достаточной длиной столба, отрабатываемого без перемонтажа комплекса;

– высокоэффективными системами дегазации, проветривания забоя, борьбы с пылеобразованием, а также средствами пылеподавления и отвода от забоя шахтных вод;

– хорошей пропускной способностью линий подземного транспорта, обслуживающего комплексно-механизированный забой. Пропускная способность транспорта на участке от

6.2.11. Технические характеристики очистных комплексов

Комплекс	Мощность пластов, м	Длина комплекса в поставке, м	Угол падения пласта при работе по простиранию, град	Очистной комбайн	Забойный скребковый конвейер	Механизированная крепь
1КМ103	0,71...0,95	170	< 35	К103	СП202В1М	1МК103М
КД80	0,85...1,2			КА80	СПЦ162	КД80
КМ137	0,8...1,4	200		К103	СП202В1М	М137
КМ137А				К103А	СПЦ162	М137А
1КМ88	1,0...1,3		< 15	1К101У	СП87ПМ	1М88
1КМТ	1,1...1,5		< 20	РКУ13; 1К101У		1МТ
2КМТ	1,35...2,0		< 15	2ГШ68Б; РКУ13		2МТ
КМ138	1,4...2,1		< 25	РКУ13	СПЦ271	М138
КМ138А	1,4...2,0			РКУ16; РКУ13А	СПЦ271А	М138А
МК75Б	1,6...2,2	100	< 35	2ГШ68Б; РКУ10; РКУ13	СУМК75	МК75Б
1ОКП70Е	1,9...2,5		< 30	2ГШ68Е	СУ4ОКП70	1ОКП70
2ОКП70Б	2,3...3,5		< 35	2КШ3; 1КШЭ	СУ2ОКП70Б	2ОКП70Б
КМ130	2,25...4,1	120		1КШЭ	СП301	М130
КМ144	2,0...4,5	150		РКУ16; 1КШЭ; РКУП20-25	СПЦ271; СП301	М144
КМ142	3,0...5,0	120 150		1КШЭ; РКУП20-25	СП301	М142
2УКП5	3,7...5,0	120		1КШЭ	2УКПО2СБ	2УКП5
КГУ-Д	0,6...1,5	–	> 35	«Поиск-2»; «Темп-1»	–	КГУ-Д
КПК1М	1,8...2,4	100		1ГШ68		КПК1М
1МК85Б	1,2...2,2	200	< 45	РКУ10; РКУ13	СПЦ261; СПЦ271	–
1МКД90	0,8...1,25		< 35	КА80; КА90; К103М	СПЦ163	1КД90
2МКД90	1,1...1,5			РКУ10; ГШ200Б; ГШ200В		2КД90
3МКД90	1,35...2,0			РКУ13; 2ГШ68Б; ГШ500	СПЦ273	3КД90
КМК500	1,55...2,6		< 30	2ГШ68Б; К10ПМ; К85; РКУ13; РКУ10	СП301М; А-26	КМ500

забоя до коренного, или главного, откаточного штрека должна быть не менее теоретической производительности выемочной машины.

Порядок выбора оборудования. Соответствие конструкции и типоразмера механизированной крепи, являющейся главным составным элементом механизированного комплекса, горно-геологическим и горно-техническим условиям эксплуатации — это то, без чего нельзя обеспечить эффективную работу комплекса оборудования в целом. Поэтому выбор комплекса для данных условий следует начи-

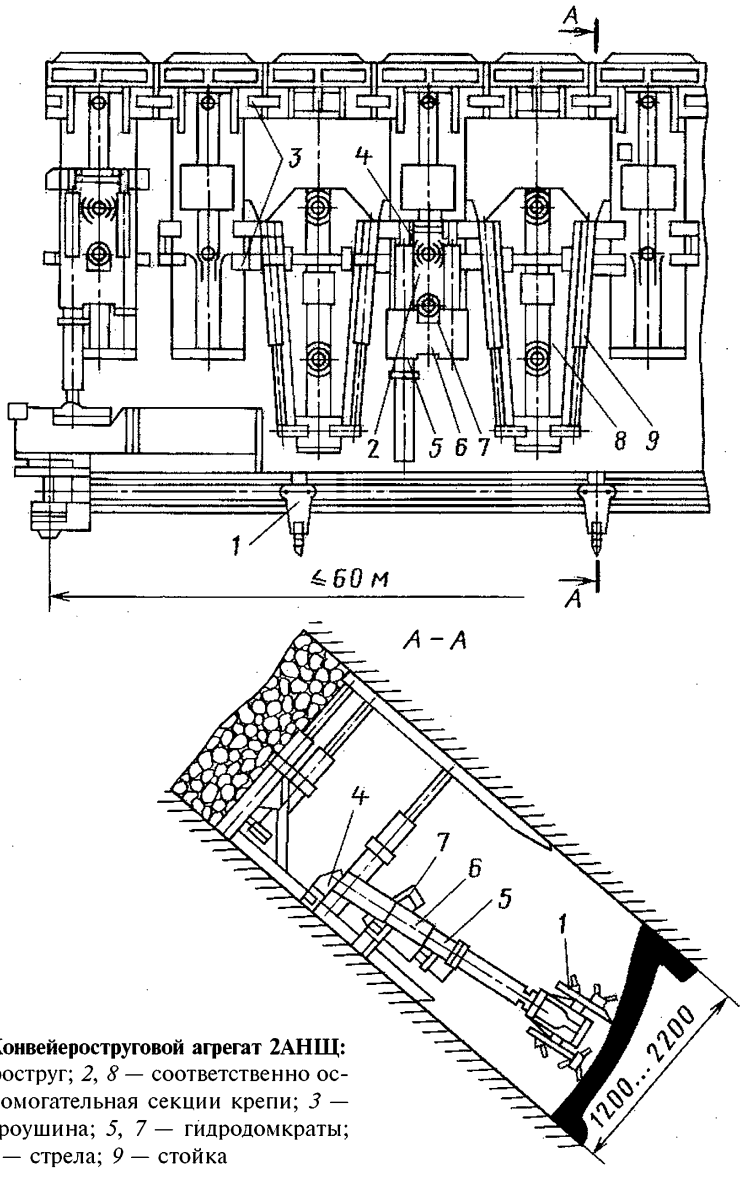


Рис. 6.2.34. Конвейероструговой агрегат 2АНЩ:
1 — конвейероструг; *2*, *8* — соответственно основная и вспомогательная секции крепи; *3* — связи; *4* — проушина; *5*, *7* — гидродомкраты; *6* — стрела; *9* — стойка

нать с анализа факторов, влияющих на выбор механизированной крепи [22–24].

Одновременно необходимо выбрать способ обработки забоя и тип исполнительного органа выемочной машины с учетом требований по сортности угля и безопасности ведения работ. Правильно выбранный исполнительный орган должен обеспечивать заданную производительность при работе на пластах с сопротивляемостью резанию, отвечающей области использования угледобывающей машины, а также эффективное отделение угля от массива, его удаление из зоны разрушения, погрузку на конвейер и при необходимости самозарубку.

По установленным оптимальным параметрам исполнительного органа применительно к мощности и углу падения пласта, крепости угля и типоразмеру механизированной крепи подбирают узкозахватный комбайн или струг. При сопротивляемости угля резанию до 180 Н/мм на пластах мощностью до 1,5 м сле-

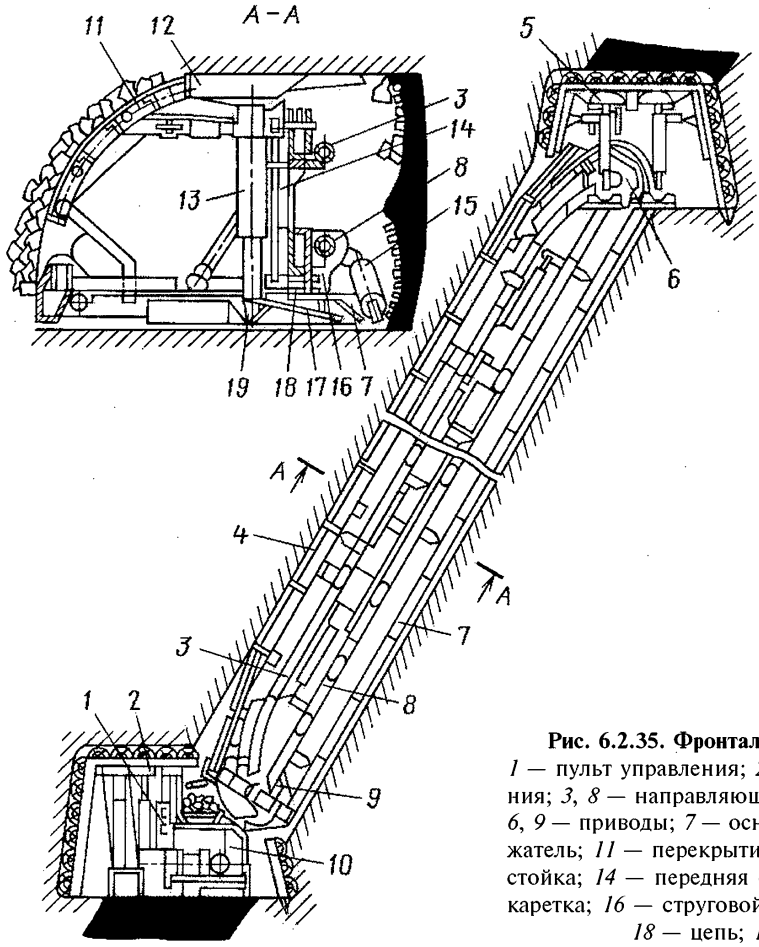


Рис. 6.2.35. Фронтальный агрегат АК-3:
1 — пульт управления; *2*, *5* — крепи сопряжения; *3*, *8* — направляющие; *4* — лавная крепь; *6*, *9* — приводы; *7* — основание; *10* — перегружатель; *11* — перекрытие; *12* — верхняк; *13* — стойка; *14* — передняя стенка; *15* — резцовая каретка; *16* — струговой орган; *17* — башмак; *18* — цепь; *19* — опора

дует ориентироваться на применение струговой выемки.

Типоразмеры забойных конвейеров по их длине и мощности электродвигателей выбирают в соответствии с требуемой длиной лавы, производительностью выемочной машины и мощностью пласта. Длина конвейера должна соответствовать длине механизированной крепи с учетом выхода на вентиляционный и откаточный штреки.

Выбор механизированной крепи. При выборе типа механизированной крепи, прежде всего, необходимо обеспечить соответствие ее номинального рабочего сопротивления типу основной кровли по нагрузочным свойствам.

Устойчивость непосредственной кровли, определяемая ее типом по устойчивости, налагает ограничения на коэффициенты затяжки кровли и ограждения со стороны выработанного пространства. В связи с этим при неустойчивой непосредственной кровле надо ориентироваться на крепи со щитовыми секциями, которые характеризуются высокими коэффициентами затяжки.

С увеличением угла падения пласта при работе по простиранию снижается устойчивость секций крепи, возрастает тенденция к сползанию, осложняется управляемость в плоскости пласта. Увеличение угла падения также ухудшает условия работы крепи. Поэтому выбирать конструкцию крепи по углу падения пласта следует строго в соответствии с технической характеристикой, причем с обязательным учетом изменчивости угла падения пласта.

Выбор выемочной машины. В каждом комплексе одного наименования могут использо-

ваться один-два типа узкозахватных комбайнов или стругов, поэтому задача выбора выемочной машины сводится к анализу соответствия конструкции и параметров этих машин условиям применения на данном угольном пласте. Может, однако, случиться, что поставляемая в комплексе с выбранной механизированной крепью выемочная машина по каким-то ограничивающим факторам (например, по сопротивляемости угля резанию) не обеспечивает эффективной высокопроизводительной работы комплекса. В этом случае надо отказаться от первоначально намеченного варианта механизированной крепи и выполнить повторный ее выбор (пусть менее соответствующий условиям применения) после выбора способа обработки забоя, типа исполнительного органа, его параметров и самой выемочной машины.

Выбор способа обработки забоя и типа исполнительного органа должен базироваться на анализе условий применения и главных технологических требований, к числу которых следует отнести необходимость обеспечения заданной производительности, области применения по сопротивляемости угля резанию и диапазону обслуживаемых пластов, выхода сортовых углей, допустимого уровня пылеобразования.

Выбор узкозахватного комбайна по ширине захвата в зависимости от мощности пласта выполняют на основании следующих рекомендаций:

– для пластов мощностью $m < 1{,}2$ м ширина захвата должна быть равна 0,8 м;

– для пластов мощностью 1,2...2,5 м — составлять 0,63 м;

– для пластов мощностью > 2,5 м допускается ширина захвата 0,5 м.

Исходя из сопротивляемости угля резанию и удельных энергозатрат на выемку угля, определяют возможные производительность Q, т/ч, и скорость подачи узкозахватного комбайна $v_п$, м/мин, в зависимости от мощности его привода:

$$Q = N_{уст}/(60H_W);$$

$$v_п = N_{уст}/(60H_W mB\rho),$$

где $N_{уст}$ — устойчивая мощность электродвигателей, кВт; H_W — удельные энергозатраты на выемку полезного ископаемого, кВт·ч/т; ρ — плотность породы.

Удельные энергозатраты зависят от сопротивляемости угля резанию, их рассчитывают по отраслевому стандарту. Для наиболее распространенных шнековых исполнительных органов в диапазоне $A_р$ = 80...300 Н/мм H_W = = 0,3...1,2 кВт·ч/т. При этом большим значениям $A_р$ соответствуют большие значения H_W.

Выбор забойного конвейера. В каждом конкретном случае нужно проверять соответствие параметров конвейера условиям эксплуатации и параметрам остального оборудования комплекса.

Необходимая производительность забойного конвейера должна быть не ниже теоретической производительности выемочного комбайна.

Отбор материала от выемочной машины тяговым органом конвейера происходит не с номинальной скоростью тягового органа, указываемой в технической характеристике конвейера, а с относительной, зависящей от направления движения комбайна:

$$v_о = v_ц \pm v_к,$$

где $v_ц$ — скорость движения тягового органа конвейера, м/мин (знак «+» принимают при встречном движении выемочной машины и тягового органа конвейера, знак «–» — при попутном). Необходимая производительность забойного конвейера

$$Q_к = Q_м K_к K_н K_у K_г,$$

где $K_к$ — поправочный коэффициент для учета относительной скорости (учитывает худший случай — попутное движение выемочной машины и конвейера), $K_к = v_ц/v_о$; $K_н$ — коэффициент неравномерности загрузки желоба; $K_у$ — коэффициент, учитывающий угол падения пласта и направление доставки (при направлении доставки вниз $K_у$ = 1,3...1,5, при доставке вверх он составляет 0,3...0,7. Бóльшие значение соответствуют углам падения пласта более 10°); $K_г$ — коэффициент, учитывающий снижение номинальной производительности конвейера вследствие отказов.

Если $Q_к$ выше номинальной производительности конвейера по его технической характеристике, следует выбирать конвейер с большой скоростью тягового органа и проводить повторный перерасчет.

Увязка конструктивных и режимных параметров функциональных машин. Теоретическая производительность главной функциональной машины (выемочной) является основным критерием для увязки параметров функциональных

машин. В первую очередь необходимо проверить механизированную крепы по фактору проветривания:

$$S_ф \geq 100 Q_т n q_{отн} / (60 v_{max} d K_{в.п}),$$

где $S_ф$ — фактическое рабочее сечение рабочего пространства, м^2; $Q_т$ — теоретическая производительность выемочной машины, т/мин; n — коэффициент естественной дегазации пласта; $q_{отн}$ — относительная метанообильность разрабатываемого пласта, м^3/т; v_{max} — максимально допустимая скорость движения воздуха в лаве, м/с; d — допустимая концентрация метана в исходящей струе, d = 1 %; $K_{в.п}$ — коэффициент, учитывающий движение воздуха по выработанному пространству, $K_{в.п}$ = 1...1,5.

Скорость подачи и, следовательно, теоретическая производительность машины могут существенно ограничиваться скоростью крепления. При последовательной передвижке секций скорость крепления очистного забоя определяется из выражения

$$v_{кр} = 60 l_c S_c / T_c,$$

где l_c — шаг установки секций по длине забоя, м; S_c — величина перемещения секций на забой, м; T_c — время перемещения секций крепи с учетом времени разгрузки и распора, с.

В данном выражении $(60/T_c)$ представляет собой число секций, передвинутых в минуту. Скорость обнажения кровли при работе выемочной машины, м^2/мин, составит

$$v_{обн} = B v_п,$$

где B — ширина захвата комбайна, м; $v_п$ — скорость подачи комбайна, м/мин.

Скорость крепления из условия обеспечения производительности комбайна должна быть не ниже скорости обнажения кровли.

Скорость крепления очистного забоя при фронтальной групповой схеме передвижки секций

$$v_{кр} = 60 l_c S_c N_{с.гр} / T_c,$$

где $N_{с.гр}$ — число секций в группе.

Исходя из теоретической производительности выемочной машины определяют требуемую производительность насосной станции:

$$q = [B(S_{д.с} + S_{д.к}/Z)] / [(Bma/Q_{в.м}) - t_{п.з} - kt_{пер}],$$

где B — ширина захвата; $S_{д.с}$ и $S_{д.к}$ — суммарные площади активных полостей домкратов соответственно подтягивания секций и передвижки конвейерного става на участке передвижки; Z — коэффициент шага установки домкрата передвижки конвейера, $Z = b/l_c$ (b — шаг установки домкрата); m — вынимаемая мощность пласта; a — необходимый шаг передвижки секций, $a = l_c n$ (n — коэффициент схемы передвижки, n = 1 при последовательном перемещении каждой секции; n = 2 при последовательном перемещении каждой второй секции и т.д.); $Q_{в.м}$ — производительность выемочной машины; $t_{п.з}$ — время подготовительно-заключительных операций (снятие распора, его подача, перемещение машиниста крепи и т.д.), $t_{п.з}$ = 1...5 мин; k — число операций переключения в цикле передвижки; $t_{пер}$ — время переключения каждой операции, $t_{пер}$ = 0,03 мин.

Ход штоков домкратов передвижки конвейера должен соответствовать ширине захвата выемочной машины или, в крайнем случае, быть кратным ему.

Выбор основных параметров оборудования агрегата. Очистные агрегаты по сравнению с механизированными комплексами характеризуются повышенной степенью конструктивного единства всех их функциональных модулей и, как следствие, отличаются более четко выраженными внутренними связями. Поэтому согласование режимных и конструктивно-размерных параметров выемочных агрегатов на стадии конструирования — условие не только достижения наибольшей производительности, но и нормального функционирования вообще.

Характерная особенность внутренних связей агрегатов фронтального типа — взаимообусловленность процессов отбойки и транспортирования отбитого угля из забоя.

На рис. 6.2.36 показаны схемы работы таких агрегатов с вертикально- и горизонтально-замкнутым кольцевым резцово-каретковым исполнительным органом в сочетании с доставочным органом (на представленных схемах — в виде конвейера). В таких агрегатах конвейер загружается равномерно по всей длине забоя, причем часть угля, остающаяся на почве, будет погружаться на конвейер лемехом при фронтальном перемещении на забой.

Для эффективного взаимодействия модулей отбойки и доставки угля для агрегатов по схемам, показанным на рис. 6.2.36, *а* и *б*, необходимо соблюдение соответствующих им условий:

$$S_{д.м} \geq S_{г.н} + S_{г.в} + S_{г.л},$$

$$S_{д.м} \geq S_{г.р} + S_{г.л},$$

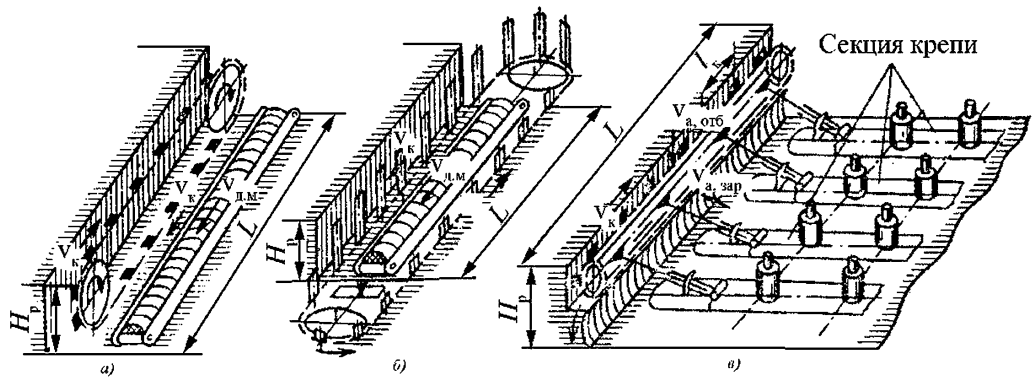


Рис. 6.2.36. Схемы согласования параметров фронтальных агрегатов при вертикально (*а*) и горизонтально-замкнутых (*б*) исполнительных органах и обособленном доставочном механизме и при вертикально-замкнутом режуще-доставочном органе типа конвейероструга (*в*)

где $S_{д.м}$, $S_{г.н}$, $S_{г.в}$, $S_{г.л}$ — площади сечения грузопотока угля на доставочном модуле, формируемые погрузкой отбитого угля нижними и верхними каретками агрегата по схеме, приведенной на рис. 6.2.36, *а*, а также погрузкой лемехом доставочного модуля при его фронтальном перемещении; $S_{г.р}$ — площадь этого сечения, формируемая погрузкой угля рабочей ветвью выемочного модуля агрегата по схеме, показанной на рис. 6.2.36, *б*.

Требуемое значение площади сечения грузопотока на доставочном модуле составит

$$S_{д.м} \geq (\rho/\rho_н)(L/L_к)H_р\times$$
$$\times[(\alpha n_к - m)(\lambda_{п.н} + \lambda_{п.в}) + 2m](v_к h_{ср}/v_{д.м}),$$

где ρ, $\rho_н$ — плотность угля в массиве и его насыпная плотность; L, $L_к$ — длина соответственно агрегата и контура выемочного модуля; $\alpha = H_к/H_р$ — отношение части пласта, обрабатываемого одной струговой кареткой, к полной мощности пласта; $n_к$ — число кареток на выемочном модуле; m — число резцов кареток в одной линии резания; $\lambda_{п.н}$, $\lambda_{п.в}$ — относительные части массы угля, отбиваемой от массива соответственно нижними и верхними каретками и погружаемой ими непосредственно на доставочный модуль; $v_к$, $v_{д.м}$ — скорости движения соответственно кареток и транспортирующих элементов доставочного модуля; $h_{ср}$ — средняя толщина разрушения угля, определяемая режимными и размерными параметрами режуще-отбойной части выемочного модуля.

При определении $S_{г.н}$ и $S_{г.в}$ учитывают, что нижним кареткам соответствует попутный режим движения относительно транспортирующих элементов, верхним — встречный.

Для конструктивного согласования процессов отбойки и транспортирования угля резцовыми каретками в агрегатах (по схеме, представленной на рис. 6.2.36, *в*) исходными являются следующие зависимости:

$$Q_{а\,max} \leq [Q_{тр}];$$
$$Q_{а\,max} \leq \begin{cases}\rho L B_{отб} v_{а.отб};\\ \rho L H_{зар} v_{а.зар};\end{cases}$$
$$[Q_{тр}] = q_{тр.к} n_{ч.к},$$

где $Q_{а\,max}$ — производительность агрегата по разрушению массива, соответствующая ее наибольшему значению при работе выемочно-доставочного модуля в режимах отбойки и зарубки в пласт; $[Q_{тр}]$ — возможная производительность (транспортирующая способность) выемочно-доставочного модуля по транспортированию отбитого угля, оцениваемая по количеству угля, выгружаемого из забойной части агрегата; $B_{отб}$ — глубина внедрения выемочно-доставочного модуля при зарубке, соответствующая ширине обработки угольного пласта в режиме отбойки, т.е. при качании всей шарнирно подвешенной системы; $H_{зар}$ — ширина зарубки, отвечающая высоте выемочно-доставочного модуля по крайним резцам при его подаче на забой; $v_{а.отб}$, $v_{а.зар}$ — скорости перемещения выемочно-доставочного модуля агрегата соответственно при отбойке (качании от кровли к почве пласта) и зарубке (продольном выдвижении гидродомкратов подачи на внедрение в угольный массив); $q_{тр.к}$ — транспортирующая способность одной каретки, оцениваемая количеством угля, которое может перемещаться этой кареткой по всей длине L до места выгрузки;

$n_{ч.к}$ — частота прохода кареток в зоне выгрузки угля, $n_{ч.к} = 60v_к/l_к$, ($l_к$ — шаг установки кареток).

Во фронтальных агрегатах следует осуществить увязку скорости подачи агрегата на забой с теоретической производительностью. Необходимая скорость подачи агрегата на забой

$$v_п = Q/(ml_z),$$

где l_z — расстояние между соседними резцами в линии резания.

При этом предполагают, что глубина резания для всех резцов является постоянной, т.е.

$$h = Q/(mv_р) = \text{const} = 2Lv_п/(z_{л.р}v_р),$$

где $v_р$ — скорость резания; L — длина лавы; $z_{л.р}$ — число резцов в линии резания.

По полученной скорости фронтальной подачи проверяют производительность насосной станции:

$$q \geq v_п K_у \sum_{i=1}^{n} S_i,$$

где $K_у$ — коэффициент утечки системы; S_i — сечение активной полости i-го домкрата передвижения.

Система подачи фронтального агрегата должна обеспечить необходимую силу с учетом подачи рабочего инструмента и перемещения саморазгружающегося конвейера:

$$\sum_{i=1}^{n} S_i p \geq \sum_{i=1}^{i=z_р} F_{пi} + p_в L,$$

где p — рабочее давление в нагнетательном трубопроводе; $F_{п\,i}$ — сила подачи на i-м резце; $z_р$ — число резцов, одновременно находящихся в работе; n — число одновременно работающих домкратов подачи; $p_в$ — удельная сила внедрения лемеха конвейера.

При расчетах можно принимать $p_в$ = 50... 60 кН на 1 м длины конвейерного става.

Глава 6.3

РАСЧЕТ И ВЫБОР ПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

6.3.1. ПРОХОДЧЕСКИЕ КОМБАЙНЫ

Проходческие комбайны по основным классификационным признакам подразделяют:

• по способу обработки забоя исполнительным органом — на избирательного (циклично-го) действия с последовательной обработкой поверхности забоя и бурового (непрерывного) действия с одновременной обработкой всей поверхности забоя;

• по крепости пород разрушаемого горного массива — для работы по углю и слабой руде с прослойками и присечками слабых пород ($\sigma_{сж}$ = 40 МПа), для работы по породам средней крепости ($\sigma_{сж}$ = 40...80 МПа) и по крепким породам ($\sigma_{сж}$ > 80 МПа);

• по области применения — для выполнения основных и вспомогательных подготовительных выработок по полезному ископаемому и смешанным забоям и для осуществления главных и капитальных выработок и тоннелей по породе;

• по площади сечения проводимых выработок (в проходке) — для выработок 5...16, 9...30 и > 30 м^2.

Проходческие комбайны цикличного действия. Проходческий комбайн (рис. 6.3.1) состоит из следующих узлов: рабочего органа, погрузочного устройства, ходовой части, электрооборудования, гидросистемы и системы пылеподавления. При проходке наклонных выработок комбайн оснащается тягово-предохранительным устройством (лебедкой).

Проходческие комбайны цикличного действия оснащаются рабочим органом режущего или ударного (рис. 6.3.2) типа.

В табл. 6.3.1 приведены технические характеристики проходческих комбайнов цикличного действия отечественного и зарубежного производства.

Для комбайнов с рабочим органом режущего действия основным параметром, определяющим технические возможности, является масса комбайна, а для комбайнов с рабочим органом ударного действия — мощность привода рабочего органа.

Проходческие комбайны непрерывного действия. Комбайны непрерывного (бурового) действия предназначены для проходки горных выработок значительной протяженности (до нескольких километров) круглой или арочной формы поперечного сечения.

Проходческие комбайны непрерывного действия оснащаются роторными или планетарными (рис. 6.3.3) рабочими органами.

В табл. 6.3.2 приведены технические характеристики проходческих комбайнов бурового действия отечественного и зарубежного производства.

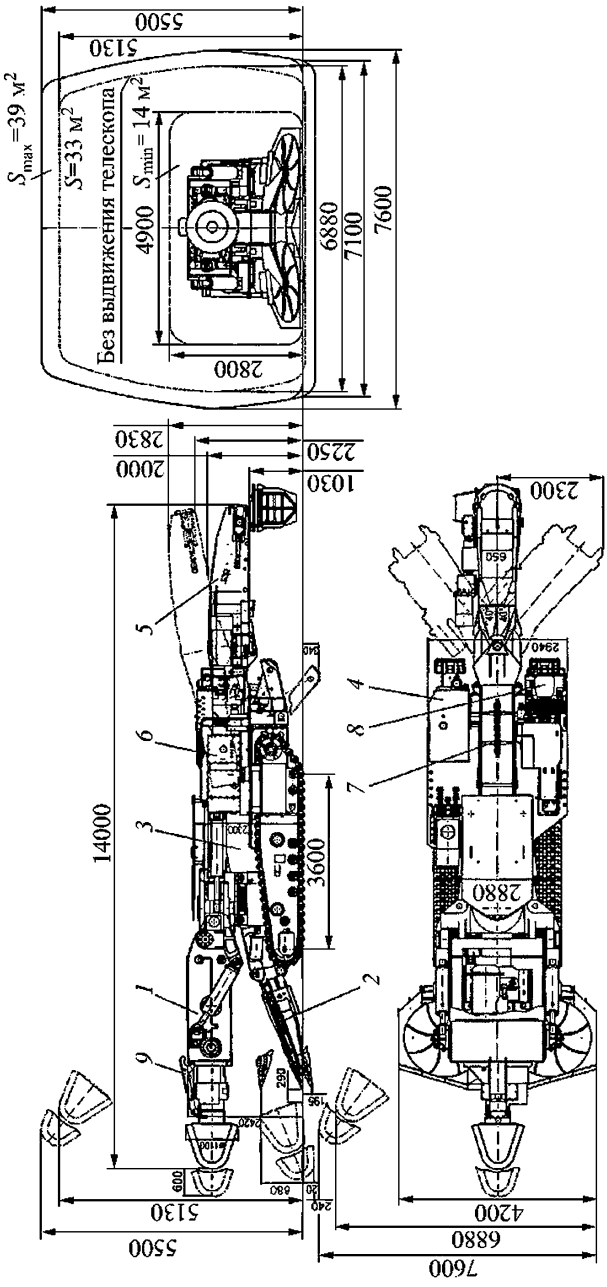


Рис. 6.3.1. Конструктивная схема проходческого комбайна КП200:

1 — исполнительный орган; *2* — питатель; *3* — ходовая часть; *4* — гидробак; *5* — конвейер; *6* — станция управления электрооборудованием; *7* — скребковая цепь; *8* — место управления комбайном; *9* — крепеподъемник

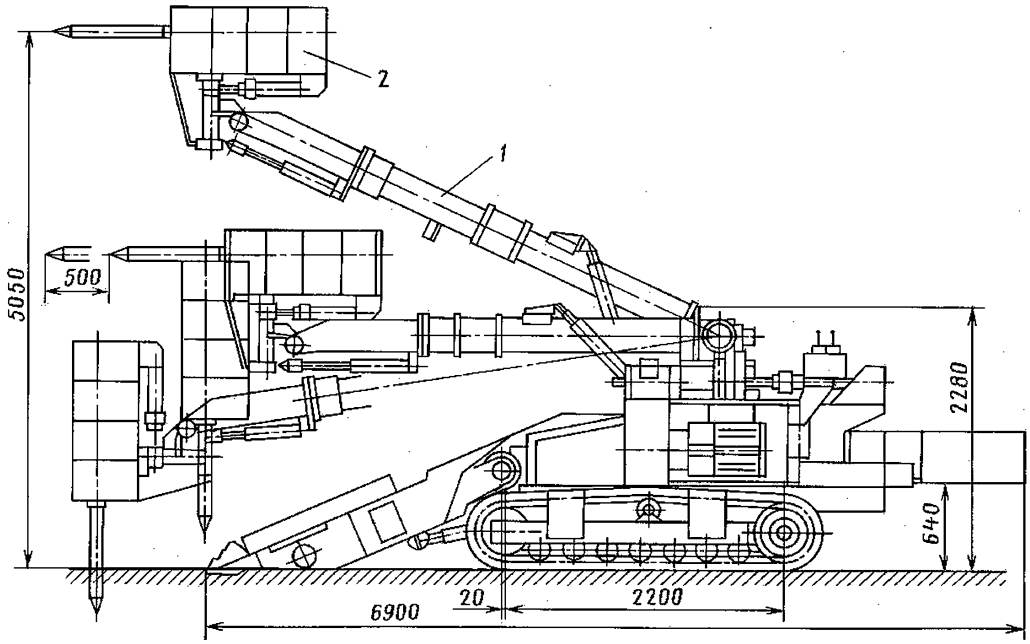


Рис. 6.3.2. Проходческий комбайн с ударным исполнительным органом:
1 — стрела; *2* — молот

Расчет проходческих комбайнов. Общий расчет проходческих комбайнов заключается в оценке их устойчивости.

На рис. 6.3.4 и 6.3.5 приведены схемы к расчету устойчивости комбайна избирательного действия.

Коэффициент устойчивости комбайна

$$k_у = M_{восст}/M_{опр} \geq 1{,}05,$$

где $M_{восст}$ — момент от силы тяжести комбайна относительно оси, по отношению к которой проводится проверка устойчивости комбайна; $M_{опр}$ — момент от внешних нагрузок, действующих на комбайн относительно той же оси.

Проверка продольной устойчивости комбайнов с исполнительным органом избирательного действия выполняется для следующих случаев нагружения.

Случай I. Комбайн работает вниз по уклону с углом наклона β. Разрушение забоя идет при движении стрелы исполнительного органа снизу вверх (см. рис. 6.3.4, *а*). Нагрузка на коронке

$$F_п = 1{,}5F_{уст},$$

где $F_{уст}$ — окружная сила на коронке.

Устойчивость комбайна проверяют относительно оси, проходящей через точку *Б* (передняя кромка опорных поверхностей гусениц).

Значение окружной силы составляет

$$F_{уст} = 2M_{уст}/D_{ср},$$

где $M_{уст}$ — устойчивый момент на рабочем органе; $D_{ср}$ — средний диаметр конической коронки.

Выражение для устойчивого момента на исполнительном органе избирательного действия имеет вид [10]

$$M_{уст} = M_{max}k_{упр}k_н/[(1 + a_н)(1 + k_н a_в)],$$

где M_{max} — значение максимального (опрокидывающего) момента приводного электродвигателя, приведенное к валу исполнительного органа; $k_{упр}$ — коэффициент, учитывающий качество управления комбайном, $k_{упр}$ = 0,75 при ручном управлении и 0,9 при автоматическом; $k_н$ — коэффициент, учитывающий падение напряжения шахтной сети, $k_н$ = 0,9; $a_н$, $a_в$ — коэффициенты, являющиеся отношением амплитуд составляющих нагрузок низкочастотных к среднему значению и высокочастотной к низкочастотной, $a_н = a_в$ = 0,4; $k_в$ — коэффициент выравнивания высокочастотной составляющей нагрузки, $k_в$ = 0,1.

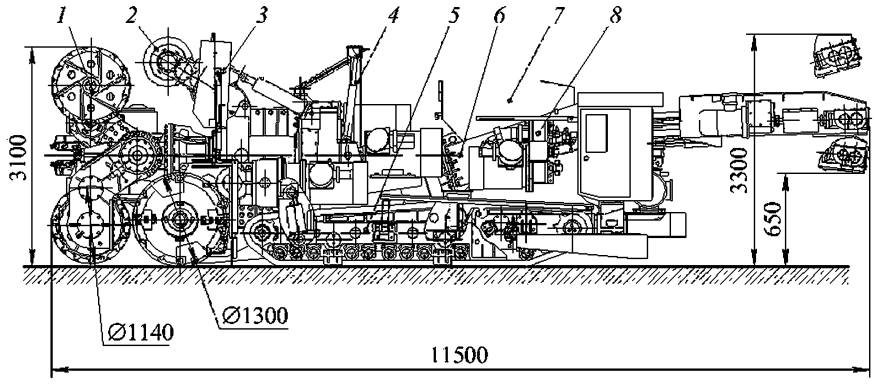
6.3.1. Технические характеристики проходческих комбайнов избирательного (цикличного) действия

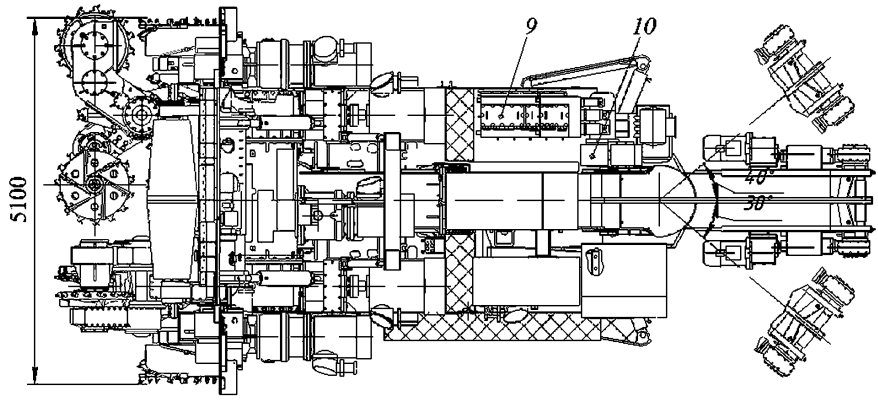
Параметр	Копейский машзавод (Россия)				НКМЗ (Украина)	Paurat (Германия)	Vost-Alpine (Австрия)	Dosco Overseas Engineering (Англия)	Rudolf Hausher (Германия)
	1ПК3Р	1ГПКС	КП20Б	КП25	П-220	Е250	АМ-95	ТВ-3000	HSM4
Площадь сечения выработки в проходке, м^2	5...12	6...17	5...20	10...30	9...30	–		50	16
Коэффициент крепости породы	≤ 6	≤ 8		≤ 9	≤ 12	≤ 15	–		≤ 20
Мощность привода рабочего органа, кВт	45	55	110	110	220	270	300	2×250	28*
Сила подачи, кН	–					500	–	700	–
Масса, т	13	24	27	48	48	87	80	125	
Габаритные размеры, м:									
длина	–	10	12	12,9	–	–		12,3	–
ширина	2,5	1,6	1,8	2,4	2,55			4,5	
высота	1,8	2,1	1,35	2,0	1,85			3,8	2...2,55
Техническая производительность, м^3/мин	≥ 0,22	≥ 0,23	≥ 0,22	≥ 0,30		–		–	

* Исполнительный орган ударного действия.

6.3.2. Технические характеристики комбайнов бурового действия

Параметр	Россия		Atlas Copco Yarva Inc. (Швеция)	Wirth (Германия)	Robbins company (США)
	«Урал-20А»	КРТ	МК-36	TBVI-H	ТВМ 214-202
Площадь сечения выработки в проходке, м^2	20,2	19	115	50	33
Мощность привода рабочего органа, кВт			2390	1080	716
Суммарная мощность приводов, кВт	575	550			
Габаритные размеры, м:					
длина	11,5	23	–		
ширина	5,1	4,8			
высота	3,7	4,8			
Сила подачи, кН	–		6450	9200	6350
Масса, т	82	115	1450	408	200
Техническая производительность, т/мин	6,4	–			





Схемы выработок комбайна

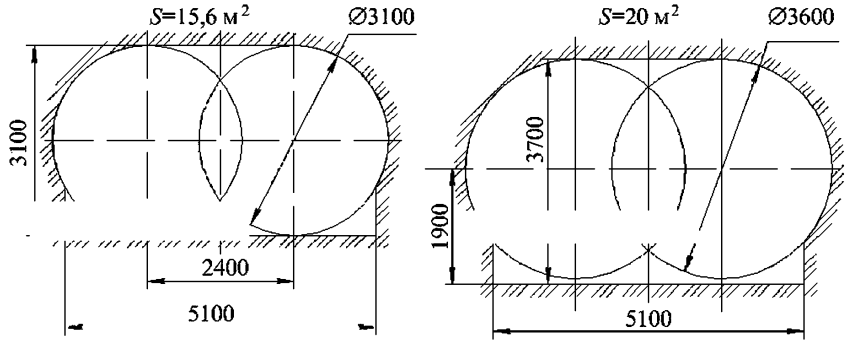


Рис. 6.3.3. Конструктивная схема комбайна «Урал-20Р» с планетарным органом разрушения:
1 — исполнительный орган; *2* — отбойное устройство; *3* — щит; *4* — бурильная установка; 5 — гусеничный ход; *6* — грузчик; *7* — гидросистема; *8* — насосная станция; *9* — электрооборудование; *10* — система пылезащиты

Случай II. Комбайн работает вверх по уклону с углом подъема β. Разрушение забоя проводится при движении стрелы исполнительного органа сверху вниз (см. рис. 6.3.4, *б*). Нагрузка на коронку $F_п = 1{,}5F_{уст}$.

Устойчивость проверяют относительно оси, проходящей через точку *A*.

Случай III. Комбайн работает вверх по уклону с углом подъема β. Исполнительный орган внедряется в забой (см. рис. 6.3.4, *б*). Нагрузка на коронке $F_о = F_{уст}$.

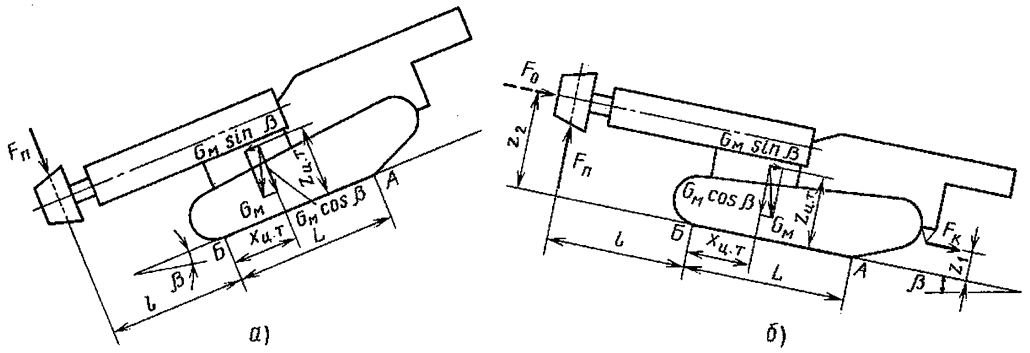


Рис. 6.3.4. Схема действия нагрузок на комбайн с исполнительным органом избирательного действия при проверке его продольной устойчивости:

$G_м$ — сила тяжести комбайна; $F_п$, $F_о$ — боковая и осевая силы, действующие на коронку; $F_к$ — сила на крюке; L — длина гусеницы; β — угол наклона выработки; $x_{ц.т}$, $z_{ц.т}$ — координаты центра масс; l, z_1, z_2 — плечи действия сил

Устойчивость комбайна в поперечном направлении определяют также для трех случаев. Нагрузки на коронке при этом составляют $F_п = 1{,}5F_{уст}$.

Случай I. Исполнительный орган комбайна находится в крайнем правом (или левом) положении (рис. 6.3.5, *а*). Разрушение забоя происходит при движении стрелы снизу вверх. Устойчивость комбайна выявляют относительно точки *C*.

Случай II. Исполнительный орган комбайна занимает крайнее правое (или левое) положение (см. рис. 6.3.5, *а*). Разрушение забоя проводится при движении стрелы сверху вниз. Устойчивость комбайна определяют относительно точки *D*.

Случай III. Исполнительный орган комбайна находится в верхнем центральном положении. Разрушение забоя осуществляется при движении стрелы вбок (см. рис. 6.3.5, *б*). Устойчивость комбайна выявляют относительно точки *D*.

При горизонтальных резах рабочего органа цикличного действия внешние нагрузки

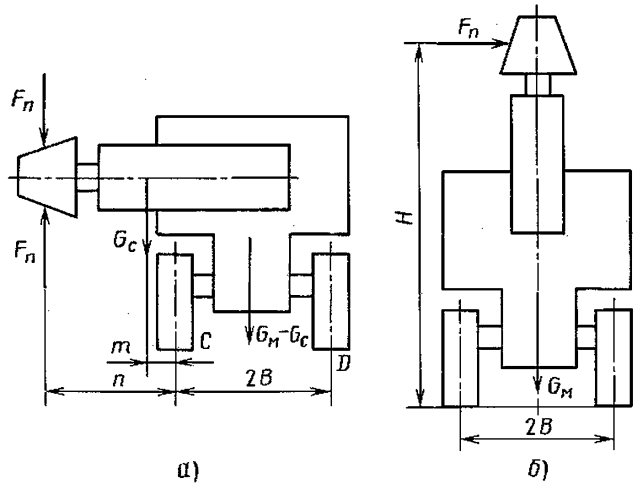


Рис. 6.3.5. Схема действия нагрузок на комбайн с исполнительным органом избирательного действия при проверке его поперечной устойчивости:

B — база машины (ширина гусеничной тележки); m, n, H — плечи действия сил; $G_с$ — сила тяжести стрелы

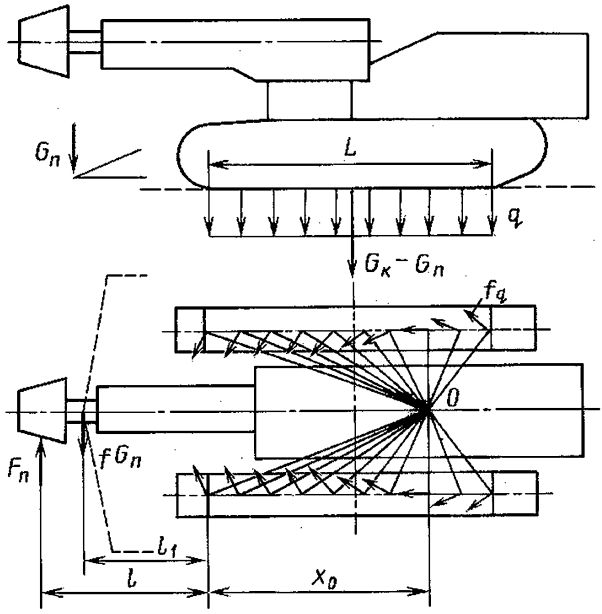


Рис. 6.3.6. Схема действия нагрузок на буровой комбайн при проверке его устойчивости от разворота:
$G_к$, $G_п$ – силы тяжести соответственно комбайна и погрузочного органа; q — давление; $F_п$ — сила боковой подачи; O — центр разворота; f — коэффициент трения стали о породу; L — длина гусеницы; x_o — координата центра разворота; l, l_1 — плечи действия сил

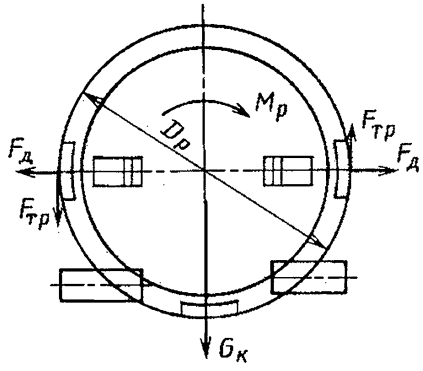


Рис. 6.3.7. Расчетная схема поперечной устойчивости от разворота вокруг продольной оси комбайнов с роторным исполнительным органом:
$G_к$ — сила тяжести комбайна; $D_р$ — диаметр ротора; $M_р$ — момент сил, стремящихся вывести комбайн из равновесного состояния; $F_д$ — сила на штоке распорного домкрата; $F_{тр}$ — сила трения

стремятся развернуть комбайн в горизонтальной плоскости. На рис. 6.3.6 приведена схема к определению устойчивости комбайна от разворота. Для повышения последней применяют аутриггеры, опорные поверхности которых оснащены шипами.

На рис. 6.3.7 и 6.3.8 представлены схемы к расчету устойчивости комбайна непрерывного действия.

Расчет производительности комбайнов. Теоретическая производительность комбайна избирательного действия составляет

$$Q_и = BD_{ср}v_{п.п\ max}Z_к,$$

где B — захват рабочего органа; $v_{п.п\ max}$ — максимальная скорость поперечной подачи рабочего органа; $Z_к$ — число одновременно работающих коронок.

Теоретическая производительность комбайна бурового действия

$$Q_б = S_в v_{п\ max},$$

где $S_в$ — площадь сечения вчерне проводимой выработки; $v_{п\ max}$ — максимальная скорость подачи комбайна.

Техническая производительность комбайна

$$Q_т = QK_т,$$

где $K_т$ — коэффициент технически возможной непрерывности работы комбайна,

$$K_т = [1 + (T_{в.о}/T)]^{-1},$$

(здесь $T_{в.о}$ — длительность вспомогательных операций; T — длительность непрерывной работы).

Для комбайнов избирательного действия

$$T = L_{р.о}/v_{п.п},$$

где $L_{р.о}$ — путь, проходимый рабочим органом при отработке забоя (рис. 6.3.9).

Для комбайнов бурового действия

$$T = L_в/v_п,$$

где $L_в$ — длина пройденной выработки исходя из допустимого процента износа рабочего инструмента (20...30 %).

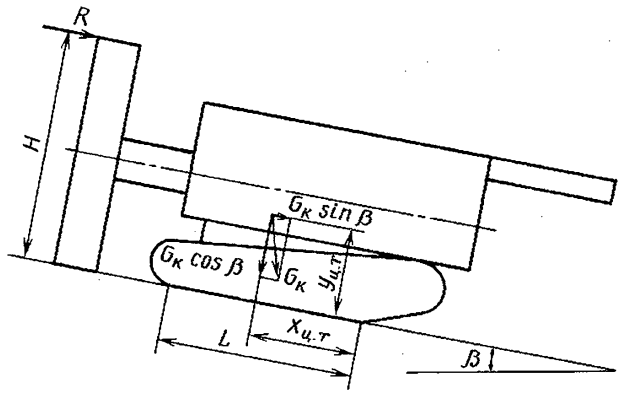


Рис. 6.3.8. Схема действия нагрузок на буровой проходческий комбайн при проверке его продольной устойчивости:

$G_к$ — сила тяжести комбайна; R — реакция породы; β — угол наклона выработки; A — точка, относительно которой определяют опрокидывающий и удерживающий моменты; $x_{ц.т}$, $z_{ц.т}$ — координаты центра масс; H — плечо действия реакции R

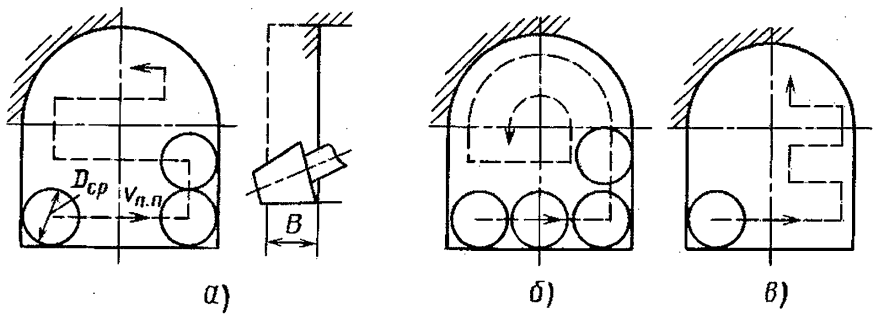


Рис. 6.3.9. Схемы разработки забоя:

а — последовательная; *б* — с обрушением; *в* — с минимальными ходами; $D_{ср}$ — средний диаметр рабочего органа; B — ширина захвата рабочего органа; $v_{п.п}$ — скорость поперечной подачи; – – → — траектория рабочего органа

6.3.2. БУРОВОЕ ПРОХОДЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Компоновочные схемы оборудования. Буровое оборудование в зависимости от схемы привода бурового органа имеет следующие исполнения:

- привод рабочего органа через штанги (см. рис. 6.1.7);
- агрегатированный привод с буровым органом (забойный агрегат) — турбинное бурение и бесштанговое бурение.

Буровое оборудование с забойным агрегатом применяют для бурения глубоких и сверхглубоких скважин, когда силы тяжести штанг создают напряжения, превышающие предел прочности материала штанг.

При турбинном бурении вращение рабочего органа осуществляют турбобуром, приводимым в действие энергией потока промывочной жидкости.

При бесштанговом бурении забойный агрегат выполнен с распорно-шагающим механизмом подачи (см. гл. 6.1).

В табл. 6.3.3 представлены технические характеристики бурового проходческого оборудования отечественного и зарубежного производства.

Расчет параметров бурового оборудования. При многофазном бурении число фаз бурения и рациональное значение диаметров определяют из условия достижения максимальной скорости бурения.

6.3.3. Технические характеристики бурового проходческого оборудования

Параметр	Россия		Tone boring Co (Япония)	Oy Indau Ab (Финляндия)	Robbins company (США)		Wirth (Германия)
	УЗТМ 8.75	УРТБ 6.2	RRC-30	500H	103RM-DC	BorPak 2500	HG 330/5p
Диаметр скважины (ствола), м	8,75	6,2	3,0	6,1	7,3	2,5	6,0
Диаметры фаз бурения, м	3; 5,75; 7,5	0,76; 2,37; 3,6; 4,9	–				
Глубина (длина) скважины, м	800	1000	150	1000	610	–	1000
Установленная мощность привода, кВт	3230	4160	60	315	300	448	400
Схема бурения	Роторное бурение	Забойный агрегат	Роторное бурение			Бесштанговое бурение	Роторное бурение
Грузоподъемность талевой системы, кН	5000	1300	–				
Масса, т	2027	785	22	–			

Число фаз бурения

$$n = K_o[(D/D_0)^2 - 1],$$

где K_o — коэффициент ослабления массива, определяемый разностью диаметров фазы L (рис. 6.3.10); D — диаметр скважины (ствола); D_0 — диаметр передовой скважины.

Рациональное соотношение между диаметрами i-й фазы бурения имеет вид

$$D_i^2 = D_{i-1}^2 + D_0^2 / K_o.$$

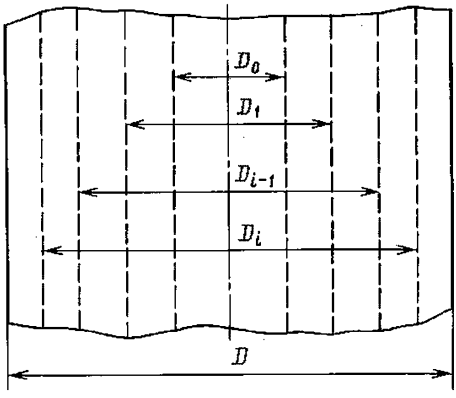


Рис. 6.3.10. Схема к расчету параметров бурового оборудования

6.3.3. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОХОДКИ БУРОВЗРЫВНЫМ СПОСОБОМ

Компоновочные схемы оборудования. Оборудование для буровзрывного проведения выработок подразделяют по области применения, а именно для проведения:

– горизонтальных и наклонных выработок;
– восстающих выработок;
– вертикальных стволов.

В состав оборудования для проведения горизонтальных и наклонных выработок входят: бурильные установки (рис. 6.3.11), буропогрузочные (рис. 6.3.12), погрузочно-доставочные и погрузочно-транспортные машины.

Комплект оборудования для проведения вертикальных стволов включает в себя стволовые бурильные установки (рис. 6.3.13) и погрузочные машины (рис. 6.3.14) [42].

Расчет параметров оборудования для проходки буровзрывным способом заключается в определении длительности проходческого цикла (табл. 6.3.4).

Расчет проводят в два этапа. На *первом этапе* в соответствии с предварительно выбранным составом и типами оборудования определяют длительность основных операций: бурения $t_б$, заряжания шпуров (скважин) $t_з$ и погрузки отбитой горной массы $t_п$.

В общем случае зависимости для вычисления длительности основных операций имеют вид

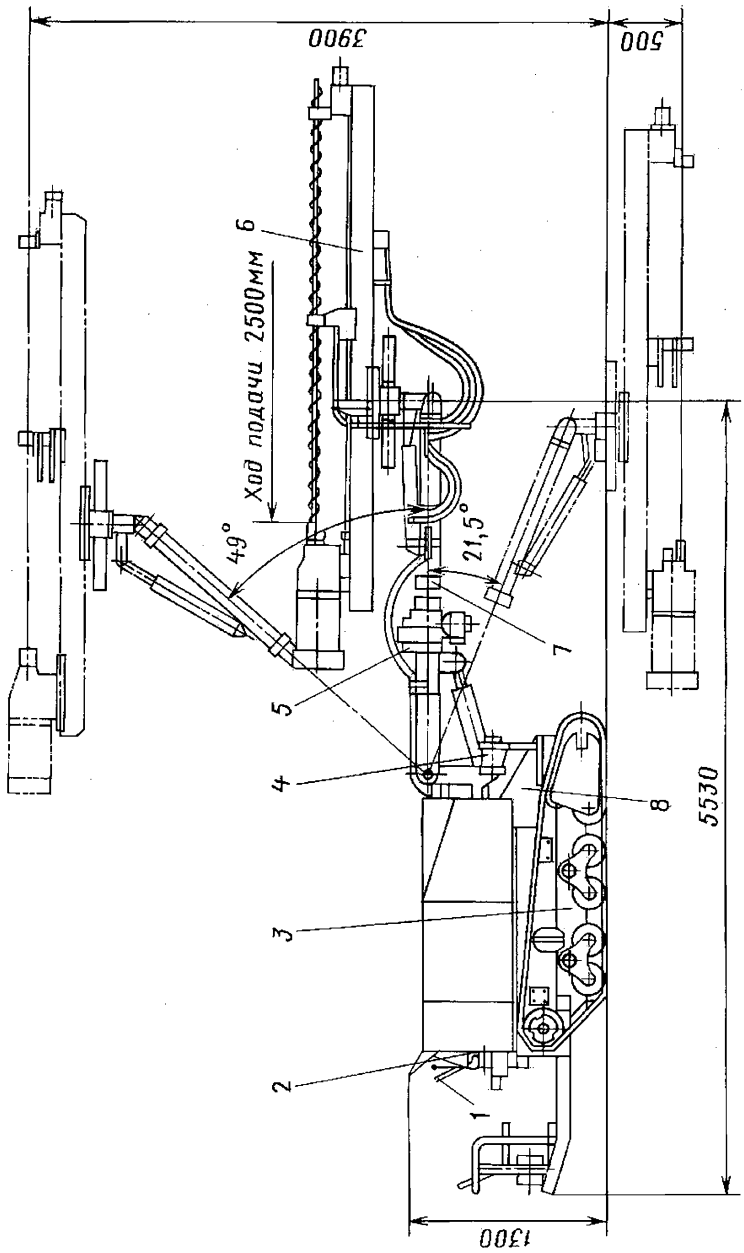


Рис. 6.3.11. Конструктивная схема установки бурильной шахтной УБШ-21-А:

1 — управление машиной; *2* — гидросистема; *3* — ходовая часть; *4* — электрооборудование; *5* — орошение: *6* — бурильная машина; *7* — манипулятор; *8* — опорная часть

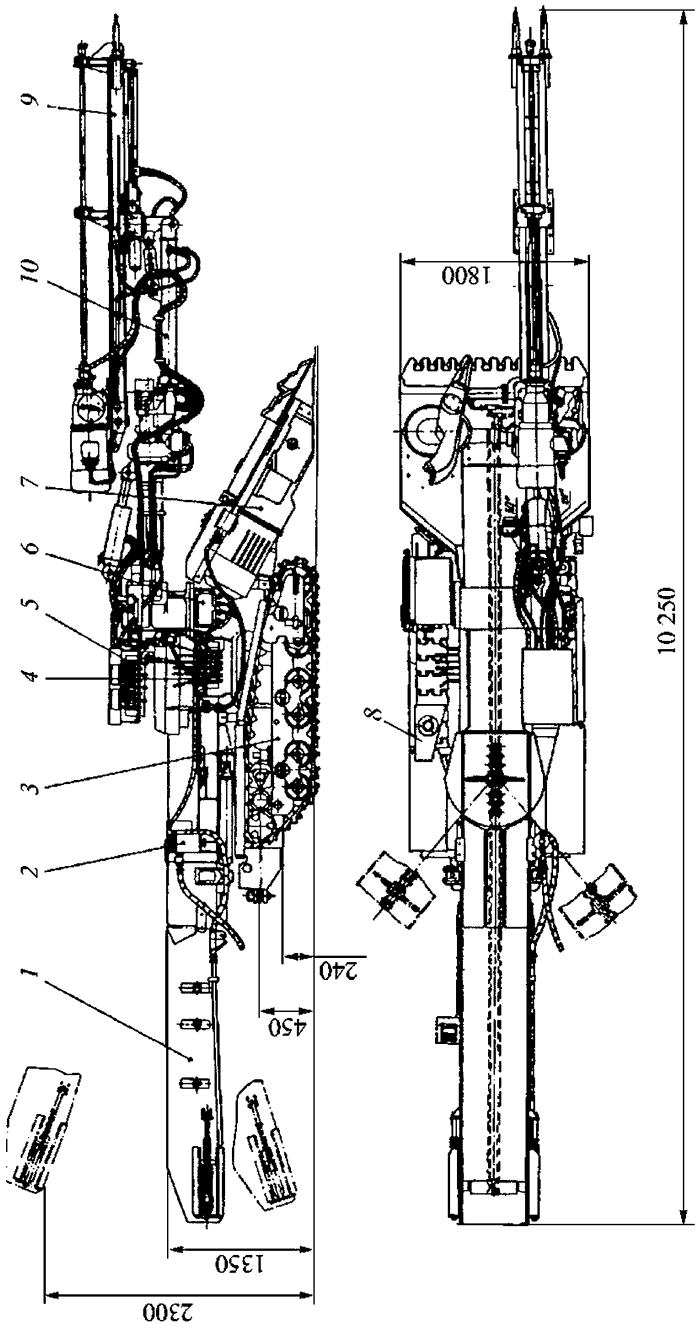


Рис. 6.3.12. Конструктивная схема буропогрузочной машины 1ПНБ2Б:
1 — конвейер; *2* — орошение; *3* — ходовая часть; *4* — управление машиной; *5* — управление бурильной машиной; *6* — электрооборудование; *7* — нагребающая часть; *8* — гидроразводка; *9* — навесное бурильное оборудование; *10* — манипулятор

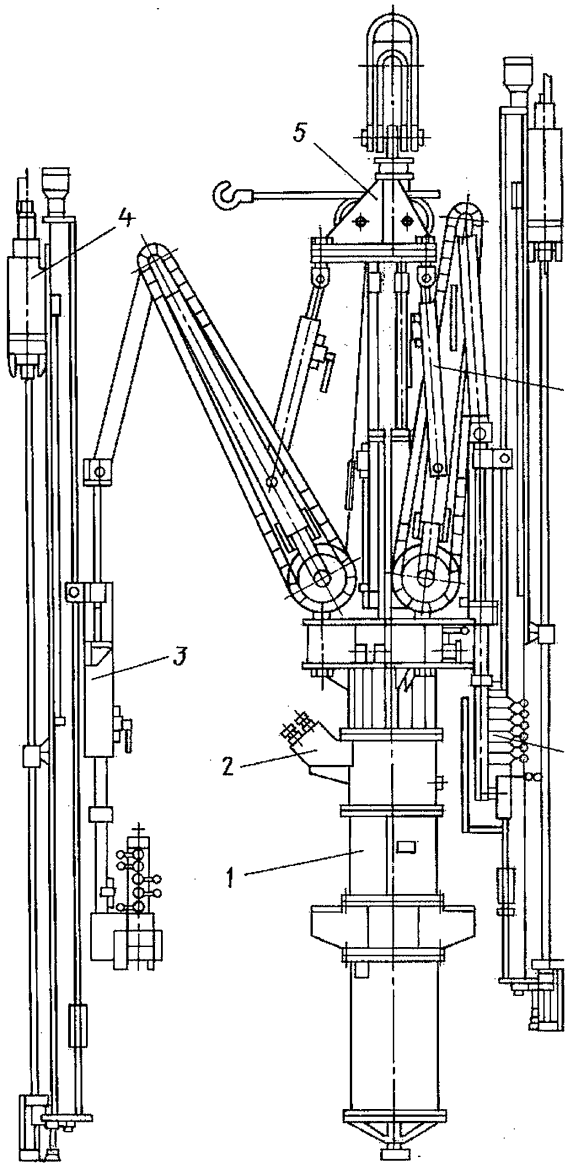


Рис. 6.3.13. Бурильная установка СМБУ-4М:
1 — колонна; *2* — автомасленка; *3* — манипуляторная стрела; *4* — бурильная машина; *5* — прицепное устройство; *6* — система раскрепления; *7* — пульт управления

$$t_б = Nl/Q_{т.б},$$

$$t_з = (1{,}0...1{,}5)Nl,$$

$$t_п = Slk_р/Q_{т.п},$$

где N — требуемое число шпуров (скважин), определяемое из условия размещения взрывчатых веществ; l — длина шпура (скважины); $Q_{т.б}$, $Q_{т.п}$ — техническая производительность соответственно буровой и погрузочной машин; S — площадь сечения выработки; $k_р$ — коэффициент разрыхления породы при взрывной отбойке.

Нужное число шпуров (скважин) составляет

$$N = Slq_{в.в}/M_з,$$

где $q_{в.в}$ — удельный расход взрывчатых веществ; $M_з$ — масса заряда.

На *втором этапе* корректируют продолжительность проходческого цикла из условия кратности длительности рабочей смены (6 ч) и уточняют необходимые технические характеристики машин и оборудования.

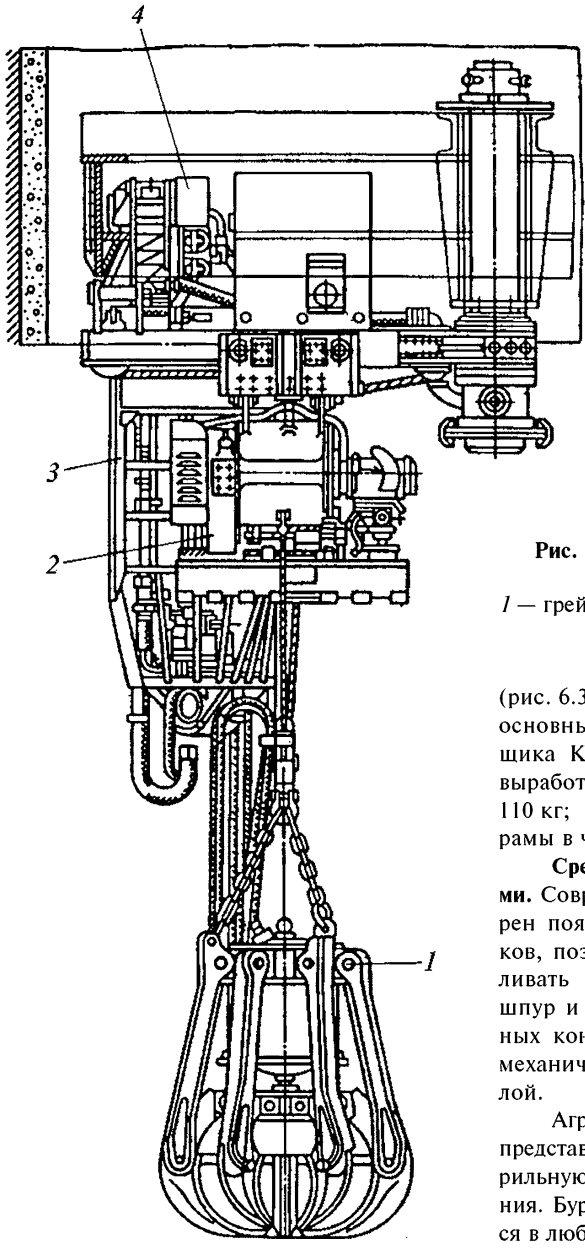


Рис. 6.3.14. Одногрейферная погрузочная машина КС-2У/40:
1 — грейфер; *2* — тельфер; *3* — кабина; *4* — поворотная тележка

6.3.4. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ И ПОДДЕРЖАНИЯ ВЫРАБОТОК

Средства механизации возведения сборной крепи. Для возведения рамных, арочных и секционных крепей применяют крепеустановщики (рис. 6.3.15), а крепей из блоков и тюбингов — крепеукладчики и краны (рис. 6.3.16). В качестве примера приведены основные показатели работы крепеустановщика КП-1: площадь поперечного сечения выработки 5...16 м^2; масса элемента крепи 110 кг; техническая производительность, 4 рамы в час.

Средства механизации крепления анкерами. Современный этап механизации характерен появлением универсальных анкеровщиков, позволяющих бурить шпуры и устанавливать анкеры (стержень, помещаемый в шпур и закрепляемый в породе) самых разных конструкций с закреплением стержней механически, бетоном или полимерной смолой.

Агрегат-анкеровщик АБК-2 (рис. 6.3.17) представляет систему, включающую в себя бурильную установку и устройство для крепления. Бурильная машина может устанавливаться в любом заданном направлении.

В табл. 6.3.5 приведены технические характеристики установок для крепления анкерами.

Конструкции набрызг-бетонных машин. Машины для возведения набрызг-бетонной крепи разделяют по технологии работ: работающие на затворенной смеси («мокром бетоне») и на сухой смеси с затворением в конце материалопровода.

6.3.4. Циклограмма работ при проходке выработки

Операции проходческого цикла	Затраты времени, мин	Число часов					
		1	2	3	4	5	6
Осмотр, смазка и подготовка бурильной установки (БУ) к работе	20...30						
Подгон БУ в забой	10...15						
Подготовка к бурению	5...10						
Бурение шпуров: забоя под крепление	Расчет						
Отгон БУ из забоя	5...10						
Заряжание шпуров, взрывание	Расчет						
Проветривание забоя	30						
Приведение забоя в безопасное состояние	10...15						
Наращивание вентиляционных труб							
Осмотр, смазка и подготовка погрузочной машины к работе	20...30						
Погрузка и уборка горной массы из забоя	Расчет						
Вспомогательные работы (доставка материалов, взрывчатых веществ и др.)							

По принципу работы машины классифицируют на цикличного и непрерывного действия; по способу передвижения — на самоходные и несамоходные; по типу привода — с электрическим, пневматическим и дизельным приводами; по конструктивному исполнению рабочих органов — на камерные, с роторным барабаном и шнековые (рис. 6.3.18).

Камерная машина снабжена материалопроводом для пневмотранспортирования бетонной смеси, узлом затворения смеси (для смешивания бетонной смеси с водой) и соплом.

6.3.5. Технические характеристики установок для крепления, осмотра и оборки кровли

Параметр	Россия					Франция
	СААК-2(3)-200	СП-12	КСО-12	СП-25	КСО-25	Secoma-600
Максимальная высота от почвы до площадки, м	6,1	11		20,8	21,8	5,5
Грузоподъемность рабочей площадки, кг	1500	500		400	300	
Тип ходовой части	Гусеничный					Пневмоколесный
Мощность двигателя, кВт	40	28	26	42	27,3	68
Габаритные размеры, м:						
длина	6,1	7,5	7,4	7,36	10	6,1
ширина	2,51	2,5	3,0	2,5	3,2	2,1
высота	3,46	3,0				2,0
Масса, т	17,7	13,6	16	16,1	28	5,6

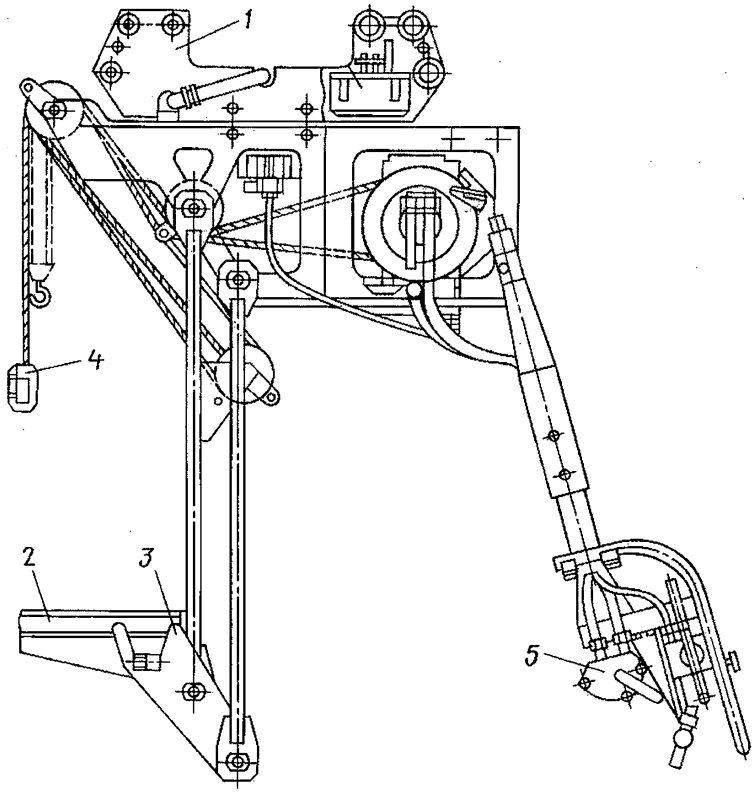


Рис.6.3.15. Крепеустановщик КП-1:
1 — тележка; *2* — лоток; *3* — подхват; *4* — крюк; *5* — пульт

Преимуществами камерных машин являются простота их устройства, надежность в работе и небольшая энергоемкость. Однокамерные машины цикличного действия отличаются большой вместимостью камер. Наибольшее распространение на шахтах и рудниках получили однокамерные машины БМ-60.

Машина с роторным барабаном (рис. 6.3.19) содержит смесительную камеру и уплотнительное устройство. При вращении барабана сухая бетонная смесь из ячеек барабана попадает в смесительную камеру, где бетон подхватывается сжатым воздухом и подается в материалопровод.

Преимущества машин с роторным барабаном — их небольшая высота, простота в управлении и непрерывность работы. Основной недостаток — интенсивный износ резиновых уплотнителей. Потребная мощность, кроме того, несколько выше, чем у камерных машин.

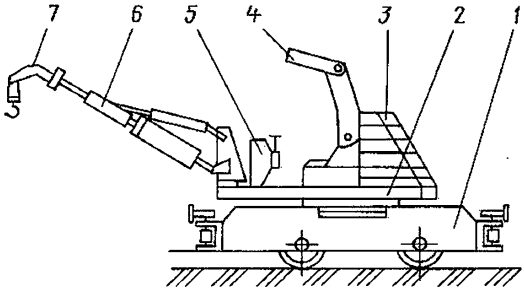


Рис. 6.3.16. Кран К-1000:
1 — ходовая тележка; *2* — поворотная платформа; *3* — маслостанция; *4* — кабина; *5* — пульт управления; *6* — стрела; *7* — захватная головка

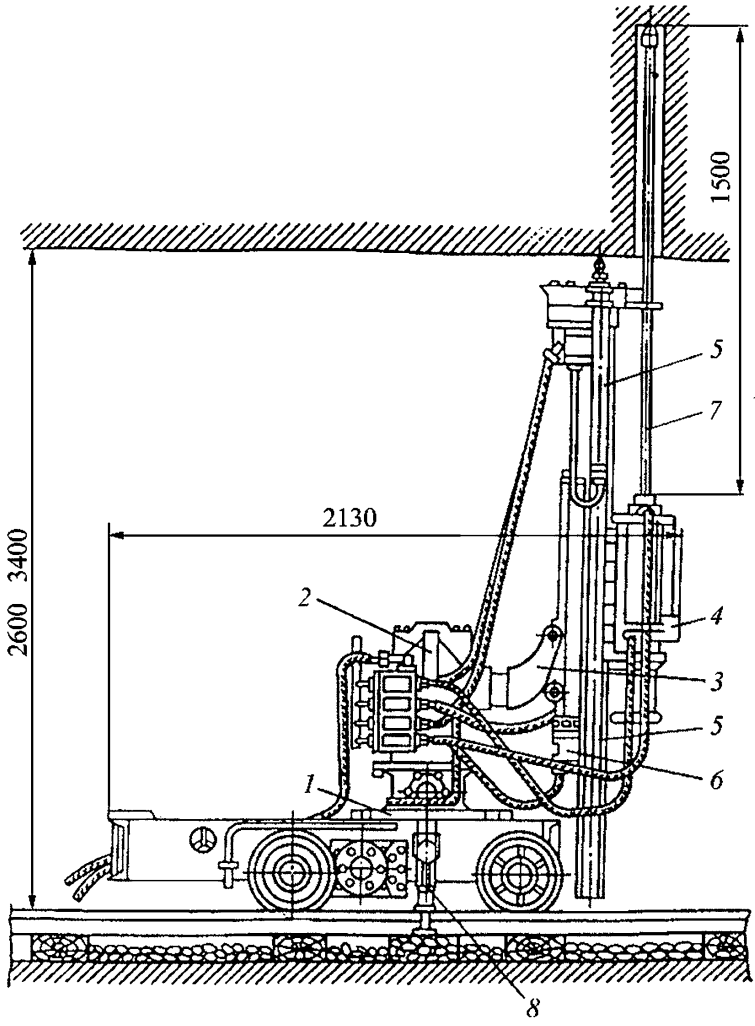


Рис. 6.3.17. Агрегат-анкеровщик АБК-2:
1 — поворотный стол; *2* — тумба; *3* — кронштейн; *4* — бурильная головка; *5* и *6* — домкраты; *7* — буровая штанга; *8* — захват

В последние годы широкое применение находят набрызгбетонные машины шнекового типа. Конструктивно их выпускают с вертикальным (ТП-3М — рис. 6.3.20) и с горизонтальным (СБС-1, НБП-1, ПБМ-1) шнеками.

Машины шнекового типа отличаются простотой конструкции и малыми габаритными размерами.

Для комплексной механизации работ при креплении горных выработок набрызгбетоном применяют различное вспомогательное оборудование. ФГУП «ЦНИИцветмет экономики и информатики» (г. Москва) разработан комплекс, состоящий из специальной вагонетки, смесителя, шнекового конвейера и машины БМ-60. В ОАО «НИПИгормаш» (г. Екатеринбург) на базе шасси ПД-8 создана самоходная машина НБК-2 для доставки сухой бетонной смеси и крепления выработок сечением 9...12,5 м^2, она может быть использована для покрытия шахтных дорог, бетонирования перемычек, доставки россыпных материалов.

Технические характеристики набрызгбетонных машин приведены в табл. 6.3.6.

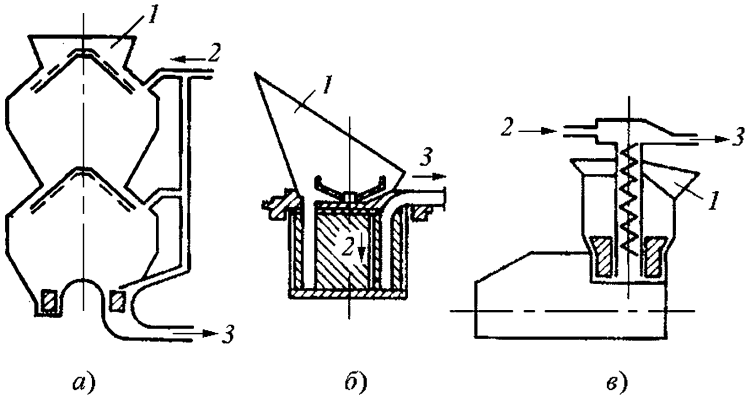


Рис. 6.3.18. Схема конструкций набрызгбетонных машин:
а — камерная; *б* — с роторным барабаном; *в* — шнековая; *1* — подача сухой смеси; *2* — подвод сжатого воздуха; *3* — подача материала к соплу

Выбор оборудования для крепления выработок. Большинство параметров крепеустановок обусловливается типом и конструкцией возводимой крепи. Грузоподъемность крепеустановщика, как правило, принимают в 1,2–1,3 раза больше массы самого тяжелого груза, монтируемого при установке крепи. Скорость монтажа элементов крепи по условиям техники безопасности не должна превышать 0,5...0,8 м/с.

Производительность крепеустановщика, рам в час, со стреловым исполнитель-

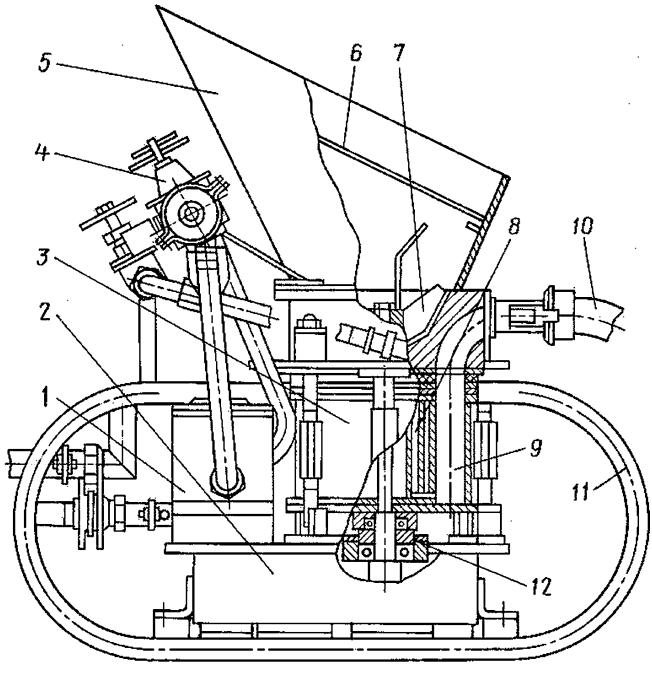


Рис. 6.3.19. Питатель ООО «НИПИгормаш» с роторным барабаном:
1 — пневмодвигатель; *2* — редуктор; *3* — барабан; *4* — пульт; *5* — бункер; *6* — сетка; *7* — ворошитель; *8* — канал подвода сжатого воздуха; *9* — смесительная камера; *10* — материалопровод; *11* — рама; *12* — уплотнительное устройство

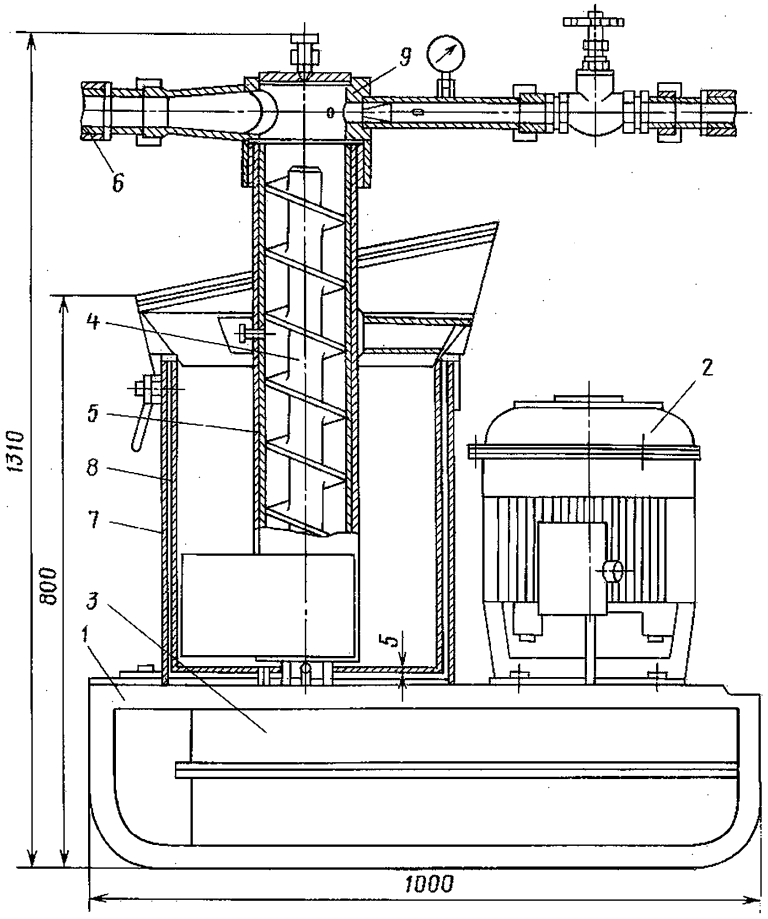


Рис. 6.3.20. Набрызгбетонная машина ТП-3М с вертикальным шнеком:
1 — рама; *2* — двигатель; *3* — редуктор; 4 — вертикальный шнек; *5* — корпус; *6* — рукав; *7* — кожух; *8* — бак; *9* — камера выдува

6.3.6. Технические характеристики набрызгбетонных машин

Параметры	БМ-60	НБП-1	НБК-2	БМ-70
Производительность по сухой смеси, м³/ч	3...4	5...6	4	5...10
Максимальная дальность подачи, м:				
по горизонтали	200	250		
по вертикали	100		50	–
Мощность двигателя, кВт	2,2	10,3	–	8...10
Максимальная крупность заполнителя, мм	25	15		20...40
Габаритные размеры, мм:				
длина	1740	3070	7200	3225
ширина	1100	1220	1700	1080
высота	1600	1630	2200	2315
Масса, кг	1000	940	–	–
Вместимость бункера, м³	–	2,5	1,45	

ным органом можно определить из выражения

$$Q_{кр} = 3600 z_{р.о} \eta_о / n_{эл} t_{эл},$$

где $z_{р.о}$ — число рабочих органов; $\eta_о$ — коэффициент одновременности работы рабочих органов; $n_{эл}$ — число элементов крепи в раме; $t_{эл}$ — время установки одного элемента крепи, с.

Одним из главных параметров оборудования, предназначенного для возведения анкеров, устанавливаемых натяжением, является их предварительное натяжение перед установкой.

Эта величина исходя из условия сохранения устойчивости укрепляемых горных пород может быть определена из выражения [7]

$$F = (1 - \chi)\rho_п a m + (\lambda_0 / \lambda_1) F_{в.р},$$

где χ — коэффициент основной нагрузки, $\chi = \lambda_1 / (\lambda_0 + \lambda_1)$; λ_0 — коэффициент податливости стержня анкера; λ_1 — то же, породы и опорного элемента; $\rho_п$ — плотность породы; a — размер стороны квадрата сетки расположения анкеров; m — мощность укрепляемой породы до сечения вероятного расслоения или образования трещин; $F_{в.р}$ — максимальная нагрузка на анкер от взрывных работ.

Основными параметрами набрызгбетонных машин, от которых зависит эффективность их работы, являются: расход и давление сжатого воздуха на транспортирование бетонной смеси, объемная концентрация смеси в материалопроводе, производительность, давление набрызгбетонной струи, расход и давление воды для затворения набрызгбетона. У самоходных транспортно-набрызгбетонных машин определяющее значение имеют эксплуатационная производительность и объем бункера для доставки бетонной смеси.

Для исключения пробкообразования в трубопроводе рациональная скорость транспортирующего воздуха должна быть в 1,2—1,5 раза больше скорости витания самых крупных транспортируемых частиц сухой смеси бетона. При этом бóльшие значения скоростей воздуха следует принимать при повышенной влажности смеси и содержании крупной фракции заполнителя > 10 %. Необходимые скорости воздуха, определенные из условия превышения скорости витания самых крупных частиц смеси, при плотности крупных (5...20 мм) частиц смеси 1,9...3 т/м^3 составляют 18...54 м/с.

6.3.5. СИСТЕМЫ ПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Проходческие комплекты. Основными классификационными признаками проходческих комплектов являются угол наклона горных выработок и способ их проведения.

По углу наклона горных выработок проходческие комплекты подразделяют на три группы: для проведения горизонтальных выработок (угол наклона оси выработки до 3°), наклонных (угол наклона 3...50°) и вертикальных выработок (угол наклона оси > 50°).

По способу проведения выработок проходческие комплекты классифицируют на комплекты для проведения выработок буровзрывным, комбайновым и щитовым способами (рис. 6.3.21). В отдельную группу могут быть выделены установки для бурения вертикальных стволов и стволовые проходческие комбайновые комплекты.

Компоновочную схему буропогрузочного проходческого комплекта определяют гор-

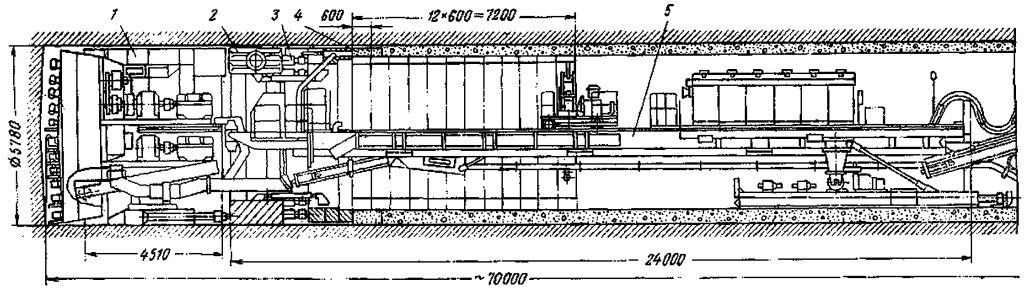


Рис. 6.3.21. Щитовой проходческий комплекс ТЩБ-3:
1 — щит; *2* — распорное кольцо; *3* — домкрат; *4* — растворонагнетатель; *5* — транспортный мост

но-геологическими условиями. Рекомендуемые виды оборудования для различных условий проведения выработок представлены в табл. 6.3.7.

Применяют несколько технологических схем организации работ при комбайновой проходке, различных по способам транспортирования разрушенной горной массы из забоя, а именно:

- транспортирование конвейером — разборным, телескопическим;
- то же, вагонетками — по рельсовому пути, самоходными вагонетками;
- работу в комплексе с погрузочной машиной;
- скреперование разрушенной и выданной комбайном из забоя горной массы.

Проходческие щитовые комплекты применяют в сложных горно-геологических условиях, где требуется сплошное крепление проводимой выработки.

Выбор параметров оборудования комплектов. Выбор параметров проводят на основе технологического согласования машин и оборудования по размерам рабочих зон и производительности исходя из продолжительности проходческого цикла [30, 31].

Продолжительность работы последовательно работающих машин, выполняющих определенный объем выработки $V_{с.п}$,

$$T_{с.м} = V_{с.п}/Q_б + V_{с.п}/Q_п + V_{с.п}/Q_{к.у},$$

где $V_{с.п}$ — объем работ, выполняемый системой последовательно работающих машин, м^3/см; $Q_б$, $Q_п$, $Q_{к.у}$ — соответственно производительности бурильной, погрузочной и крепеустановочной машин, м^3/ч.

Когда уборка и крепление частично совмещены и выполняются после операции бурения, общую теоретическую производительность системы буровзрывного действия находят из выражения

$$Q = Q_б T_{с.м}/(K_п + Q_п/Q_{к.у}),$$

где $K_п$ — коэффициент влияния погрузочной машины на общую производительность буровзрывного проходческого комплекта.

Нарезные комплексы предназначены для проведения нарезных (вспомогательных) выработок на пологих пластах. В состав комплекса входят: нарезной комбайн, перегружатель, домкраты передвижки с распорными стойками и электрооборудование. Техническая характеристика комплекса КН приведена ниже.

Техническая характеристика нарезного комплекса КН

Пределы регулирования высоты исполнительного органа, мм:	
нижний	630
верхний	1170
Величина опускания исполнительного органа ниже уровня почвы, мм	50
Скорость:	
резания, м/с	1,61
подачи на забой, м/мин	0...0,17
Номинальная сила подачи на забой, кН	130
Суммарная номинальная мощность электропривода, кВт	53
Масса комплекса, кг	2600

Проходческие комплексы оборудования включают в свой состав проходческий комбайн или щит; средства транспортирования отбитой горной массы (перегружатели, конвейерный или рельсовый транспорт); временную крепь; оборудование для возведения постоянной крепи.

В табл. 6.3.8 приведены характеристики проходческих комбайновых комплексов.

Проходческие щитовые комплексы в зависимости от вида крепи подразделяются на:

- комплексы для проведения выработок со сборной крепью;
- то же, с монолитно-прессованной бетонной крепью.

В табл. 6.3.9 и 6.3.10 даны характеристики щитовых комплексов.

Выбор параметров оборудования проходческих комплексов. Производительность системы горнопроходческих машин с кинематическими связями характеризуется равенством производительностей всех машин. При изменении условий эксплуатации в пределах области применения функциональных машин производительности их будут различаться. Поэтому производительность системы ограничивается производительностью лимитирующей машины:

$$Q_с = \min(Q_к; Q_{п.г}; Q_{к.у}),$$

где $Q_к$; $Q_{п.г}$; $Q_{к.у}$ — производительности соответственно проходческого комбайна (щита), перегружателя и крепеустановочной машины.

В идеальном случае все операции технологического процесса в системе выполняются

6.3.7. Рекомендуемые составы буропогрузочных проходческих комплектов

Вид забоя, последовательность выемки	Площадь сечения выработки в свету, м^2	Коэффициент крепости		Угол наклона выработки, град	Основное проходческое оборудование		
		угля	породы		Средства погрузки (погрузочная машина)	Средства бурения и выемки угля	Средства транспортирования горной массы
Угольный	7,9/10,6	1,5...2	–	0 (горизонтальная)	1ПНБ2	Ручные сверла типа СЭР	Вагонетки УВГ2,5; лебедка ЛП1
	12,1/15,5						Конвейер С53; перегружатель ГШ2; вагонетки УВГ2,5; лебедка ЛП1
Смешанный, совместная выемка угля и породы	7,9/10,6		4...6			Ручные сверла типа СЭР и колонковые СЭК1 (ЭБГ)	Вагонетки УВГ2,5; лебедка ЛП1
	12,1/15,5						Конвейер С53; перегружатель ГШ2; вагонетки УВГ2,5; лебедка ЛП1
Смешанный, раздельная выемка угля и породы	7,9/10,6				ППН1С	Перфораторы ПР24Л, отбойные молотки МО9У	
Породный	12,1/15,5	–			1ПНБ2	Колонковые сверла СЭК1 (ЭБГ)	Вагонетки УВГ2,5; лебедка ЛП1
			9...11		2ПНБ2П	Навесное бурильное оборудование НБ1П	Перегружатель ППЛ1П; вагонетки УВГ2,5; маневровая тележка

6.3.8. Технические характеристики проходческих комбайновых комплексов

Параметр	КРТ	«Союз-19У»	Wirth (Германия) TBSV-576
Диаметр исполнительного органа, м	4,75	5	5,76
Мощность двигателей, кВт:			
исполнительного органа	264	640	1250

комплекса	550	900	1890
Сила подачи, кН	–		35000
Техническая производительность, м/ч	0,8...1,1	0,8...2,6	–
Длина комплекса, м	22	45	150
Масса комплекса, т	130	280	–

6.3.9. Техническая характеристика щитовых комплексов со сборной крепью

Параметр	КЩ-2,1Б	КЩ-2,6Б	КЩ-2,6БП	КЩ-3,2Б	КЩ-3,2БР	КЩ-4БП	КЩ-5,2Б	КТ1-5,6	КМ-19
Тип щита	ПЩМ-2,1	ПЩМ-2,6		ПЩМ-3,2		ПЩМ-4	ПЩМ-5,2	ПЩМ-5,6	ЩМ-17
Диаметр щита, м	2,1	2,6		3,2		4,03	5,2	5,6	
Ширина кольца сборной крепи, мм	700			800		750	1000		
Техническая производительность комплекса при благоприятных горно-геологических условиях:									
м/смену	6,3			6,4		5,25	3; 5	6; 5,5	4,2
$м^3$/смену	22	33,5		50		6,6	64; 107	150; 136	104
Длина комплекса, м	14	20,3	20,7	26,8	25,7	44,3	47	39,4; 45,4	40
Общая установленная мощность, кВт	25	54	37	98,5	187,5	100	324	390; 374	180
Способ подачи блоков крепи под крепеукладчик	Лебедка, рольганг			Рычажный крепесъемник		Электротельфер, рольганг	Электротельфер, рольганг с толкателем	Электрическая тележка, рольганг	Гидравлический перестановщик
Число путей на передвижной платформе	1			2					
Масса комплекса, т	25,4	36,5	31	52,7	56,2	81	206	258; 260	195

6.3.10. Технические характеристики щитовых комплексов типа ТЩБ с монолитно-прессованной бетонной крепью

Параметр	ТЩБ-1	ТЩБ-2	ТЩБ-3	ТЩБ-6	ТЩБ-7
Область применения	Неводоносные нескальные породы	Неводоносные глины, мергели, известняки	Неводоносные глины, сланцы, известняки и другие породы	Нескальные породы, глины, водонасыщенные породы с применением кессонного способа работ при давлении	Неводоносные нескальные породы, размером включений до 200 мм при механизированной разработке забоя
Тип щита	ЩБ-1	ЩН-1	ММЩ-1	ЩБ-6	ЩБ-7
Диаметр щита, м	4,1	5,7	5,8	2,6	5,9
Внутренний диаметр сооружаемого тоннеля, м	3,5	5,1		2,2	5,2
Схема прессования бетонной смеси	Реактивной силой щитовых домкратов	Прессующими домкратами распорного кольца		Реактивной силой щитовых домкратов	
Величина заходки возведения крепи, мм	600			400	600
Длина комплекса, м	39,2	66	67	27	63,7
Вместимость вагонеток, $м^3$	1,3	1,5		0,8	1,5
Способ перемещения вагонеток по передвижной платформе	Электровозом			Вручную	Электровозом
Общая установленная мощность, кВт	73	480	730	24	224
Общая масса, т	150	470	635	485	420
Техническая производительность при благоприятных горно-геологических условиях:					
м/смену	2,4	1,8		1,6	2,4
$м^3$/смену	32	48		8,5	65

одновременно одним или несколькими рабочими органами. Производительность системы соответствует производительности определяющего рабочего органа или машины:

$$Q_c = Q_{опр.}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Байконуров О.А., Филимонов А.Т., Калошин С.Г.** Комплексная механизация подземной разработки руд. М.: Недра, 1981. 264 с.

2. **Бесцепные** системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н. Семенов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер, А.Г. Кузьмин. М.: Недра, 1988. 315 с.

3. **Бритарев В.А., Замышляев В.Ф.** Горные машины и комплексы. М.: Недра, 1984. 344 с.

4. **Вороновский К.Ф., Пухов Ю.С., Шелоганов В.И.** Горные, транспортные и стационарные машины. М.: Недра, 1985. 261 с.

5. **Гетопанов В.Н., Гудилин Н.С., Куренев Л.А.** Горные и транспортные машины и комплексы: учеб. для вузов. М.: Недра, 1991. 304 с.

6. **Гетопанов В.Н., Рачек В.М.** Проектирование и надежность средств комплексной механизации. М.: Недра, 1986. 246 с.

7. **Донченко А.С., Донченко В.А., Соснин А.А.** Справочник механика рудной шахты: В 2 кн. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1991. 238 с.

8. **Инструменты** и машины выемочных и проходческих комплексов: межвуз. сб. Новочеркасск: Новочеркаск. политехн. ин-т. 1983. 291 с.

9. **Каварма И.И., Дидок А.В.** Средства механизации рудных шахт: справочник. Киев: Техніка, 1989. 176 с.

10. **Кораблев А.А., Скрипка В.Л.** Устройство, эксплуатация и ремонт шахтного оборудования. М.: Недра, 1981. 359 с.

11. **Крапивин М.Г., Раков И.Я., Сысоев Н.И.** Горные инструменты. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 256 с.

12. **Лошак М.Г.** Прочность и долговечность твердых сплавов. Киев: Наукова думка, 1984. 187 с.

13. **Машины** и комплексы оборудования для очистных и проходческих работ: каталог-справочник / В.И. Парамонов, А.И. Соколов, А.Д. Лебедев и др. М.: ЦНИЭИуголь, 1978. 173 с.

14. **Машины** и оборудование для угольных шахт / В.Н. Хорин, Е.В. Зеленина, А.И. Соколов, А.А. Сурков. М.: Недра, 1979. 251 с.

15. **Методика** испытаний резцов на прочность при динамическом приложении нагрузки. М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1984. 211 с.

16. **Методика** определения параметров и сил разрушения на исполнительных органах проходческих комбайнов бурового типа: мезвуз. сб. Донецк: Донецк. политехн. ин-т, 1981. 293 с.

17. **Методика** расчета показателей процесса статического скалывания межщелевых породных целиков и типа скалывающего инструмента. М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1987. 183 с.

18. **Методика** расчета резцов на прочность и долговечность. М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1986. 296 с.

19. **Нанаева Г.Г., Нанаев А.И.** Горные машины и комплексы для добычи руд. М.: Недра, 1982. 256 с.

20. **Оборудование** для очистных и проходческих работ: каталог. М.: ЦНИЭИуголь, 1986. 338 с.

21. **Петрухин П.М., Гродель Г.С., Жиляев Н.И., Неустроев В.Н.** Борьба с угольной и породной пылью в шахтах. М.: Недра, 1981. 217 с.

22. **Проектирование** и конструирование горных машин и комплексов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов, В.А. Межаков. М.: Недра, 1988. 368 с.

23. **Солод В.И., Зайков В.И., Перов К.М.** Горные машины и автоматизированные комплексы. М.: Недра, 1981. 503 с.

24. **Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М.** Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. М.: Недра, 1982. 350 с.

25. **Сафохин М.С., Александров Б.А., Нестеров В.И.** Горные машины и оборудование: Учеб. для вузов. М.: Недра, 1995. 463 с.

26. **Соколов А.И., Теплицина А.А.** Горношахтное оборудование. Номенклатурный справочник. М.: ЦНИЭИуголь, 1984. 219 с.

27. **Справочник** механика угольной шахты / А.И. Пархоменко, В.И. Остапенко, И.М. Митько, М.А. Кедров, Г.Г. Седых. М.: Недра, 1985. 425 с.

28. **Твердосплавные** изделия для армирования горного инструмента: каталог. М.: ЦНИИцветмет экономики и информации, 1984. 97 с.

29. **Титиевский Е.М., Русихин В.И.** Машины и механизмы горных предприятий. М.: Недра, 1980. 263 с.

30. **Тургель Д.К.** Горные машины и оборудование подземных разработок: учеб. пос. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2007. 302 с.

31. **Яцких В.Г., Имас А.Д., Спектор Л.А.** Горные машины и комплексы. М.: Недра, 1974. 341 с.

32. **ГОСТ Р 52152–2003.** Система показателей качества продукции. Крепи механизированные для лав. Номенклатура показателей. М.: Изд-во стандартов, 1986. 274 с.

33. **Докукин А.В., Коровкин Ю.А., Яковлев Н.И.** Механизированные крепи и их развитие. М.: Недра, 1984. 196 с.

34. **Зурабишвили И.И., Матарадзе Э.Д., Коиава А.В.** Особенности работы механизированных крепей, применяемых при взрывной отбойке руды // Взаимодействие механизированных крепей с боковыми породами: вопросы горного давления. Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1985. Вып. 43. С. 65–67.

35. **Каталог** обобщенных показателей и характеристик взаимодействия мехкрепей с боковыми породами по классам условий. Л.: ВНИМИ (НИИ горной геомеханики и маркшейдерского дела), 1987. 100 с.

36. **Клишин В.И.** Адаптация механизированных крепей к условиям динамического нагружения. Новосибирск: Наука, 2002. 200 с.

37. **Ковшовые** погрузочно-транспортные машины / П.А. Корляков, Г.С. Кордюков, Ю.Н.Павлов, Г.А. Рожков. М.: Недра, 1990. 200 с.

38. **Коровкин Ю.А.** Механизированные крепи очистных забоев / под ред. Ю.Л. Худина. М.: Недра, 1990. 430 с.

39. **Крепление** и управление кровлей в комплексно-механизированных очистных забоях / А.А. Орлов, С.Г. Баранов, Б.К. Мышляев. М.: Недра, 1993. 284 с.

40. **Липовой А.И.** Ковшовые погрузочно-транспортные машины на подземных рудниках. М.: Недра, 1988. 200 с.

41. **Матвеев В.А., Литвиненко С.С.** Состояние и развитие струговых комплексов в СССР и за рубежом. М.: ЦНИЭИуголь, 1988. 124 с.

42. **Механизация** взрывных работ: справ. пос. / А.М. Бейсебаев, И.Е. Ерофеев, А.А. Егупов, Г.В. Буров. М.: Недра, 1992. 272 с.

43. **Музгин С.С.** Погрузка руды самоходными машинами. Алма-Ата: Наука КазССР, 1984. 224 с.

44. **Мышляев Б.К.** Состояние и направления развития комплексной механизации очистных работ на пологих пластах угольных шахт СССР: обзор / М., ЦНИЭИуголь. 1990. 68 с.

45. **ОСТ 12.44.258-84.** Комбайны очистные. Выбор и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика. М.: Гипроуглемаш, 1984. 286 с.

46. **Позин Е.З., Меламед В.З., Тон В.В.** Разрушение углей выемочными машинами. М.: Недра, 1984. 288 с.

47. **Развитие** техники для подземной добычи угля, калийных и марганцевых руд / В.Н. Хорин, Ю.Г. Аксенов, Я.С. Брук, Д.В. Кох. М.: Недра, 1985. 196 с.

48. **Расширение** технологических возможностей механизированных крепей / Б.А. Александров, А.Н. Коршунов, А.И. Шундулиди, С.С. Горбунов. Кемерово: Фил. изд-ва Томского ун-та при Кемеровском ун-те, 1991. 372 с.

49. **Топорков А.А.** Машинист горных выемочных машин. М.: Недра, 1991. 174 с.

50. **Тургель Д.К.** Горные машины и оборудование подземных разработок: учеб. пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2007. 302 с.

51. **Фролов Б.А., Клишин В.И., Верин В.С.** Методы повышения адаптивности механизированных крепей. Новосибирск: Наука. СО РАН, 1983. 109 с.

52. **Хорин В.Н.** Расчет и конструирование механизированных крепей. М.: Недра, 1988. 261 с.

53. **Грабчак Л.Г., Несмотряев В.И., Гурин А.М.** Горно-проходческие машины и комплексы: учеб. для вузов. М.: Недра, 1990. 336 с.

54. **Крылов В.Ф., Базер Я.И.** Семейство горно-проходческих комбайнов ГПКС. М.: Экспресс-информация ЦНИЭИуголь, 1981. 87 с.

55. **Малевич Н.А.** Горно-проходческие машины и комплексы: учеб. для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1980. 384 с.

56. **Одинец С.И., Циферблат В.Л.** Совершенствование конструкций машин для бурения восстающих выработок за рубежом. Горное оборудование. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981. 31 с.

57. **Проектирование** и расчет проходческих комплексов / В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов, А.Ф. Эллер, В.С. Белоконь. Новосибирск: Наука СО РАН, 1987. 372 с.

58. **Скоробогатов С.В., Куколь В.В.** Горно-проходческие и строительные машины. М.: Недра, 1985. 284 с.

Раздел 7
ДРОБИЛКИ

Глава 7.1
ЩЕКОВЫЕ ДРОБИЛКИ

7.1.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Щековые дробилки (ЩД) работают по принципу раздавливания (рис. 7.1.1, *а*) и частично изгиба (рис. 7.1.1, *б*) между двумя щеками, одна из которых обычно неподвижна, а другая подвижна (качающаяся). Их разделяют на два кинематических класса: с простым (ЩДП) и сложным (ЩДС) движением подвижной щеки. Последняя подвешена на шарнирной оси или эксцентриковом валу и совершает качания, то приближаясь к неподвижной щеке, то удаляясь от нее. Исходный материал загружается в пространство между щеками сверху. При сближении щек материал дробится (раздавливается), а при отходе подвижной щеки разгружается вниз.

Крупность дробленого продукта ЩД определяется шириной разгрузочной щели (минимальным расстоянием между щеками).

Дробилки с простым движением подвижной щеки (ЩДП). У дробилок этого класса траектории движения точек подвижной щеки представляют собой прямые линии или части дуги окружности. ЩДП различаются между собой приводным механизмом и способом подвешивания подвижной щеки: с верхним подвесом и нижней шарнирной опорой (рис. 7.1.2, *а, б*). Движение щека получает от эксцентрикового вала через передаточный механизм. Широкое промышленное распространение получили дробилки с верхним подвесом подвижной щеки, а дробилки с нижней шарнирной опорой изготовляют только для лабораторных исследований.

Важным преимуществом ЩДП является обеспечение больших значений дробящей силы в верхней части камеры дробления (рычаг второго рода), что важно при дроблении кусков больших размеров, но при этом вращающие части механизма воспринимают незначительную часть этих нагрузок. Ценно и то, что малая вертикальная составляющая хода сжатия не вызывает больших сил трения между дробящими плитами и дробимым материалом. Это увеличивает срок службы плит. Недостатком ЩДП является малый ход сжатия (особенно вертикальная составляющая), что не позволяет интенсифицировать процесс дробления по всей высоте камеры дробления.

В дробилках со сложным движением подвижной щеки (ЩДС). Щека шарнирно подвешена на эксцентриковом приводном валу (рис. 7.1.2, *в*). Нижняя часть подвижной щеки шарнирно соединена с распорной плитой. У дробилок этой группы траектории движения точек подвижной щеки представляют собой замкнутые линии (эллипсы). Совершая такие движения, подвижная щека развивает не только раздавливающие, но и истирающие силы, направленные вниз по ходу разгрузки дробилки. С одной стороны, это положительно влияет на дробление и разгрузку, с другой — приводит к быстрому износу футеровок, особенно при дроблении прочных материалов. Холостой ход ЩДС занимает только 1/4 оборота коленчатого вала, остальную часть занимает рабочий ход, что увеличивает производительность по сравнению с ЩДП. Недостатком ЩДС является и то,

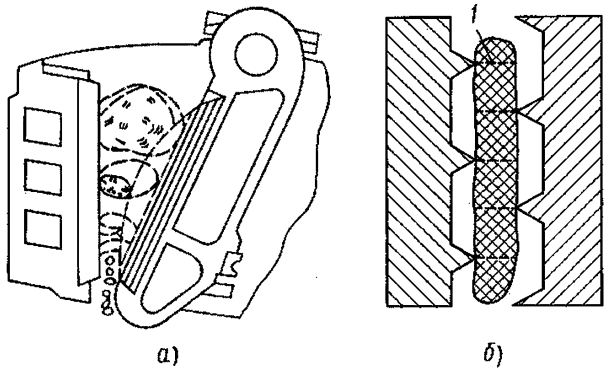


Рис. 7.1.1. Схема дробления ЩД:
а — плоская футеровка; *б* — ребристая футеровка; *1* — сечения, по которым происходит изгиб или срез дробимого куска

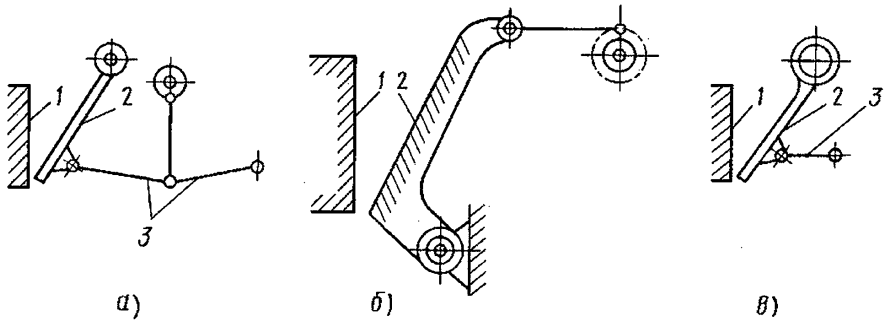


Рис. 7.1.2. Кинематические схемы ЩД:
а — ЩДП с верхним подвесом щеки; *б* — ЩДП с нижней опорой щеки; *в* — ЩДС с верхним подвесом щеки; *1* — неподвижная щека; *2* — подвижная щека; *3* — распорная плита

что сила дробления полностью передается на эксцентрик коленчатого вала, что затрудняет производство больших дробилок и использование такой схемы для крупного дробления.

Имеются и другие кинематические схемы дробилок, например дробилка ЩДС с двумя подвижными щеками. В таких дробилках взаимное перемещение плит по вертика-

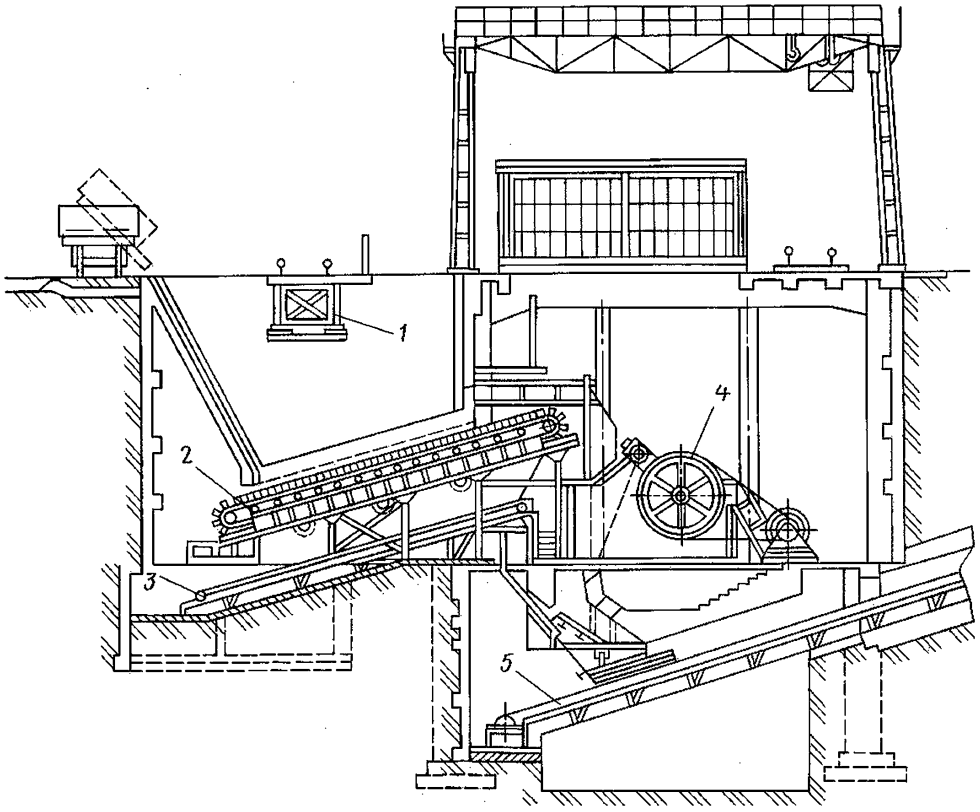


Рис. 7.1.3. Установка ЩД:
1 — приемная воронка; *2* — пластинчатый питатель; *3* — ленточный конвейер для просыпающейся мелочи; *4* — ЩД; *5* — ленточный конвейер

ли практически отсутствует. Эта схема усложняет конструкцию и снижает надежность дробилки в целом.

С учетом особенностей схем ЩДП рекомендуются в основном для крупного дробления высокопрочных материалов, а ЩДС — для среднего и мелкого дробления материалов средних прочности и абразивности.

Общие преимущества ЩД: простота конструкции, ухода и ремонта, надежность в работе, дешевизна, незначительная высота и небольшая масса. Общие недостатки: наличие холостого хода в процессе дробления: большие качающиеся массы, что вызывает неровный ход, удары и шум; необходимость применения маховиков значительной массы и соответствующего фундамента.

На обогатительных фабриках ЩД обычно применяют для крупного дробления. Для приема прибывающей на фабрику руды сооружают приемные воронки или бункера небольшой вместимости (рис. 7.1.3). Из приемного устройства в дробилку руда подается равномерно пластинчатым питателем. Иногда перед дробилкой устанавливают колосниковый грохот. Пластинчатый питатель подает руду на грохот, и в дробилку поступает только надрешетный продукт. Дробленый продукт обычно разгружается из дробилки на ленточный конвейер, который транспортирует его к месту следующей стадии дробления. Современные дробилки также допускают возможность пуска под завалом, и тогда схема установки дробилки может быть проще.

ЩД устанавливают на фундаментах, не связанных с фундаментами здания. Вибрации и сотрясения дробилки, неизбежные при ее работе, не должны передаваться зданию.

Максимальная степень дробления, которую можно достичь в ЩД, равна 8. Обычно дробилки работают при степенях дробления 3...4. Для дробилок, функционирующих при степени дробления 6, расход электроэнергии на дробление колеблется от 0,3 до 1,3 кВт·ч/т.

Характеристику крупности продукта дробления определяют свойствами дробимого материала и прежде всего его прочностью. Типовые характеристики крупности дробленого продукта ЩД, по К.А. Разумову, приведены на рис. 7.1.4.

По оси абсцисс отложена крупность кусков в долях максимальной ширины разгрузочного отверстия и по оси ординат — суммарный выход классов «по плюсу». Характеристики даны для мягких *3*, средней твердости *2* и твердых *1* руд. Они относятся к продукту дробления тщательно отгрохоченного материала, т.е. не содержащего кусков меньше ширины разгрузочного отверстия.

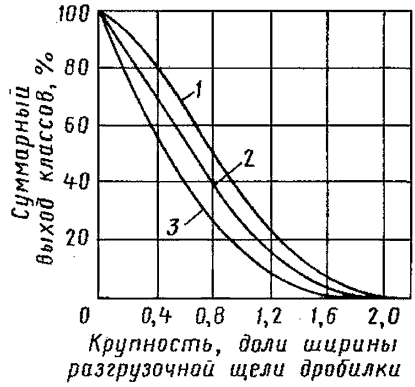


Рис. 7.1.4. Типовые характеристики крупности дробленого продукта ЩД:
1 — твердые руды; *2* — руды средней твердости; *3* — мягкие руды

7.1.2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, КОНСТРУКЦИИ ЩД

Конструкция ЩДП. Корпус или станина дробилки с верхним подвесом и простым движением щеки образуется передней *1*, задней *2* и двумя боковыми *3* стенками (рис. 7.1.5). Станина может быть литая или сварная, разборная или неразборная. Передняя стенка является неподвижной щекой. Подвижная щека *4* подвешена на оси *5*, опирающейся на два подшипника, которые установлены в боковых стенках станины.

Ось *5* размещается выше загрузочного отверстия. Внутренняя поверхность передней и боковых стенок корпуса, а также подвижная щека, представляющие собой рабочее пространство дробилки, футеруются сменными плитами *6* из марганцовистой стали или закаленного чугуна. Получает движение подвижная щека *4* от коленчатого (эксцентрикового) вала, опирающегося на коренные подшипники установленные в станине.

На эксцентрик вала *7*, надета головка шатуна *8*, получающего при вращении вала возвратно-поступательное движение в вертикальном направлении. В гнездах шатуна находятся

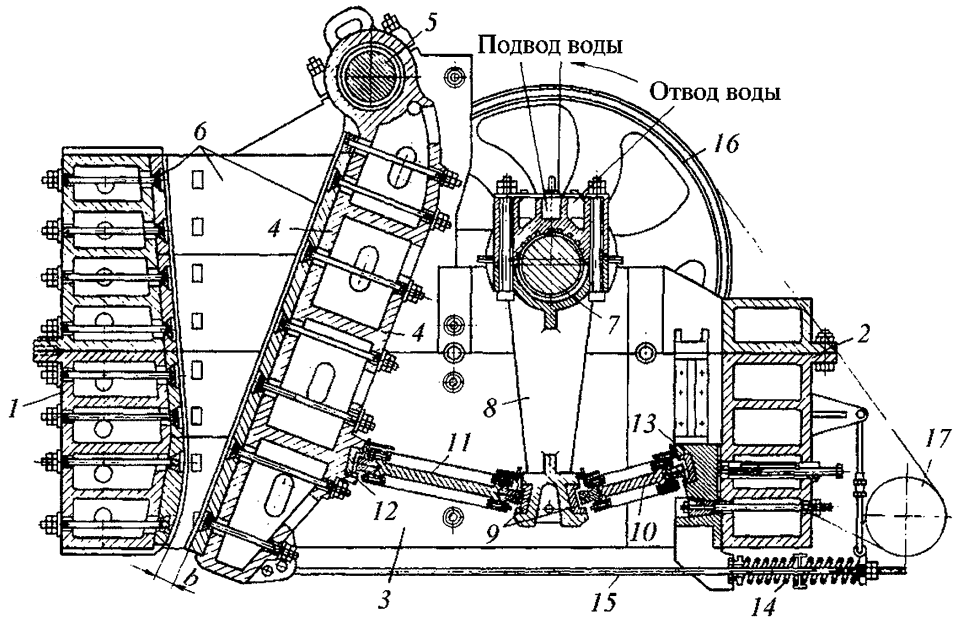


Рис. 7.1.5. Щековая дробилка ЩДП 15×21

вкладыши *9*, в которые свободно вставлены концы распорных плит *10* и *11*. Другой конец передней распорной плиты вставлен во вкладыш *12*, размещенный в гнезде подвижной щеки, а задней плиты — во вкладыш в гнезде на упорной детали *13*, закрепленной на задней стенке станины *2*.

При ходе шатуна вверх угол между распорными плитами увеличивается и подвижная щека приближается к неподвижной. Дробление материала происходит путем раздавливания и частично посредством изгиба и сдвига. Последние виды деформации обусловлены тем, что футеровочные плиты имеют ребристую поверхность и выступы на плите подвижной щеки расположены против впадин плиты неподвижной щеки. В новых конструкциях с целью повышения производительности дробилок и уменьшения износа футеровок последние выполняют с выпуклым профилем. Боковые стенки корпуса дробилки футеруются гладкими плитами. При ходе шатуна вниз подвижная щека отходит от неподвижной под действием силы тяжести и буферной пружины *14*, которая связана тягой *15* с подвижной щекой. Происходит разгрузка дробленого продукта.

Изменение ширины разгрузочного отверстия осуществляют регулировочными клиньями или заменой распорных плит. Для выравнивания нагрузок на валу *7* насажены два маховика *16*. Один из них является шкивом клиноременной передачи. ЩД приводятся в движение от электродвигателя *17* с помощью клиноременной передачи, фрикционных муфт или муфты обгона и микропривода.

Коренные подшипники и подшипники головки шатуна смазываются жидкой смазкой, а подшипники подвижной щеки и вкладыши в гнездах распорных плит — консистентной. Жидкое масло поступает в подшипники от автоматической станции, состоящей из бака — отстойника масла, масляного насоса, электродвигателя, фильтра-холодильника и контрольно-измерительной аппаратуры (температурного реле, реле давления, манометра и др.). Консистентная смазка подается по трубам от автоматической или ручной станции смазки.

При трехступенчатом пуске дробилки вначале приводится во вращение маховик, затем его движение передается при помощи муфты приводному валу дробилки и, наконец, начинает вращаться второй маховик. Сцепление маховиков с валом происходит посредством муфт, которые устанавливают на обоих концах эксцентрикового привода. При пуске с

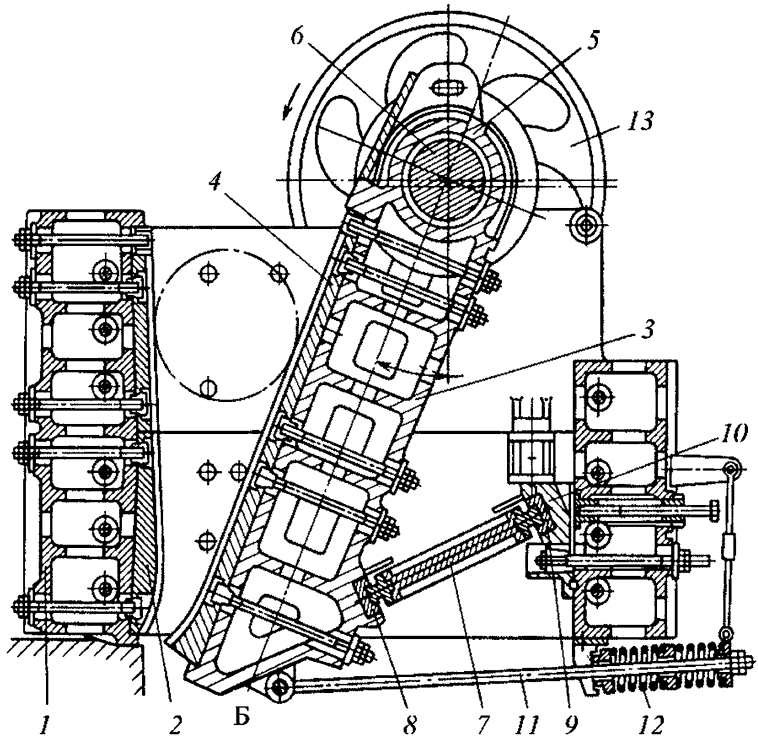


Рис. 7.1.6. ЩД со сложным качанием щеки типа ЩДС

помощью фрикционных муфт и микропривода муфта обгона соединяет вал ведущего клиноременного шкива главного привода с выходным валом редуктора микропривода. При этом последний медленно вращает муфту обгона, которая, заклиниваясь, вращает вал ведущего шкива. После того как эксцентриковый вал пришел в движение, с выдержкой 20...40 с включается главный электродвигатель и дробилка начинает работать. При наличии микропривода с муфтой обгона фрикционные муфты на эксцентриковом валу дробилки выполняют роль предохранительного устройства. Применение микропривода позволяет пускать дробилку под завалом.

Конструкция ЩДС. Неподвижная щека является частью станины *1* дробилки (рис. 7.1.6), которая футерована дробящими плитами (футеровками) *2*. Подвижная щека *3* с футеровками *4* с помощью коренного подшипника *5* подвешена на эксцентриковом валу *6*. Распорная плита *7* одним концом опирается на вкладыш *8* подвижной щеки, а другим — на вкладыш *9* заднего клина *10*. Изменением положения клина *10* в вертикальной плоскости регулируют ширину выходной щели дробилки.

На отечественных дробилках управлять регулировочным устройством можно как вручную, так и с помощью электродвигателя, позволяющего управлять шириной выходной щели в автоматическом режиме. Необходимый контакт между подвижной щекой и распорной плитой обеспечивается тягой *11* с пружиной *12*, натяжение которой регулируется гайкой. Эксцентриковый вал *6* приводят в движение от электродвигателя посредством клиноременной передачи. Массивные маховики *13* являются шкивами клиноременной передачи и служат для выравнивания нагрузок [1].

ЩД с двумя подвижными щеками (рис. 7.1.7) предназначена для дробления материалов высокой прочности крупностью до 210 см. Она состоит из станины *1*, щеки *2* с валом и шкивом, щеки *3* с валом и приводом. Стенки рабочего пространства футерованы плитами из марганцовистой стали. Ширину выходной щели регулируют винтовым механизмом с трещоткой. Синхронность движения щек дости-

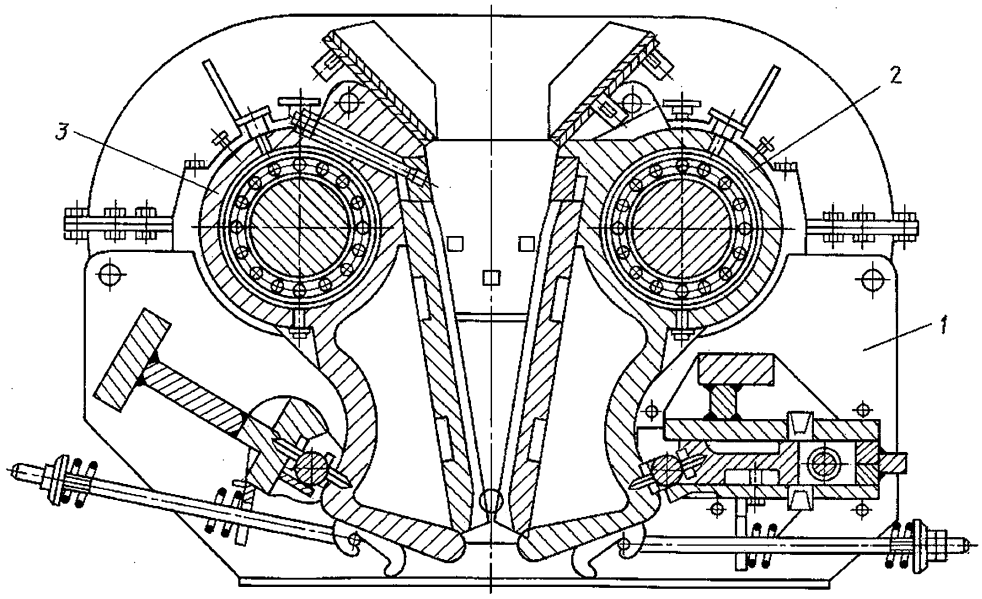


Рис. 7.1.7. ЩД с двумя подвижными щеками

гается благодаря зубчатой передаче. Дробилка оборудована предохранительным устройством [2].

ЩД с двумя подвижными щеками имеет следующие особенности: принудительную разгрузку материала и высокую скорость вращения эксцентриковых валов, обеспечивающую повышенную производительность; большую частоту и динамичность приложения нагрузки, которая способствует увеличению степени дробления материала; полную уравновешенность сил инерции рабочих звеньев; характер движения щек, практически исключающий истирание материала футеровок.

Есть у этих дробилок и ряд недостатков. Они связаны с проблемами при пуске дробилки под завалом и ее защите при прохождении через рабочее пространство недробимого тела. Синхронизирующий механизм усложняет конструкцию дробилки, что приводит к удорожанию эксплуатации и снижению надежности.

Вибрационная ЩД. На основе фундаментальных исследований в области физики твердого тела и теории колебаний созданы вибрационные ЩД, свободные от ряда недостатков традиционных эксцентриковых дробилок. Главные преимущества таких машин — повышение качества щебня (кубовидность в пределах 85... 92 %) и снижение выхода отсевов по классу крупности 0,5 мм до уровня 20...28 %. Традиционная ЩД имеет степень дробления ~4, а виброщековая — изменяемую степень дробления в пределах 15 (по средневзвешенной крупности) [7].

Конструктивные схемы виброщековых дробилок можно разбить на несколько групп: инерционные ЩД с одной подвижной щекой; вибрационные ЩД с двумя подвижными щеками; вибрационные ЩД с тяжелым корпусом и маятником; ЩД с вибратором на корпусе; многокамерные вибрационные ЩД; вибрационные ЩД с волноводами.

Наибольшее распространение получили вибрационные дробилки с двумя подвижными щеками. Они бывают с вращательными (маятниковыми) колебаниями дробящих щек и с прямолинейными колебаниями дробящих щек.

Рассмотрим конструкцию вибрационной дробилки с вращательными колебаниями дробящих щек. Особенность такой дробилки — наличие узла подвеса, к которому крепится верхний или нижний конец подвижной щеки. При этом щеки подвешивают на осях с опорами в виде подшипников, торсионов или сайлент-блоков.

Две подвижные щеки *1* приводятся в колебательное движение дебалансными вибраторами *2* (рис. 7.1.8). Подвижные щеки смонтированы на раме *3* на упругих подвесах *4*. Деба-

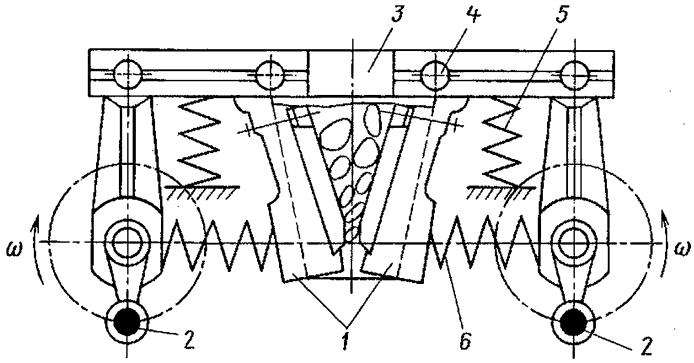


Рис. 7.1.8. Конструктивная схема вибрационной ЩД:
ω — угловая скорость

лансные вибраторы связаны со щеками через упругие элементы *6*, срезающие пиковые нагрузки, передающиеся на привод. Вся дробилка установлена на площадку через мягкие амортизаторы *5*, включающие передачу вибраций на опорную конструкцию. При рабочем ходе щеки движутся вперед и вниз, осуществляя дробление руды и сообщая дополнительную скорость материалу при разгрузке. При холостом ходе щеки движутся назад и вверх, обеспечивая эффективную разгрузку раздробленного материала [13].

Основные детали и узлы. *Станины* ЩД (рис. 7.1.9) изготовляют литыми или сварными из стального проката. В зависимости от размера дробилок станины бывают цельные либо секционные. Обработку гнезд под эксцентриковый вал и ось подвеса подвижной щеки выполняют с одной установки. Износ станин легко восстанавливают методом электродуговой наплавки. При появлении трещин в теле станины ее необходимо заменить.

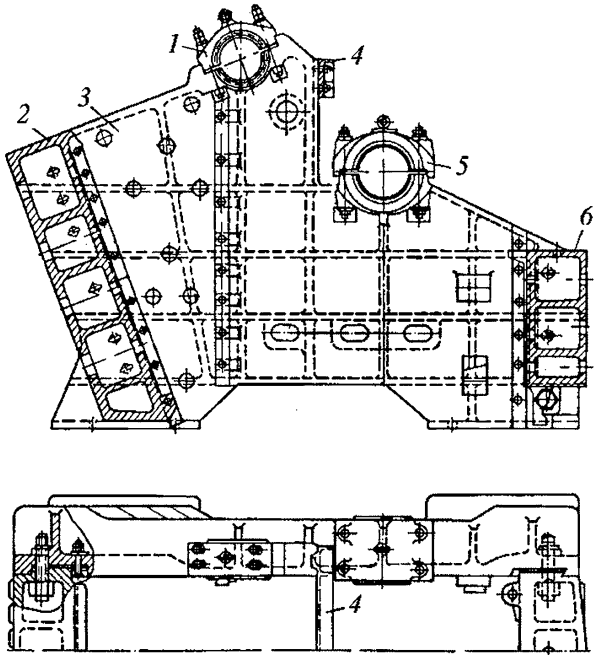


Рис. 7.1.9. Станина ЩД:
1 — корпус подшипника подвижной щеки; *2* — передняя стенка (неподвижная щека); *3* — боковая стенка; *4* — траверса; *5* — корпус подшипника эксцентрикового вала; *6* — задняя стенка

Подвижную щеку (рис. 7.1.10) и *шатун* (рис. 7.1.11) ЩД отливают из углеродистой стали, и в работе они практически не изнашиваются. Однако при плохой системе удаления руды из-под дробилки, а также при длительной работе с сильно изношенной нижней частью футеровочных плит возникают условия для износа нижнего упора футеровки, что может привести к преждевременному выходу из строя всей подвижной щеки [4].

Для более надежного крепления футеровочных плит и во избежание появления вмятин на рабочей поверхности подвижной дробящей щеки против выступов футеровочных плит рекомендуется применять подкладной лист толщиной 3...4 мм (см. рис. 7.1.10) из отожженной стали.

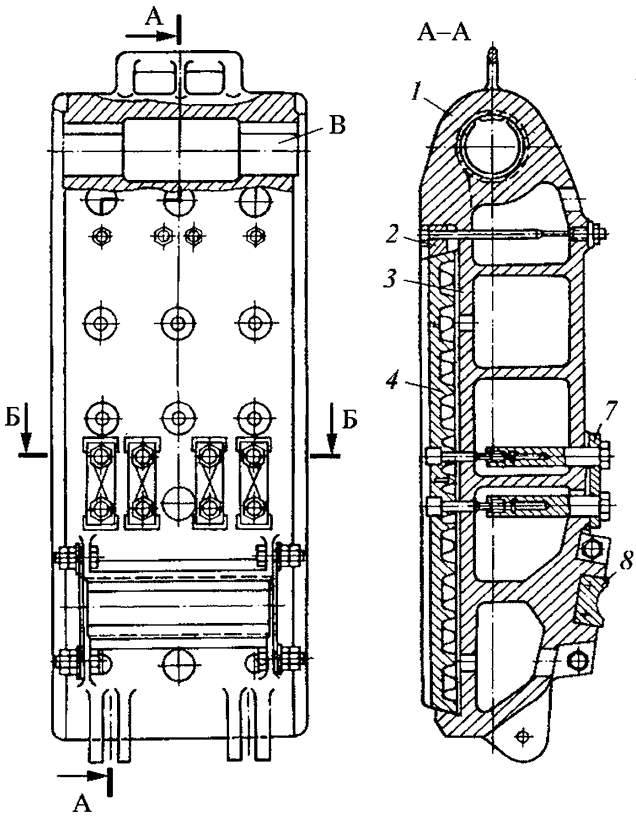


Рис. 7.1.10. Подвижная щека дробилки:
1 — корпус щеки; *2* — клин; *3* — подкладной лист; *4* — футеровка; *5* — болт; *6* — гайка-гильза; *7* — стопорная шайба; *8* — вкладыш (сухарь); В — отверстие вала подвески

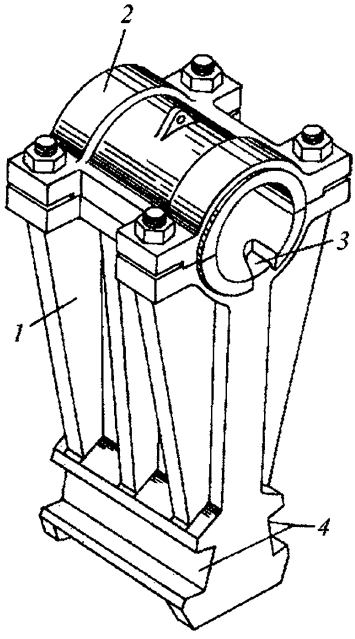


Рис. 7.1.11. Шатун ЩД:
1 — паз под вкладыши распорных плит корпуса; *2* — крышка; *3* — поверхность расточки; *4* — паз под вкладыши

Футеровочные плиты подвижной, неподвижной щек (рис. 7.1.12) и боковых стенок станины — это отливки из марганцовистой стали. Они обычно эксплуатируются до истирания продольных выступов, после чего плиты реставрируют или (что лучше) заменяют.

Зазоры между поверхностью дробящих плит и опорной поверхностью футеровочных плит не должны превышать 2 мм на 1 м измерения. Плохое прилегание плит при больших силах дробления вызывает значительные напряжения, которые в ряде случаев приводят к поломке плит, разрыву болтов крепления и разрушению подвижной щеки. Для обеспечения более плотного прилегания футеровочных плит применяют цементный раствор или цинковый сплав.

Технические характеристики ЩД приведены в табл. 7.1.1–7.1.3.

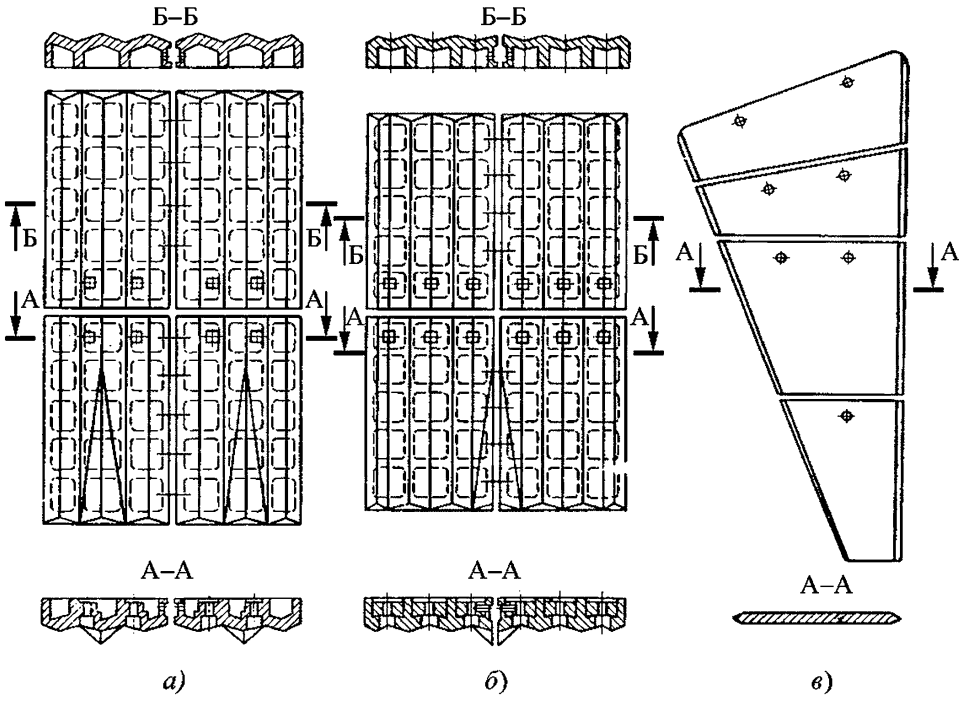


Рис. 7.1.12. Футеровочные плиты дробилки ЩДП-90Х120:
а — подвижной щеки; *б* — неподвижной щеки; *в* — боковых стенок станины

7.1.1. Технические характеристики ЩД

Основные параметры	Типоразмеры			
	ДЩ-2,5×9	ДЩ-4×6	ДЩ-4×9	ДЩ-6×9
Габаритные размеры приемного отверстия, мм:				
ширина	250	400		600
длина	900	600	900	
Ширина выходной щели, мм	20...60	40...90		70...130
Максимальный размер куска материала, мм	210	340		500
Плотность на сжатие породы, МПа	До 300			
Производительность, $м^3/ч$	10...25		15...35	35...80
Угол захвата, град	18	17	19	20
Частота вращения эксцентрика, $мин^{-1}$	300	310	300	280
Приводной электродвигатель:				
мощность, кВт	45		55	75
частота вращения, $мин^{-1}$	1000			1500
Габаритные размеры с приводом, мм:				
длина	3340	2810	3390	3606
ширина	2870	2610	2750	3238
высота	1650	2070	2080	2575
Масса дробилки с электродвигателем, т	9,6	9,9	12,6	21,2
Нагрузка на фундаментные болты, кН	21	18	26	32

7.1.2. Технические характеристики ЩД (по каталогу обогатительного оборудования)

Основные параметры	Дробилки со сложным качанием щеки				Дробилки с простым качанием щеки				
	ЩДС-I-2,5×4,0	ЩДС-I_2,5×9	ЩДС-I-4×9	ЩДС-II-6×9	ЩДП-9×12	ЩДП-12×15	ЩДП-12×15	ЩДП-15×21	ЩДП-15×21
Габаритные размеры загрузочного отверстия, мм:									
ширина	250		400	600	900	1200		1500	
длина	400	900			1200	1500		2100	
Ширина выходной щели, мм	20...80	20...60	40...60	75...125	130	150		180	
Частота вращения главного вала, мин$^{-1}$	275	325	290	250	200	150	170	125	140
Наибольший размер кусков в питании, мм	210		340	500	750	1000		1300	
Производительность, м^3/ч	3,5...14	18	30	62	180	280	310	550	600
Электродвигатель:									
мощность, кВт	17	37	45	75	90	160	160	250	
частота вращения, мин$^{-1}$	1000	1470	980	960	750	730		495	500
Масса без электрооборудования, т	2,5	8	12	20	69,5	140,7	140,7	250	214

7.1.3. Технические характеристики ЩД DCD и DCD-R

Основные параметры	Типоразмеры										
	4701	4701R	4702	4702R	4703	4704	4705	4706	4707	4709R	4775R
Габаритные размеры приемного отверстия, мм:											
ширина	500		630	700	800	1000	1250	1600	2000	1000	1100
длина	400		500		630	800	1000	1250	1600	700	800
Ширина выходной щели[1], мм	30/80	10/60	30/80	10/60	60/150	100/180	130/250	150/300	200/400	50/130	50/200
Производительность[2], м^3/ч	14/33	5/28	18/43	6/38	57/145	110/198	150/285	210/420	325/660	45/125	40/160
Мощность приводного электродвигателя, кВт	30		40		75	90	132	160	250	55	75
Масса дробилки, т	3,6		6,6		19,1	37	68,5	116,8	181,2	18,8	18
Габаритные размеры с приводом, мм:											
длина	1680		2070		3095	3900	4680	5440	6750	3195	3165
ширина	1100		1420		1920	2650	2890	3555	4365	2155	2095
высота	1325	1325	1610	1610	2235	2680	3615	4082	4730	2715	2510

[1] В числителе — размер щели на закрытой стороне, в знаменателе — на открытой стороне.

[2] В числителе — производительность при закрытой щели, в знаменателе — при открытой щели.

7.1.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЩД

Угол захвата ЩД — это угол между неподвижной и подвижной щеками. Угол захвата α при работе дробилки меняется вследствие качаний подвижной щеки (рис. 7.1.13). В положении OB (при наибольшем сближении щек) угол α_2 немного больше угла α_1 в положении OB_1 (при максимальном удалении щек). Такими незначительными изменениями величины угла захвата пренебрегают и считают его равным углу при сближенных щеках. Угол захвата меняется при регулировках ширины разгрузочного отверстия. Уменьшение ширины сопровождается увеличением угла захвата, а возрастание ширины — его уменьшением. Следовательно, при увеличении угла захвата должна повышаться степень дробления и снижаться производительность дробилки [3].

Раздавливаемый между щеками кусок находится под действием следующих сил (рис. 7.1.14): P — прижатия подвижной щеки; P_1 — реакции неподвижной щеки; fP — силы трения куска по подвижной щеке; fP_1 — силы трения куска

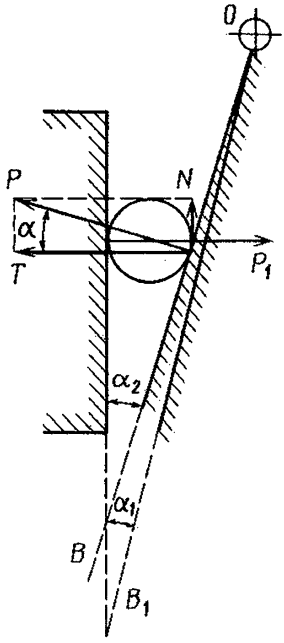


Рис. 7.1.13. Угол захвата ЩД:
α_1, α_2 — углы захвата при максимальных удалении и сближении щек; P — сила прижатия щеки; P_1, N, T — составляющие силы прижатия; α — угол между силами P и T

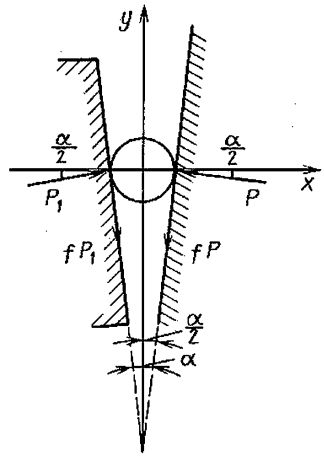


Рис. 7.1.14. Равновесие куска, зажатого между щеками дробилки:
α — угол захвата; fP — сила трения куска по подвижной щеке; fP_1 — то же, по неподвижной щеке

по неподвижной щеке; f — коэффициента трения скольжения между куском и щеками.

Силу тяжести куска вследствие его малости в сравнении с силами P и P_1 прижатия щек не учитывают.

Силу P можно разложить на составляющие: горизонтальную T и направленную вверх вертикальную N. Вертикальная составляющая стремится вытолкнуть дробимый кусок вверх, заставив его скользить вдоль поверхностей щек. Следствием такого выталкивания является возникновение сил трения fP и fP_1, препятствующих выталкиванию куска. Вертикальную составляющую определяют по формуле

$$N = P \sin \alpha.$$

Отсюда следует вывод, что угол захвата α не может превышать некоторой предельной величины. При углах захвата, больших этого предела, выталкивающая сила настолько велика, что силы трения куска о поверхности щек становятся недостаточными для удержания его в рабочем пространстве, и он будет смещаться вверх. Дробилка в таких условиях дробить не станет.

Предельным углом захвата будет такой угол, при котором выталкивающая сила полностью уравновешивается возникающими силами трения. Предельный угол захвата так же, как и силы трения, определяют при данном давлении дробящих щек только коэффициентом трения скольжения между кусками дробимого материала и поверхностями щек.

Из условия равновесия куска, зажатого между щеками дробилки,

$$\operatorname{tg}(\alpha_0/2) = f,$$

где α_0 — предельный угол захвата; f — коэффициент трения скольжения.

Коэффициент трения скольжения f можно выразить через угол трения:

$$f = \operatorname{tg}\varphi,$$

откуда $\alpha_0 = 2\varphi$.

Угол захвата ЩД всегда должен быть меньше двойного угла трения: $\alpha < 2\varphi$. Коэффициент трения скольжения куска породы по железу $f = 0{,}3$, что соответствует углу трения ~16°. Таким образом, угол захвата α может доходить до ~32°. Практически у ЩД угол захвата не бывает > 25°. Однако несмотря на это, при работе дробилок случаются выбросы кусков материала вверх. Это объясняется возможностью такого взаимного расположения кусков в рабочем пространстве дробилки, при котором для отдельных кусков угол α будет > 2φ.

Ход подвижной щеки в верхнем и нижнем сечениях рабочего пространства должен обеспечивать интенсивный процесс дробления по всей высоте камеры. Величину хода принимают в зависимости от крупности загружаемого материала. С увеличением хода подвижной щеки повышается производительность дробилки и растет крупность продукта.

Для дробилок с простым движением щеки определить величину хода, см, в нижнем сечении можно по эмпирической зависимости

$$S_н = 8 + 0{,}26b,$$

где b — ширина выходной щели при наибольшем сближении щек, которую принимают по фактическим измерениям как расстояние между выступами одной щеки и впадинами другой; для дробилок со сложным движением щеки $S_н = 7 + 0{,}1b$.

Необходимый ход, мм, в верхней части рабочего пространства определяют так:

• для дробилок с простым движением щеки:

$$S_н = (0{,}01...0{,}03)B,$$

где B — ширина приемного отверстия; $0{,}01B$ — минимально допустимый ход щеки, мм; $0{,}03B$ — ход, обеспечивающий максимальную производительность верхней части камеры дробления, мм;

• для дробилок со сложным движением щеки:

$$S_н = (0{,}03...0{,}06)B,$$

где $0{,}03\ B$ — максимально рекомендуемый ход щеки, мм; $0{,}06\ B$ — ход, обеспечивающий максимальную производительность верхней части камеры дробления, мм.

Для дробилок со сложным движением щеки ход щеки в нижней части должен быть в i раз меньше хода щеки в верхней части ($i = D/d$ — степень дробления).

Частота вращения эксцентрикового вала влияет прямо пропорционально на производительность дробилки и потребляемую мощность. Каждой ширине выходной щели дробилки соответствует определенная оптимальная частота n вращения эксцентрикового вала:

$$n = 47K_{к.о}(\operatorname{tg}\alpha/S_н)^{0,5},$$

где n — частота вращения эксцентрикового вала, мин$^{-1}$; $K_{к.о}$ — коэффициент, учитывающий конструктивную особенность дробилки (для дробилок с простым движением щеки: $K_{к.а} = 0{,}97$, для дробилок со сложным движением щеки: $K_{к.а} = 1{,}25$); α — угол захвата, град, $\alpha = 18...22$; $S_н$ — ход подвижной щеки в плоскости выходной щели, м.

Максимальная сила дробления, кН,

$$R_{max} = 2500LH,$$

где L — длина загрузочного отверстия; H — высота неподвижной щеки.

Расчетная сила дробления, кН,

$$R_{расч} = 1{,}5R_{max} \approx 4000LH.$$

Конструктивная степень дробления

$$i_к = B/b_{max}.$$

Технологическая степень дробления

$$i = D_{max}/d_{max}, \text{ или } i = D_{ср}/d_{ср}, \text{ или } i = D_0/d_0,$$

где D_{max}, $D_{ср}$ — размер куска руды в питании дробилки соответственно наибольший и средний, м; d_{max}, $d_{ср}$ — размер куска руды в дробленом продукте соответственно наибольший и средний, м; D_0, d_0 — размер квадратных отверстий сита, через которое проходит продукт (80...95 %) соответственно дробимый и дробленый, м.

Конструктивная степень дробления (формула идентична для дробилок всех типов) всегда выше технологической, составляющей ≤ 5.

Коэффициент закрупнения $K_{зк} = d_{max}/b_{max}$, обычно $K_{зк} > 1{,}6...1{,}9$.

7.1.4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА

Теоретическая общая производительность

$$Q = 60\mu\gamma_н LS_н n b_{ср} \operatorname{ctg}\alpha,$$

где μ — коэффициент разрыхления руды, $\mu = 0{,}5...0{,}6$ ($\mu = 1$ — естественное разрыхленное состояние отсыпанного материала); $\gamma_н$ — насыпная плотность материала, т/м^3; L — длина загрузочного отверстия, м; $b_{ср}$ — средний размер разгрузочной щели, м, $b_{ср} = b + 0{,}5S_н$ (здесь b — ширина щели при наибольшем сближении щек, м).

Расчетная производительность (эмпирическая формула НПК «Механобр-Техника», г. Санкт-Петербург).

$$Q = K_{кр}K_{вл}K_{тв}(150 + 750B)Lb_{max}\gamma_н,$$

где $K_{кр}$, $K_{вл}$, $K_{тв}$ — поправочные коэффициенты соответственно на крупность, влажность и твердость дробимого материала (табл. 7.1.4); $b_{max} = b + S_н$ — ширина разгрузочной щели при наибольшем удалении щек.

Расчетная производительность по паспортным данным

$$Q_п = K_{кр}K_{вл}K_{тв}Q_{пасп}(b_{max}/b_{пасп})\ (\gamma_н/1{,}6),$$

где $Q_{пасп}$ — объемная производительность по паспорту, м^3/ч; $b_{пасп}$ — ширина разгрузочной щели (по паспорту) при наибольшем удалении щек, м.

Объемная производительность полная, м^3/ч,

$$Q_с = Q/\gamma_н.$$

Удельная производительность (формула эмпирическая), м^3/(м^2·ч),

$$q_0 = K_{кр}K_{вл}K_{тв}(150 + 750B)2b_{max}.$$

Средняя потребляемая мощность, кВт:

$$N_{потр} = PLHS_н n = PL(B - e)S_н n/\operatorname{tg}\alpha,$$

где H — высота неподвижной щеки, зависит от ширины приемного отверстия B:

B, м	0,4	0,6	0,9	1,2	1,5
H, м	1,1	2,2	2,7	3,1	3,6

P — удельная работа дробления (для дробилок с простым движением щеки $P = 5$ кВт·ч/м^3, со сложным движением щеки $P = 4{,}5$ кВт·ч/м^3); e — эксцентриситет главного вала, м.

Мощность установленного двигателя (по формуле МПК «Механобр-Техника») для создания запаса, учитывающего пиковые нагрузки и резерв потребляемой мощности, увеличивают на 50 %:

$$N_{дв} = 1{,}5N_{потр} = PLHS_н n.$$

Дробилки со сложным качанием щеки, как показала практика эксплуатации, расходуют электроэнергии на 15...20 % меньше, чем ЩД с простым качанием щеки.

Максимальная сила в шатуне в дробилке с простым движением щеки, кН,

$$P_{max} = 61\,200N_{дв}\eta/(en),$$

где η — КПД передачи ($\eta = 0{,}75...0{,}85$).

7.1.4. Поправочные коэффициенты

Поправочный коэффициент	Содержание класса +0,5B в питании, %									
	5	10	20	25	30	40	50	60	70	80
На крупность $K_{кр}$	1,1	1,08	1,05	1,05	1,03	1	0,97	0,95	0,92	0,89

Поправочный коэффициент	Влажность руды, %							
	4	5	6	7	8	9	10	11
На влажность $K_{вл}$	1		0,95	0,9	0,85	0,75	0,65	

Поправочный коэффициент	Крепость по шкале М.М. Протодьяконова						
	5...9	10...11	12...13	14	15...17	18	19...20
На крепость $K_{тв}$	1,2	1,1	1	0,97	0,95	0,93	0,9

Максимальная сила для расчета сечения распорной плиты

$$P_{\text{расч}} = 1{,}5P_{\max}/(2\sin\beta) = 4590N_{\text{дв}}\eta/(en\sin\beta),$$

где β — угол наклона задней распорной плиты к горизонту при крайнем верхнем положении шатуна, град.

Глава 7.2
КОНУСНЫЕ ДРОБИЛКИ

7.2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Конусные дробилки предназначены для крупного, среднего и мелкого дробления, их классифицируют следующим образом:

- ККД — конусные крупного дробления в двух исполнениях (с одним приводом и с двумя);
- КРД — конусные редукционного (вторичного крупного) дробления;
- КСД — конусные среднего дробления в двух исполнениях камеры дробления (грубого дробления — Гр; тонкого — Т);
- КМД — конусные мелкого дробления в двух исполнениях камеры дробления (грубого дробления — Гр; тонкого — Т).

В конусных дробилках материал дробится в кольцевом пространстве, образованном наружной неподвижной конической чашей *1* (рис. 7.2.1) и расположенным внутри этой чаши подвижным дробящим конусом *2*, насаженным на вал *3*. У дробилок для крупного дробления вал *3* крепится к верхней траверсе, а у дробилок для среднего и мелкого дробления подвешивается на сферический подпятник *9* (рис. 7.2.2), на который опирается дробящий конус, жестко закрепленный на валу *3*. Дробилки с таким подвесом вала иногда называют *дробилками с консольным валом*.

Принцип действия всех конусных дробилок одинаков. Рассмотрим его на примере дробилки для крупного дробления с подвешенным валом (см. рис. 7.2.1). Дробящий конус *2* жестко крепится на валу *3*, который подвешен в точке *O* и нижним концом свободно вставлен в эксцентриковый стакан *4*. Последний устанавливается концентрично со станиной дробилки и называется *эксцентриковым* потому, что ось отверстия, в которое входит нижний конец вала *3*, не совпада-

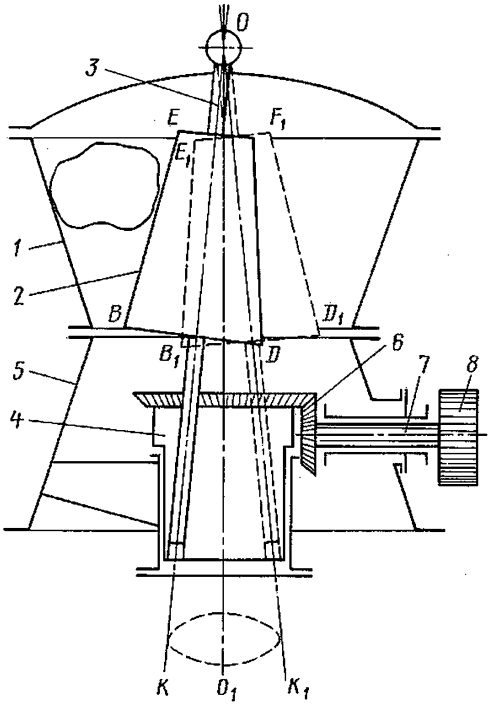


Рис. 7.2.1. Схема конусной дробилки для крупного дробления с подвешенным валом:
1 — верхняя часть станины (неподвижная чаша); *2* — дробящий конус; *3* — вал; *4* — эксцентриковый стакан; *5* — нижняя часть станины; *6* — коническая передача; *7* — приводной вал; *8* — шкив

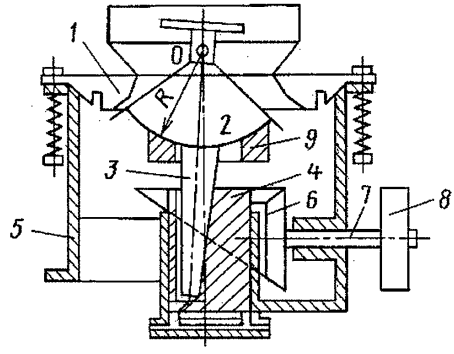


Рис. 7.2.2. Схема конусной дробилки для среднего дробления с валом, подвешенным на сферическом подпятнике:
1 — коническая чаша; *2* — дробящий конус; *3* — вал; *4* — эксцентриковый стакан; *5* — станина; *6* — коническая передача; *7* — приводной вал; *8* — шкив; *9* — подпятник; *R*— расстояние от точки подвеса до основания конуса

ет с осью вращения OO_1 стакана. Таким образом, ось вала *3* наклонена к оси симметрии корпуса дробилки.

Эксцентриковый стакан получает вращение от электродвигателя через передаточный механизм. При вращении эксцентрикового стакана *4* ось вала *3* описывает коническую поверхность с вершиной в точке подвеса вала *O* (см. рис. 7.2.1).

Жестко закрепленный на валу *3* дробящий конус *2* совершает круговые качания, последовательно приближаясь к стенкам конической чаши и отдаляясь от них. За половину оборота эксцентрикового стакана *4* ось вала *3* перемещается из положения *OK* в положение OK_1, а дробящий конус из положения *BEFD* — в положение $B_1E_1F_1D_1$.

В следующую половину оборота ось вала *3* и дробящий конус *2* возвращаются в свои исходные положения. Приближение дробящего конуса *2* к чаше *1* сопровождается дроблением кусков материала, поступающих в пространство между ними, а удаление — разгрузкой дробленого продукта, выходящего из дробилки вниз, под дробилку. Основное дробящее действие конусных дробилок — раздавливание, но имеет место и разлом кусков при изгибе, возникающем, когда кусок зажимается между вогнутой поверхностью чаши и выпуклой поверхностью дробящего конуса.

В действительности вал *3* (см. рис. 7.2.1) и дробящий конус *2* совершают более сложные движения, чем это описано выше. Силы трения, возникающие между стенками эксцентричного отверстия стакана *4* и поверхностью вала *3*, а также силы трения между поверхностью дробящего конуса *2* и кусками дробимого материала, заставляют вал *3* вращаться вокруг своей оси, преодолевая силы трения в точке подвеса. На холостом ходу вал *3*, если силы трения в эксцентричном отверстии стакана *4* преодолевают силы трения в точке подвеса, будет вращаться вокруг своей оси в том же направлении, что и эксцентриковый стакан *4*.

При дроблении силы трения между кусками материала и поверхностью дробящего конуса настолько велики, что всегда заставляют вал *3* вращаться вокруг своей оси в направлении, обратном вращению эксцентрикового стакана. Поскольку силы трения, обусловливающие вращение вала *3* вокруг своей оси, при работе дробилки под нагрузкой непостоянны, постольку оно совершается с неопределенной и переменной частотой. Дробление материала в конусных дробилках происходит непрерывно, так как при любом положении эксцентрикового стакана на поверхности конической чаши *1* всегда имеется точка, к которой приближается дробящий конус и в которой, следовательно, происходит дробление.

Непрерывность дробления освобождает от необходимости применения тяжелых маховиков для конусных дробилок. При отсутствии холостого хода время дробления, а, следовательно, и производительность должны быть для конусных дробилок большими, чем для ЩД.

Схема конусной дробилки для среднего дробления, приведенная на рис. 7.2.2, имеет ось вала *3*, которая при вращении эксцентрикового стакана *4* описывает коническую поверхность с вершиной в точке *O*, — центре соприкасающихся сфер: нижней поверхности конуса *2* и подпятника *9*. Дробящий конус совершает внутри конической чаши *1* круговые качания, аналогичные качаниям конуса у дробилки с подвешенным валом. Разгрузка дробленого материала осуществляется вниз под дробилку [1].

7.2.2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ КОНУСНЫХ ДРОБИЛОК КРУПНОГО ДРОБЛЕНИЯ

Дробилки выполнены по традиционной конструктивной схеме с двухопорным валом дробящего конуса, свойственной большинству дробилок этого типа в мировой практике.

Конструкция дробилки ККД-1500/180 как представителя типоразмерного ряда изображена на рис. 7.2.3.

Исходный материал через приемное отверстие траверсы *2* поступает в камеру дробления криволинейного типа, образованную внутренней поверхностью броней *11* дробильной чаши *3* и наружной поверхностью броней *12* дробящего конуса *14*. При вращении эксцентрика *8* ось дробящего конуса совершает гирационное движение относительно точки подвеса, расположенной на пересечении осей дробилки и дробящего конуса. В результате этого в каждый момент времени происходят сближение конуса с чашей с одной стороны и удаление — с противоположной. При сближении идет процесс дробления, а при удалении — процесс разгрузки раздробленного материала. Оба процесса протекают одновременно и непрерывно, смещаясь по окружности.

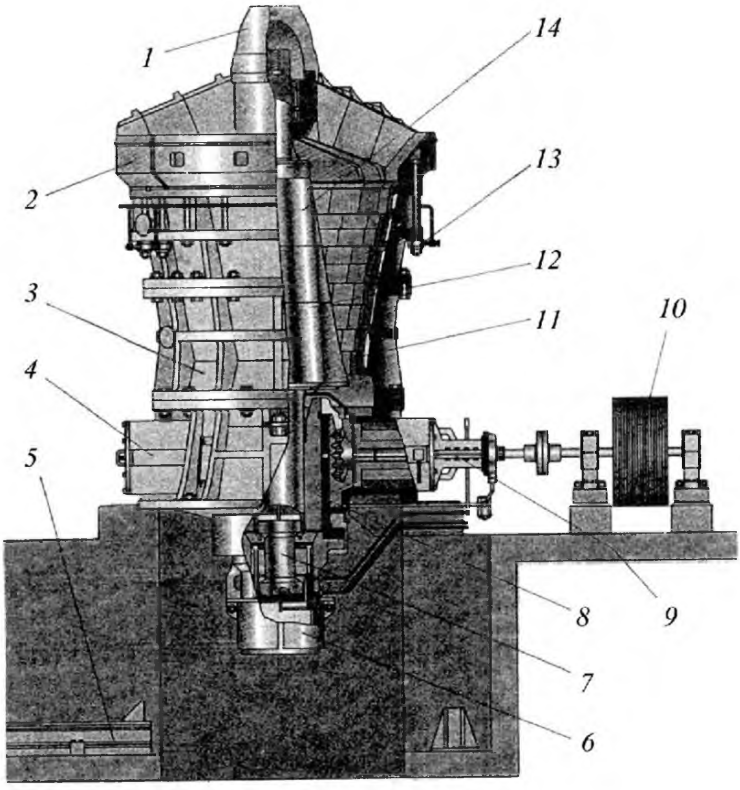


Рис. 7.2.3. Дробилка ККД-1500/180:
1 — колпак; *2* — траверса; *3* — дробильная чаша; *4* — станина; *5* — рельсовый путь; *6* — гидравлический цилиндр; *7* — пест; *8* — эксцентрик; *9* — приводной вал; *10* — ведомый шкив; *11* — брони дробильной чаши; *12* — брони дробящего конуса; *13* — вытяжной домкрат; *14* — дробящий конус

Криволинейный профиль камеры дробления обеспечивает высокую производительность, однородный по крупности продукт, возможность эффективного регулирования разгрузочной щели при износе нижних броней конуса и чаши и повышение ресурса этих броней.

Корпусные детали дробилки: станина *4*, нижнее и верхнее кольца дробильной чаши *3* (в дробилках меньших размеров корпус чаши выполняют в виде одной монолитной детали) изготовлены из стальных отливок. Необходимая их жесткость достигается благодаря мощным фланцам и размещенным между ними периферическим литым ребрам.

Введение нижней разгрузки позволило выполнить станину компактной конструкции, более технологичной и прочной в сравнении с аналогом, имевшим боковую разгрузку. Кроме того, новая конструкция исключила подпрессовку дробящего конуса при переработке влажного и глинистого материала и обеспечила возможность создания в фундаменте под дробилкой буферного бункера-накопителя с целью более равномерной загрузки транспортных средств.

Корпус траверсы *2* из условий обеспечения транспортабельности имеет обод с двумя съемными секторными балками (у дробилок меньших размеров обод цельнолитой). Центральный стакан траверсы соединен с наружным ободом двумя ребрами коробчатой конструкции и сверху закрыт колпаком *1* из стального литья.

Внутренняя поверхность обечайки, патрубки и ребра станины, ребра и обод траверсы защищены от износа специальными бронями из высокомарганцовистой стали.

В центральной расточке станины дробилки установлен эксцентрик *8* с зубчатым колесом. Эксцентрик опирается на подпятник, состоящий из трех колец (нижнее и верхнее кольца изготовлены из стали, а среднее — из

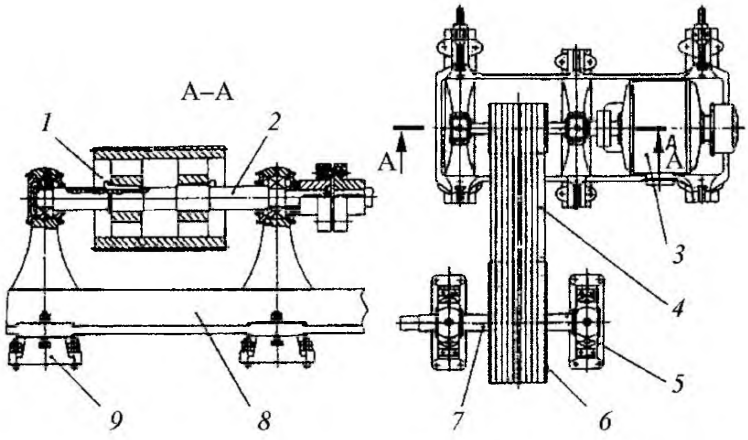


Рис. 7.2.4. Привод:
1 — ведущий шкив; *2* — ведущий вал; *3* — электродвигатель; *4* — клиновые ремни; *5* — стойка; *6* — ведомый шкив; *7* — ведомый вал; *8* — рама; *9* — салазки

оловянной бронзы). На наружную и внутреннюю поверхности эксцентрика нанесен антифрикционный баббитовый слой, и на обеих поверхностях предусмотрены продольные каналы-холодильники для прохода масла.

Внутренняя расточка эксцентрика, выполненная наклонно и эксцентрично относительно оси наружной поверхности, является подшипником для хвостовика вала дробящего конуса *14*. В горизонтальном патрубке станины установлен приводной вал *9*, шестерня которого входит в зацепление с зубчатым колесом эксцентрика. Шестерня и зубчатое колесо сделаны из легированной стали, галтели зубьев шестерни упрочнены методом пластического деформирования, что увеличивает сопротивление усталости зубьев. С приводным валом посредством втулочно-пальцевой муфты соединен вал ведомого шкива *10* привода дробилки.

Привод (рис. 7.2.4) осуществляется с помощью клиноременной передачи от электродвигателя *3*, смонтированного на специальной раме *8*. Вал электродвигателя посредством втулочно-пальцевой муфты соединен с валом *2* ведущего шкива *1*. Валы ведущего *1* и ведомого шкивов на подшипниках качения размещены в стойках рамы и специальных стойках *5*. Рама с электродвигателем и ведущим шкивом расположена на салазках *9*, крайние из которых оборудованы винтовыми механизмами для регулирования натяжения клиновых ремней *4*.

Дробящий конус относится к числу наиболее ответственных узлов дробилки, что и предопределяет высокие требования, как к конструктивным решениям, так и к совершенству технологических процессов изготовления. Вал дробящего конуса для обеспечения требуемых прочности и жесткости изготовляют из легированной стали, подвергают термической обработке и упрочнению поверхностным пластическим деформированием. Качество заготовки вала проверяют ультразвуком.

Узел крепления броней *6* (рис. 7.2.5) дробящего конуса предусматривает выполнение упорной резьбы на промежуточном кольце *4* и сопряжение последнего с валом *1* посредством двух закладных полуколец *3*, что обеспечивает минимальную концентрацию напряжений на валу [5]. Направление резьбы в сочетании с направлением вращения приводного вала обеспечивает автоматическую самозатяжку гайки *2*. Защитный бурт

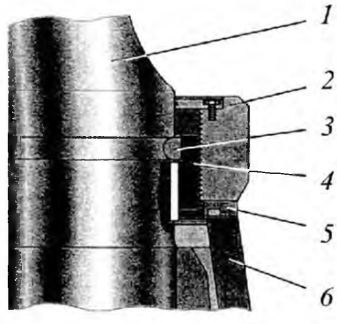


Рис. 7.2.5. Узел крепления броней дробящего конуса:
1 — вал; *2* — гайка; *3* — полукольцо; *4* — кольцо; *5* — подрезное кольцо; *6* — верхняя броня

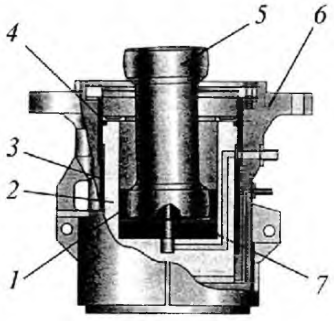


Рис. 7.2.6. Гидравлический цилиндр:
1 и *4* — втулки; *2* — плунжер; *3* — уплотнение; 5 — пест; *6* — корпус цилиндра; *7* — подпятник

подрезного кольца *5* предохраняет поверхность вала от повреждений при ремонтных работах, связанных с перефутеровкой конуса.

Гидравлический цилиндр (рис. 7.2.6) системы регулирования разгрузочной щели присоединен к фланцу центрального стакана станины [5]. Вал дробящего конуса устанавливают на пест *5*, расположенный во внутренней расточке плунжера *2*. Между днищем цилиндра и плунжером предусмотрена масляная подушка, минимальная высота которой составляет 50, а максимальная 250 мм. Разгрузочную щель уменьшают путем подъема дробящего конуса благодаря нагнетанию гидроагрегатом масла в гидравлический цилиндр, а увеличивают ее посредством опускания конуса вследствие слива масла из цилиндра в бак гидроагрегата.

В конструкции дробилок предусмотрено в качестве страховочного варианта механическое регулирование разгрузочной щели с использованием узла верхнего резьбового подвеса дробящего конуса, располагаемого в центральном стакане траверсы.

Верхний резьбовой подвес (рис. 7.2.7) состоит из разрезной гайки *5*, навинченной на резьбовую часть вала *1* и зафиксированной шпонкой *4*, обоймы *6* и плавающего кольца *7*. Разрезная гайка по конусной поверхности затягивается в обойму под воздействием массы конуса и вертикальной составляющей силы дробления, выбирая зазоры в резьбовом соединении с валом. Обойма через плавающее кольцо опирается на верхний торец конусной втулки *8* и через нее на шайбу *2* и опорный бурт стакана траверсы. Наружная поверхность конусной втулки и ее нижний торец выполнены с конусностью, соответствующей фактическому углу отклонения оси дробящего конуса.

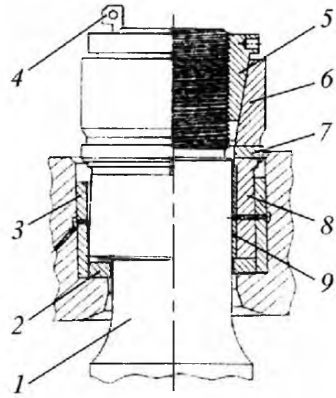


Рис. 7.2.7. Верхний резьбовой подвес:
1 — вал; *2* — шайба; *3* — неподвижная втулка; *4* — шпонка; *5* — разрезная гайка; *6* — обойма; *7* — плавающее кольцо; *8* — конусная втулка; *9* — втулка

При работе дробилки конусная втулка перекатывается нижним торцом по шайбе (образующая торцового конуса является мгновенной осью вращения дробящего конуса), по обеим конусным поверхностям втулки обеспечивается линейный контакт. Конструкция подвеса гарантирует возможность проскальзывания обоймы относительно конусной втулки благодаря установке между ними плавающего кольца.

Бронзовая втулка *9* и поступающая к ней смазка защищают шейку вала дробящего конуса от износа при вращении его вокруг собственной оси. При навинчивании (свинчивании) разрезной гайки дробящий конус поднимается (опускается) и таким образом уменьшается (увеличивается) ширина разгрузочной щели дробилки.

Механическое регулирование разгрузочной щели с помощью верхнего резьбового подвеса используют при отсутствии или аварийном выходе из строя системы гидравлического регулирования.

В модификации дробилки с гидравлическим верхним подвесом (ГВП) система регулирования разгрузочной щели представляет собой сочетание верхней гидравлической опоры дробящего конуса и верхнего резьбового подвеса (рис. 7.2.8). В этом случае все элементы традиционного резьбового верхнего подвеса размещены в специальном стакане *2*, который установлен в расточке центрального стакана траверсы *10* и корпуса гидроблока *1*. В корпусе гидроблока выполнены вертикальные расточки, соединенные между собой внизу кольцевой по-

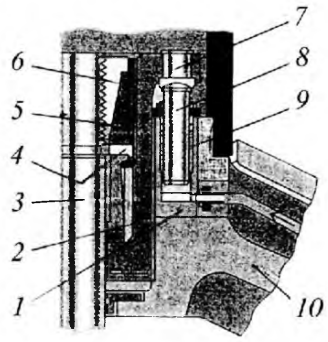


Рис. 7.2.8. Гидравлический верхний подвес:
1 — гидроблок; *2* — стакан; *3* — вал; *4* — плавающее кольцо; *5* — обойма; *6* — разрезная гайка; *7* — опоры; *8* — плунжеры; *9* — втулка; *10* — траверса

лостью — коллектором. В расточке смонтированы плунжеры *8* с направляющими втулками, уплотнениями и сальниками. Стакан своим фланцем через опоры *7* подвешен на плунжерах. Регулирование разгрузочной щели осуществляется подъемом (опусканием) стакана с размещенным в нем резьбовым подвесом конуса путем подачи (слива) масла в кольцевую полость (из кольцевой полости) гидроблока [5].

Существует исполнение дробилки (ККД-1500/300А), в котором верхний резьбовой подвес применен в сочетании с нижним гидроподъемником, предназначенным только для подъема (опускания) дробящего конуса при регулировании щели [11].

Дробилки редукционного дробления по всем принципиальным конструктивным решениям аналогичны дробилкам крупного дробления. Основное отличие сводится к тому, что их камеры дробления имеют ярко выраженный удлиненный участок калибровки продукта, в результате чего максимальный диаметр нижней брони конуса превосходит минимальный внутренний диаметр броней дробильной чаши. Еще одно отличие заключается в том, что установку дробилок на фундамент осуществляют не на цементную подливку, а на специальные фундаментные плиты, что облегчает процессы монтажа, демонтажа и ремонта.

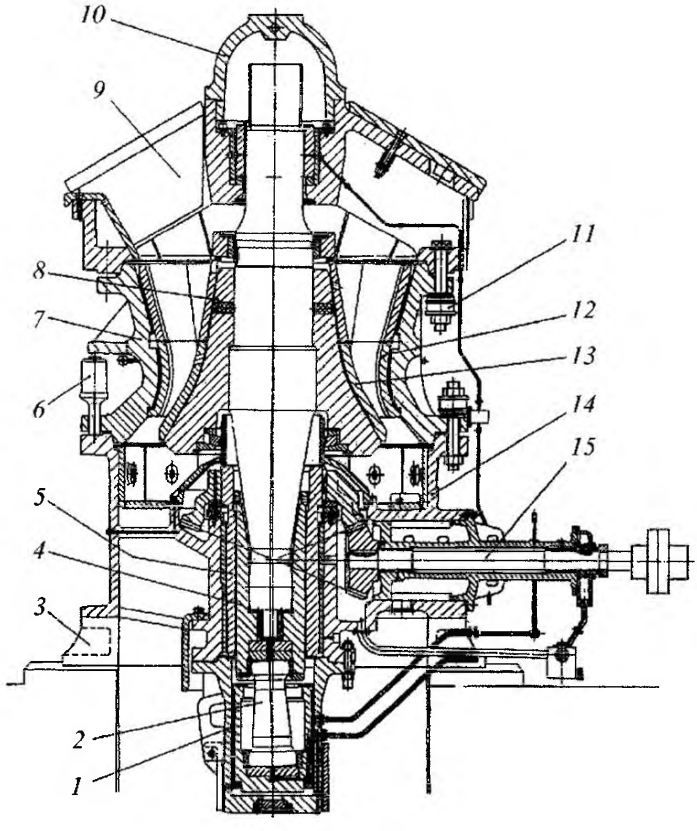


Рис. 7.2.9. Дробилка КРД-700/100:
1 — гидравлический цилиндр; *2* — опорный вал; *3* — плита; *4* — стакан; *5* — эксцентрик; *6* — гидродомкрат; *7* — дробильная чаша; *8* — дробящий конус; *9* — траверса; *10* — колпак; *11* — вытяжной домкрат; *12* — брони дробильной чаши; *13* — брони дробящего конуса; *14* — станина; *15* — приводной вал

7.2.1. Технические характеристики дробилок ККД и КРД

Параметр	МК «Уралмаш»								Allis-Chalmers (Великобритания)[1]		KRUPP (Германия)[2]	
	ККД-500/75	ККД-900/140	ККД-1200/150	ККД-1500/180	ККД-1500/230	ККД-1500/300	КРД-700/75	КРД-700/100	1219×1880	1524×2769	KB137-190	KB160-290
Ширина, мм: приемного отверстия	500	900	1200	1500			700		1219	1524	1370	1600
разгрузочной щели в фазе раскрытия профилей	75	140	150	180	230	300	75	100	127...203	216...305	125...200	200...300
Размер максимального куска (по 5%-ному остатку на квадратной ячейке), мм:												
питания	400	750	1000	1200			550		Нет данных			
продукта	130	240	255	310	390	510	150	200				
Производительность[2] на материале с временным сопротивлением сжатию 100...150 МПа и влагосодержанием до 4 %, $м^3/ч$	250	540	1030	1900	2620	3420	480	880	1700...2700**	4300...6600**	880...1315***	2400...3600***
Мощность главного привода, кВт	110	250	320	400	400*		250	400	373	745	400	900
Масса дробилки, т	40	150	240	406	460	675	157	236	Нет данных		208	562

* Для дробилок с двухдвигательным приводом.
** Производительность, т/ч.
*** Производительность, $м^3/ч$, указана для сухого, чистого, легко дробящегося исходного материала с небольшой долей буровой мелочи.
[1] В обозначении указаны ширина приемной щели и диаметр основания конуса.
[2] Насыпная плотность материала 2 $т/м^3$.

В дробилке КРД-700/100 (рис. 7.2.9) используют эксцентрик *5* с центрированным нагружением [8]. Бочкообразная шейка хвостовика вала дробящего конуса обеспечивает центральное нагружение стакана *4*, размещенного во внутренней расточке эксцентрика, что обусловливает равномерное распределение нагрузки по длине подшипников эксцентрика и повышение их ресурса. Стакан установлен на опорном валу *2* гидравлического цилиндра *1* и зафиксирован от вращения относительно вала дробящего конуса с помощью шипового соединения с ним. Шип — прямоугольного сечения, выполненный на валу, располагается в пазу аналогичного сечения в днище стакана.

Технические характеристики дробилок ККД и КРД приведены в табл. 7.2.1.

7.2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОНУСНЫХ ДРОБИЛОК КРУПНОГО ДРОБЛЕНИЯ (ККД И КРД)

Угол захвата. Углом захвата конусных дробилок крупного дробления называют угол между образующими внутренней поверхности наружной неподвижной конической чаши и внешней поверхности подвижного дробящего конуса (рис. 7.2.10). Величина угла захвата меняется от α в месте сближения дробящих поверхностей до α_1 в диаметрально противоположной точке, где дробящий конус отходит от наружной чаши.

Угол захвата α у конусных дробилок по сравнению со щековыми принимают несколько большим: у крутоконусных дробилок α = 23... 25° и не превышает 27°, что соответствует коэффициенту трения (горной массы о сталь), равному 0,20...0,25. При бóльших углах захвата куски материала выбрасываются из дробящего пространства, возникает опасность для обслуживающего персонала, снижается производительность дробилки. Обычно для неподвижного конуса угол наклона образующей к вертикали α_1 = = 17°10′, для подвижного конуса α_2 = = 9°5′. Захват обеспечивается углом трения 13°25′.

Дробилки типов ККД и КРД различаются длиной параллельной зоны камеры дробления. У дробилок типа КРД она больше (рис. 7.2.11).

Ход подвижного конуса принято относить к плоскости выходной щели. Величина хода равна двум эксцентриситетам вала. Эксцентриситет *e* конусных дробилок крупного дробления обычно не превышает 21 мм и увеличивается сверху вниз, а ширина рабочего пространства, наоборот, при этом уменьшается [4].

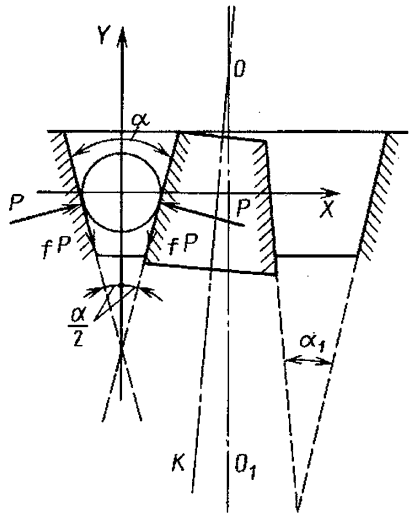


Рис. 7.2.10. Угол захвата конусной дробилки крупного дробления:
α, α_1 — углы захвата на закрытой и открытой сторонах; *P* — силы, действующие на кусок со стороны подвижного и неподвижного конусов; *fP* — силы трения; OO_1 — ось дробилки; *OK* — ось дробящего конуса

В связи со сказанным лимитируют эксцентриситет подвижного конуса в верхней части дробящего пространства. При проекти-

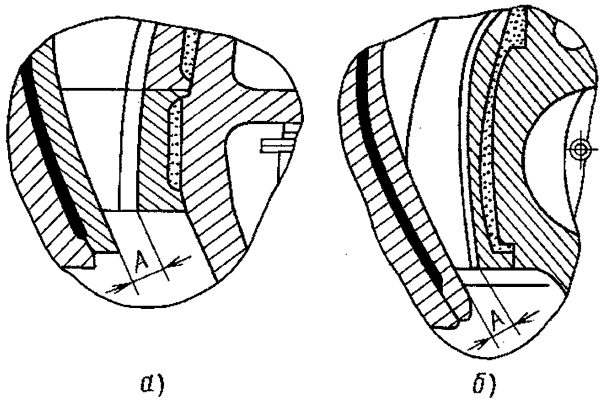


Рис. 7.2.11. Профили зоны дробления дробилок типа ККД (*а*) и КРД (*б*):
A — размер выходной щели

ровании конусных дробилок крупного дробления эксцентриситет, мм, подвижного конуса в верхней части дробящего пространства принимают близким к $0{,}005D_{max}$ (где D_{max} — размер максимального куска дробимого материала), при этом учитывают жесткость конструкций рабочих узлов дробилки. Параметры могут изменяться в зависимости от свойств перерабатываемой горной массы, поэтому дробилки одинакового конструктивного исполнения могут работать в разных режимах: тяжелом или легком.

Частота вращения эксцентрикового стакана. Рациональной частотой вращения эксцентрикового стакана конусной дробилки типа ККД называют такую частоту, при которой достигается максимальная производительность машины. Критическая частота — это, когда время половины оборота эксцентрикового стакана равно времени свободного падения куска дробленого продукта с горизонта плоскости A_1B_1 на высоту h (рис. 7.2.12), т.е. до уровня разгрузочного отверстия [3].

$$n_{кр} = 66{,}5[(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)/S]^{0{,}5},$$

где S — ход подвижного конуса в плоскости выходной щели, м, $S = 2e = 0{,}02B + 0{,}014$ (здесь B — ширина приемного отверстия, м; e — эксцентриситет, м).

Обычно частоту вращения эксцентрика принимают равной 45...55 % от критической (больший процент соответствует дробилкам малого размера).

Средняя крупность куска дробленого материала, м

$$d_{ср} = b + 0{,}5S = 1{,}36e,$$

где b — ширина выходной щели в фазе сближения профилей (на закрытой стороне), м.

Ширина выходной щели в фазе раскрытия профилей (на открытой стороне), м,

$$A = b + S.$$

Теоретическая общая производительность (Л. Левенсон — Т. Саймонс), т/ч,

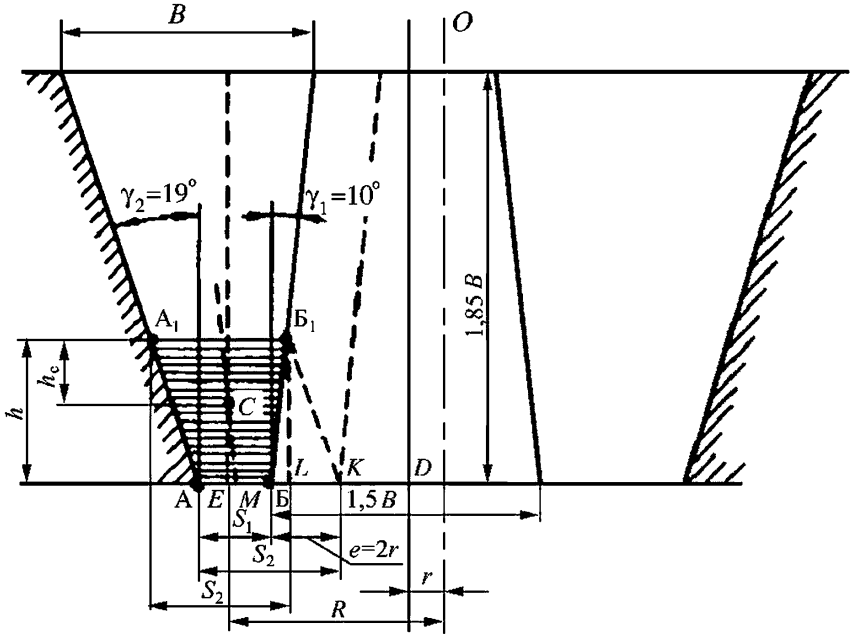


Рис. 7.2.12. Разгрузка дробленого продукта из конусной дробилки для крупного дробления при наилучшей скорости вращения эксцентрикового стакана:

γ_1, γ_2 _ углы наклона образующей подвижного и неподвижного конусов; B — ширина приемного отверстия на закрытой стороне; C — центр давления; h — высота кольца горной массы; h_c — высота центра давления; R — расстояние от оси дробилки до центра давления на закрытой стороне; r — расстояние от оси дробилки до оси дробящего конуса в сечении основания конуса; e — эксцентриситет; S_1, S_2 — разгрузочная щель на закрытой и открытой сторонах; А, A_1, Б, $Б_1$, L, K, D, E, M — расчетные точки

$$Q = 340\mu\gamma_н e D_н A/(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2),$$

где μ — коэффициент разрыхления, $\mu = 0{,}25...0{,}75$; $\gamma_н$ — насыпная плотность руды, т/м^3; $D_н$ — диаметр нижнего основания неподвижного конуса, м, $D_н = D + b + A$ (здесь D — диаметр основания подвижного конуса, м).

Полная расчетная производительность (НПК «Механобр-Техника»), т/ч,

$$Q_{расч} = 0{,}6K_{кр}K_{вл}K_{тв}D^2eAn\gamma_н,$$

где $K_{кр}$, $K_{вл}$, $K_{тв}$ — поправочный коэффициент соответственно на крупность, влажность и твердость дробимого материала (см. табл. 7.1.4).

Удельная объемная производительность (отнесенная к 1 мм выходной щели A), м^3/(мм·ч),

$$q_о = 0{,}6D^2en.$$

Теоретическая потребляемая мощность, кВт,

$$N_{потр} = 9{,}2Fe_{ср}n/\eta,$$

где F — площадь боковой поверхности подвижного конуса, м^2; $e_{ср}$ — эксцентриситет вала на середине образующей подвижного конуса (рассчитывают или принимают по табл. 7.2.2), м; η — КПД передачи, $\eta = 0{,}7...0{,}75$.

Потребляемая мощность по эмпирической зависимости НПК «Механобр-Техника», кВт

$$N_{потр} = K_N D^2 en,$$

где K_N — коэффициент мощности, учитывающий крепость руды: для руд средней крепо-

7.2.2. Конструктивные параметры и параметры клиноременной передачи конусных дробилок крупного дробления

Параметр	ККД-500/75	ККД-900/140	ККД-1200/150	ККД-1500/180
Эксцентриситет подвижного конуса, мм:				
в плоскости выходной щели	12	16	19	20
по верху дробящей зоны	4,55	4,5	4,76	5,36
на середине высоты конуса	8	10	12	13
Ход подвижного конуса в плоскости выходной щели, мм	24	32	39	40
Угол наклона оси конуса, град	28	21		19
Частота вращения эксцентрика, мин$^{-1}$	160	140	120	100
Расстояние от точки подвеса до дробящей зоны, мм	555	750	780	790
Инерционная сила, кН:				
подвижного конуса	17,4	55	64	108
эксцентрика	3,4	12,8	19,6	23,2
равнодействующая	14	42,2	44,4	84,8
Натяжение одного ремня в покое, Н	1050	850		
Расчетный диаметр шкива, мм:				
большого	1190	1120	1240	1600
малого	730	630	630	560
Ширина шкива, мм	430	830	880	980
Межцентровое расстояние, мм	2402	2620	3185	2755
Угол обхвата малого шкива, град	168	169	168	157
Клиновой ремень:				
внутренняя длина, мм	8000		10 000	9400
число на один двигатель	10	18	19	22
Передаточное число	1,646	1,796	1,988	2,886

сти при коэффициенте крепости по шкале М.М. Протодьяконова (f = 10...14) коэффициент K_N = 18,5 ± 1,5; для крепких руд (f = 15... 20) K_N = 24.

Установленная теоретическая мощность, кВт, $N_{дв} = 1{,}5\ N_{потр}$.

Сила дробления Н, $R = 92F$.

При расчете силы дробления среднюю эффективную удельную производительность принимают равной ~92 т на 1 м^2 площади боковой поверхности подвижного конуса.

7.2.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ КОНУСНЫХ ДРОБИЛОК СРЕДНЕГО И МЕЛКОГО ДРОБЛЕНИЯ (КСД И КМД)

Главным параметром дробилок среднего и мелкого дробления, по которому строится типоразмерный ряд, является диаметр основания дробящего конуса. Освоенный в России типоразмерный ряд включает в себя дробилки с диаметрами дробящего конуса 600, 900, 1200, 1750, 2200 и 3000 мм.

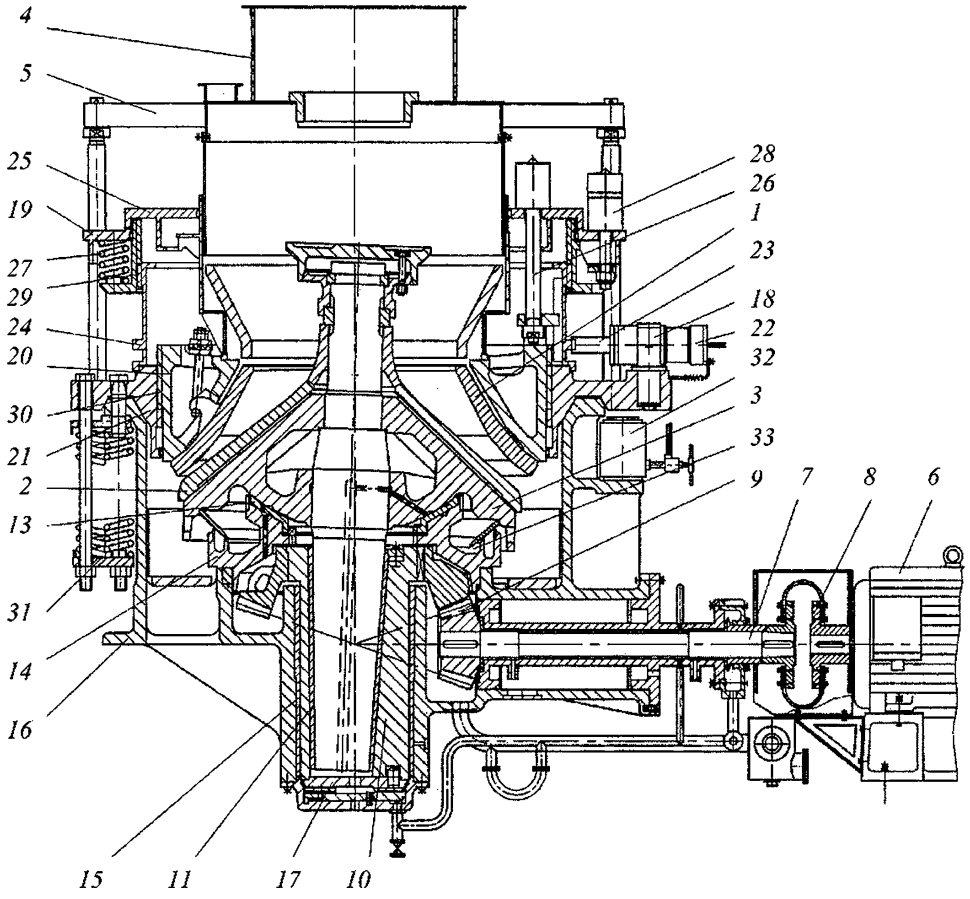


Рис. 7.2.13. Дробилка КСД-1750Гр-Д:

1 — неподвижная броня; *2* — броня конуса; *3* — дробящий конус; *4* — приемная коробка; *5* — загрузочное устройство; *6* — электродвигатель; *7* — приводной вал; *8* — муфта; *9* — коническая зубчатая передача; *10* — эксцентрик; *11* — конусная втулка; *12* — стакан эксцентрика (см. рис. 7.2.14); *13* — сферический подпятник; *14* — опорная чаша; *15* — цилиндрическая втулка; *16* — станина; *17* — диски подпятника; *18* — механизм поворота; *19* — механизм фиксации; *20* — регулирующее кольцо; *21* — стопорное кольцо; *22, 28* — гидроцилиндры; *23* — толкатель; *24* — кожух; *25* — крышка; *26* — колонны; *27* — пружина; *29* — компенсирующая резьба; *30* — регулировочная резьба; *31* — пакет пружин; *32* — установка гидродомкратов; *33* — гидравлический затвор

Дробилки среднего и мелкого дробления по своему устройству весьма близки друг к другу и отличаются лишь формой камеры дробления и, соответственно, конструктивным исполнением отдельных сборочных единиц. При этом сборочные единицы и детали дробилок максимально унифицированы.

В конусных дробилках среднего (рис. 7.2.13) и мелкого (рис. 7.2.14) дробления разрушение материала осуществляется в камере дробления, образованной между неподвижной броней *1* и броней *2* дробящего конуса *3*, вследствие гирационного движения последнего. Дробленый материал свободно проваливается под дробилку и удаляется конвейером. Загрузка, дробление и разгрузка проводятся непрерывно.

Материал в камеру дробления поступает из приемной коробки *4* загрузочного устройства *5*, установленного на стойках в верхней части дробилки. В дробилке КМД-3000Т2-ДП для обеспечения равномерной загрузки по окружности камеры дробления загрузочное устройство оборудовано принудительным распределителем питания с вращающимся питателем, обеспечивающим стабильную равномерность распределения.

Привод дробилки осуществляется от асинхронного электродвигателя *6*, непосредственно соединенного с приводным валом *7* с помощью эластичной муфты *8*. От приводного вала через зубчатую передачу *9* вращение передается эксцентрику *10*, сообщающему гирационное движение дробящему конусу *3*.

Стандартное исполнение дробилок КСМ-КМД-1750 и КСД-КМД-2200 имеет эксцентрик с конусной втулкой *11*. Однако большинство современных модернизированных дробилок имеет эксцентрик с центрированным нагружением, обеспечиваемым путем шарнирного сопряжения хвостовика вала дробящего конуса с расточкой стакана *12* эксцентрика (см. рис. 7.2.14).

Дробящий конус опирается на сферический подпятник опорной чаши *14*. Эксцентрик вращается в цилиндрической втулке *15*, запасованной в центральный стакан станины *16* и опирается на подпятник *17*, состоящий из бронзового и двух стальных дисков.

Дробилки оборудованы механизированной системой регулирования ширины разгрузочной щели с дистанционным управлением, предназначенной для регулирования крупности дробленого продукта. Система включает в себя механизмы поворота *18* и механизм фиксации *19* регулирующего кольца. Механизм поворота служит для вращения регулирующего кольца *20* в резьбе опорного кольца *21* и выполнен в виде двух гидроцилиндров *22* с тол-

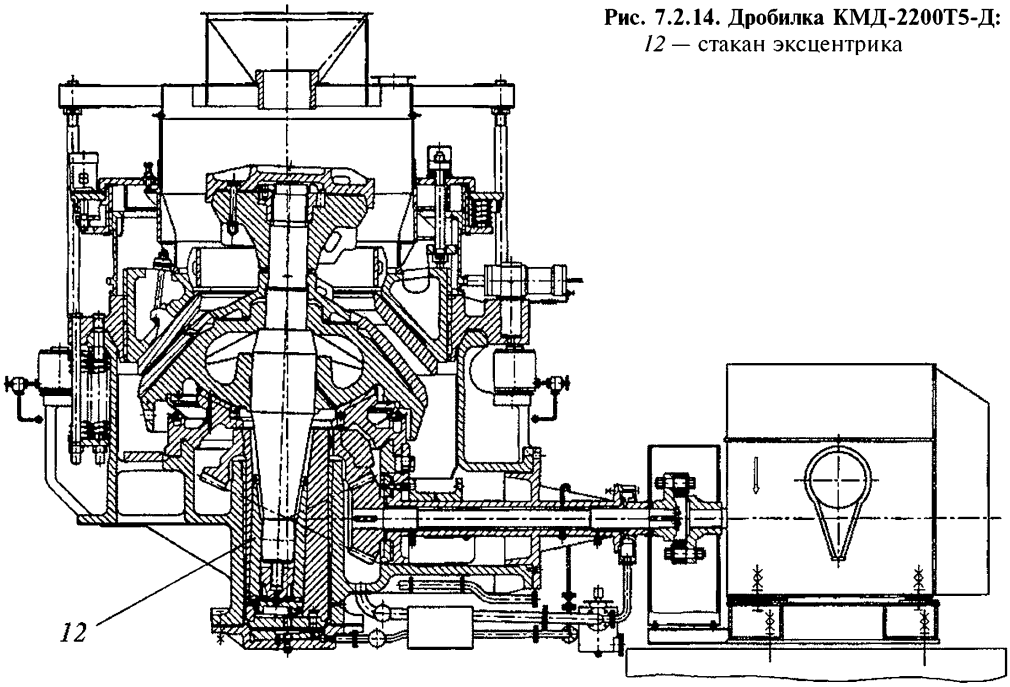


Рис. 7.2.14. Дробилка КМД-2200Т5-Д:
12 — стакан эксцентрика

кателями *23*, совершающими возвратно-поступательное движение и поворачивающими кожух *24*, связанный с регулирующим кольцом. Основной рабочий режим — поворот регулирующего кольца по часовой стрелке для уменьшения разгрузочной щели, увеличившейся вследствие износа броней.

Для расширения разгрузочной щели необходимо изменить направление вращения кожуха, осуществляемое путем поворота гидроцилиндров в горизонтальной плоскости на угол 90°.

Механизм фиксации предназначен для выбора осевого зазора в регулировочной резьбе при работе дробилки под нагрузкой. Механизм фиксации выполнен в виде силового блока, в крышке *25* которого закреплены колонны *26* регулирующего кольца. Осевая вытяжка регулирующего кольца осуществляется указанными колонками благодаря силе предварительно сжатых пружин *27*. Для возможности поворота регулирующего кольца при регулировании щели сила фиксации снимается с помощью гидроцилиндров *28*. С целью сохранения при регулировании постоянного расстояния между регулирующим кольцом и крышкой *25* механизма фиксации кожух *24* имеет компенсирующую левую резьбу *29* с тем же шагом, что и основная регулировочная резьба *30*.

Система регулирования щели может работать полностью в автоматическом режиме с последовательным выполнением всех движений одного цикла (поворот кожуха на один зуб храпового венца) и в режиме ручного управления каждым движением. Привод гидроцилиндров системы регулирования щели и необходимая последовательность их работы обеспечиваются гидроагрегатом, описание устройства и работы которого приведено ниже.

Защита дробилки от перегрузок осуществляется с помощью системы пружинной амортизации, выполненной в виде пакетов пружин *31*, прижимающих с требуемой силой опорное кольцо к корпусу станины *16*. При возникновении повышенных (аварийных) нагрузок происходит односторонний подъем опорного кольца (вместе с регулирующим) в следствие дополнительного сжатия пружин. В случае попадания в камеру дробления большого недробимого тела, размеры которого превышают ширину разгрузочной щели на открытой стороне, его заклинивает. Для быстрой и безопасной разгрузки заклиненной дробилки используются специальные гидродомкраты *32*, поднимающие опорное кольцо путем дополнительного сжатия пружин, в результате чего заклиненное недробимое тело освобождается. Это же устройство можно применять для разгрузки дробилки, остановившейся под завалом.

Для защиты узлов трения от пыли между дробящим конусом и опорной чашей встроен гидравлический затвор *33*, в ванне которого непрерывно циркулирует жидкость.

Технические характеристики дробилок среднего дробления приведены в табл. 7.2.3, дробилок мелкого дробления — в табл. 7.2.4.

Модернизированные дробилки. В течение 1997–2001 гг. специалистами МК «Уралмаш» (г. Екатеринбург) спроектирован и изготовлен ряд новых дробилок: КСД-2200Т2-Д (рис. 7.2.15), КСД-2200Гр-ДА, КМД-2200Т4ДА, КМД-2200Т5-Д, КМД-2200Т6-Д (рис. 7.2.16) и др.

Дробилка КСД-2200Т2-Д обеспечивает увеличение производительности в 1,5–1,6 раза по сравнению со стандартной дробилкой КСД-2200Т-Д при сохранении габаритных и установочных размеров; работает в режиме дозированного питания, без завала. Ее камера дробления спроектирована таким образом, что разрушение материала происходит свободным сжатием, без прессования, вследствие чего удельное энергопотребление в рассматриваемой дробилке сохранено на уровне существующих дробилок среднего дробления.

Дробилки КСД-2200Гр-ДА и КМД-2200Т4-ДА специального исполнения предназначены для переработки вязких труднодробимых железованадиевых руд Качканарского месторождения. Основной отличительной чертой таких дробилок является уменьшенный угол отклонения дробящего конуса (1,5 вместо 2°, как у стандартных дробилок), позволяющий снизить относительную деформацию кусков дробимого материала и, соответственно, рабочие нагрузки на составные части дробилок.

Дробилка КМД-2200Т6-Д рассчитана на получение особо мелкого продукта в условиях четырехстадийного цикла дробления.

Во всех модернизированных дробилках мелкого дробления оптимизированы геометрические и кинематические параметры камер дробления.

Основные конструктивные особенности модернизированных дробилок:

– укороченные профили камер мелкого дробления, обеспечивающие получение продукта номинальной крупностью 16...18 мм и снижение расхода высокомарганцовистой стали на тонну дробленого продукта;

7.2.3. Технические характеристики дробилок КСД

Параметр	МК «Уралмаш» (г. Екатеринбург)									Иркутский завод тяжелого машиностроения	ЗАО «Новокраматорский машиностроительный завод»	
	КСД-1750Гр-Д	КСД-1750Гр2-Д	КСД-1750Т-Д	КСД-2200Гр-Д	КСД-2200Гр-ДА*	КСД-2200 Гр2-Д	КСД-2200Т-Д	КСД-2200Т2-Д	КСД-3000Т-Д	КСД-900Гр	КСД-2200Гр	КСД-2200Т
Ширина приемной щели на открытой стороне, мм	250	350	200	350		450	275		475	130	350	275
Размер максимального куска (по 5%-ному остатку на квадратной ячейке сита), мм:												
питания	200	300	160	300		380	250		380	100	300	250
продукта	65	70	42	75	70	75	42	50	70	Нет данных		
Диапазон регулирования ширины разгрузочной щели в фазе сближения профилей, мм	25...60	35...65	15...30	30...60		35...65	15...30	20...40	25...50	15...40	30...60	15...30
Производительность на материале с временным сопротивлением сжатию 100...150 МПа и влагосодержанием до 4 % в открытом цикле, $м^3/ч$	180...320	230...400	105...190	420...700	380...630	500...820	180...360	400...630	650...900	30...45	360...610	180...360
Мощность главного привода, кВт	160			250				400		55	250	
Масса дробилки, т	51			92	94	92		97	230	11,006	109	111

* Дробилка для вязких труднодробимых железованадиевых руд Качканарского месторождения.

7.2.4. Технические характеристики дробилок КМД производства МК «Уралмаш»

Параметр	МК «Уралмаш»												
	КМД-1750Гр-Д	КМД-1750Т-Д	КМД-1750Т2-Д	КМД-1750 Т3-Д	КМД-1750Т7-Д	КМД-2200Гр-Д	КМД-2200Гр2-Д	КМД-2200Т-Д	КМД-2200Т4-ДА	КМД-2200Т5-Д	КМД-2200Т6-Д	КМД-2200Т7-Д	КМД-3000Т2-Д
Ширина приемной щели на открытой стороне, мм	130	80	70	40	60	140	200	100	85		70	95	85
Размер максимального куска (по 5%-ному остатку на квадратной ячейке сита), мм:													
питания	100	70	65	30	40	110	170	85	80		60	50	80
продукта	32	21	18	5	25	35	45	21	18			26	18
Диапазон регулирования ширины разгрузочной щели в фазе сближения профилей, мм	9...20	5...15	8...12	3...8	8...15	10...20	15...25	5...15	8...15	6...12	7...12	8...15	
Производительность на материале с временным сопротивлением сжатию 100...150 МПа и влагосодержанием до 4 % в открытом цикле, $м^3/ч$	100...150	85...110	80	40...75	120	220...325	315...410	160...250	130...170	160...235	140...180	285	350
Частота вращения приводного вала, $мин^{-1}$	740					590			490				590
Частота качаний дробящего конуса, $мин^{-1}$	260					242							200
Мощность главного привода, кВт	160		200	160	200	315			250	315			500
Масса дробилки, т	51		52	51	50	90			95	94		93	230

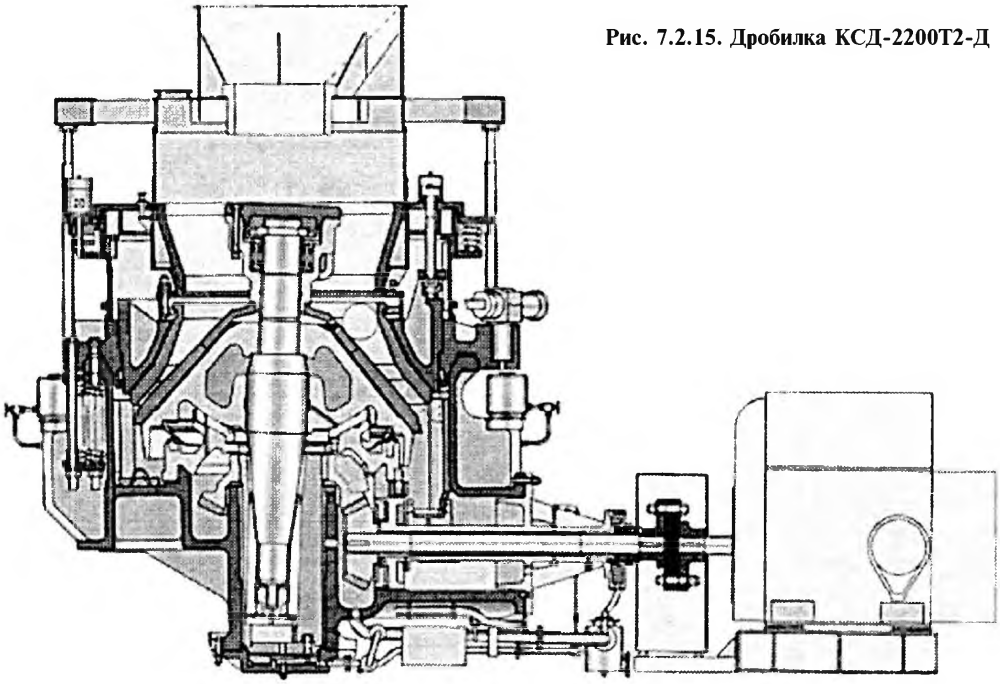


Рис. 7.2.15. Дробилка КСД-2200Т2-Д

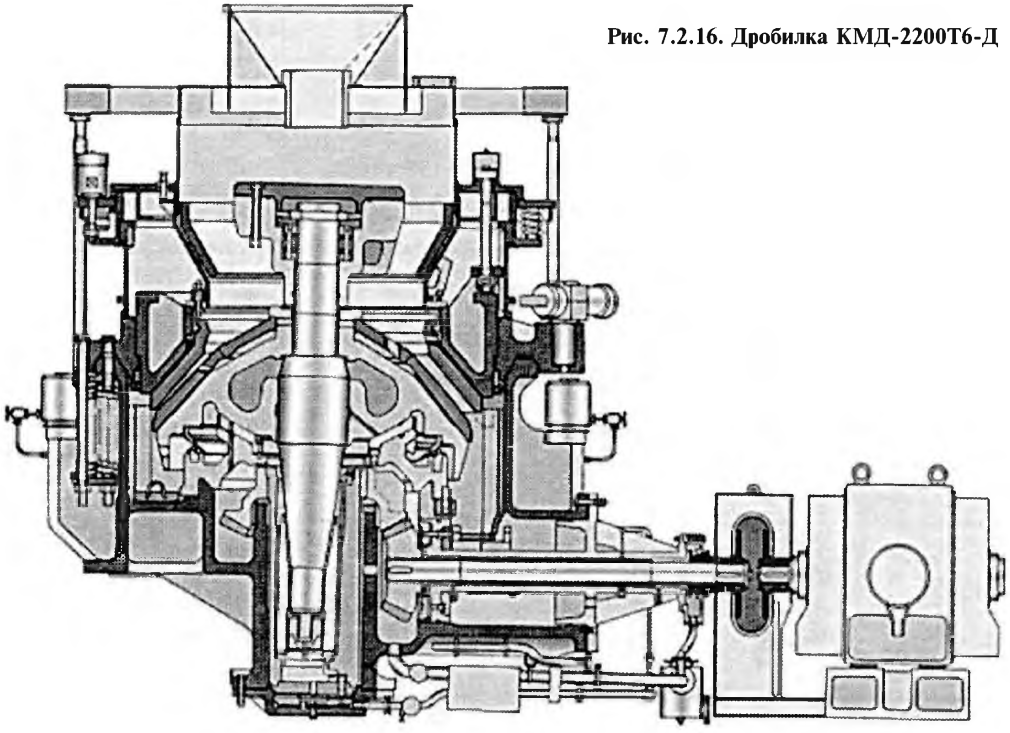


Рис. 7.2.16. Дробилка КМД-2200Т6-Д

– эксцентрик с центрированным нагружением, увеличивающий ресурс его подшипников в 1,5–2 раза;

– трехболтовой пружинный пакет системы амортизации, обеспечивающий стабильную рабочую силу пакета;

– цапфовое крепление неподвижной брони, более технологичной в изготовлении; отсутствие окон в корпусе регулирующего кольца для крепления брони, улучшающее его надежность;

– двухцилиндровый механизм поворота, создающий повышенный вращающий момент на регулирующем кольце, что осуществляет его поворот даже при повышенном сопротивлении в резьбе;

– полноповоротный механизм фиксации, обеспечивающий работу системы регулирования щели при стационарных соединениях гидравлических трубопроводов в течение всего срока службы броней;

– пружинное крепление брони конуса, не чувствительное к направлению вращения приводного вала.

7.2.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КСД И КМД

Углом захвата α конусных дробилок для среднего и мелкого дробления называют угол между образующими поверхностей дробящего конуса и наружной конической чаши в верхней части рабочего пространства в момент наибольшего их сближения (рис. 7.2.17). Угол захвата α для данных дробилок должен быть меньше двойного угла трения. Практически угол захвата составляет 18°.

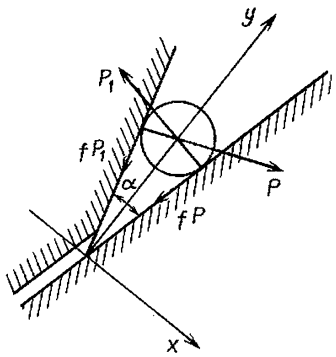


Рис. 7.2.17. Угол захвата конусной дробилки для среднего дробления (обозначения см. на рис. 7.1.13)

Частота вращения эксцентрикового стакана. Конусные дробилки для среднего и мелкого дробления имеют параллельную зону длиной l и шириной s. Такая зона необходима для получения дробленого продукта с размером максимального куска, не превышающим ширины зоны. Дробилка может выполнить эту задачу в том случае, если время прохождения кусками дробимого материала параллельной зоны будет не меньше времени одного оборота эксцентрикового стакана. При соблюдении этого условия каждый кусок хотя бы раз будет зажат в параллельной зоне.

Более подробно этот вопрос будет рассмотрен при расчете профиля камеры дробления для КМД [13].

Минимально допустимая теоретическая частота вращения эксцентрика, мин$^{-1}$,

$$n_{\min} \geq 132[(\sin\alpha - f_{тр}\cos\alpha)/l_{п}]^{0,5},$$

где $f_{тр}$ — коэффициент трения руды о сталь, $f_{тр}$ = = 0,3; $l_{п}$ — длина параллельной зоны, м.

Число качаний подвижного конуса, мин$^{-1}$, $n = 350 - 50D$ (для дробилок с диаметром основания подвижного конуса $D \geq 1{,}2$ м) и $390 - 70D$ (для дробилок с $D < 1{,}2$ м).

Ширина выходной щели на открытой стороне, мм,

$$A = b_1 + S,$$

где b_1 — ширина выходной щели на закрытой стороне (в фазе сближения профилей), мм; S — ход подвижного конуса в плоскости выходной щели, мм,

$$S = 0{,}035L_{o}\beta = 2e,$$

здесь L_{o} — полная длина образующей подвижного конуса (до точки ее пересечения с вертикальной осью дробилки), мм; β — угол между осью подвижного конуса и вертикальной осью дробилки, град; e — эксцентриситет вала на уровне основания подвижного конуса, мм.

Производительность дробилок типа КСД, т/ч (в открытом цикле):

а) для выходной щели $b_1 \leq 25$ мм

$$Q = K_{тв}q_1 b_1 \gamma_{н} = 0{,}009K_{тв}D^2 n b_1 \gamma_{н},$$

где $K_{тв}$ — коэффициент твердости руды (см. табл. 7.1.4); q_1 — удельная производительность (на 1 мм выходной щели), м^3/(мм·ч); $\gamma_{н}$ — насыпная плотность руды, т/м^3;

б) для выходной щели $b_1 > 25$ мм

$$Q = (q_2 b_1 + p)\gamma_н = (D^2 n b_1 + p)\gamma_н,$$

где q_2 — удельная производительность (на 1 мм выходной щели), м^3/(мм·ч); p — постоянная объемной производительности, м^3/ч (см. ниже).

Значение постоянной объемной производительности

D, мм	600	900	1200	1750	2200
p, м^3/ч	20	50	65	80	80
q, q_1, q_2, м^3/(мм·ч)	0,3	0,4	0,8	3,4	6,8

Производительность дробилок типа КМД, т/ч:

а) в открытом цикле

$$Q_{от} = K_{тв} q_1 b_1 \gamma_н = (0{,}021...0{,}023) K_{тв} D^2 n b_1 \gamma_н;$$

б) в замкнутом цикле

$$Q_з = 0{,}5 Q_{от}.$$

Сила дробления, кН:

а) полная (равнодействующая)

$$R = 460F = 420D^2,$$

где F — площадь боковой поверхности подвижного конуса, м^2;

б) горизонтальная составляющая

$$R_г = R\sin\alpha = 34F = 31D^2;$$

в) вертикальная составляющая

$$R_в = R\cos\alpha = 31F = 28D^2.$$

Сила прижатия пружин, кН:

а) минимальная

$$T_{min} = 30R_в = 930F = 840D^2;$$

б) паспортная

$$T_{пасп} = 0{,}001\omega c(H_о - H_з),$$

где ω — общее число амортизационных пружин на дробилке; c — коэффициент жесткости пружины, численно равный силе, необходимой для сжатия одной пружины на 1 мм, кН/мм; $H_о$ — высота пружины в свободном состоянии, мм; $H_з$ — затяжка пружины по высоте, мм.

Теоретическая потребляемая мощность, кВт,

$$N_{потр} = 3{,}4 F e_{ср} n/\eta,$$

где η — КПД передаточного механизма, η = = 0,55; $e_{ср}$ — эксцентриситет вала на середине высоты подвижного конуса, м,

$$e_{ср} = 0{,}5h\,\mathrm{tg}\,\beta,$$

здесь h — полная высота подвижного конуса (до пересечения его образующей с вертикальной осью дробилки), м.

Установленная мощность, кВт,

$$N_{дв} = 3N_{потр}.$$

Эксцентриковый стакан:

а) эксцентриситет, мм

$$e = (b - a)/2 + 0{,}01D_р/k,$$

где b — наибольшая толщина стенки эксцентрика в выбранном для контроля сечении, мм; a — наименьшая толщина стенки эксцентрика в выбранном для контроля сечении, мм; $D_р$ — диаметр расточки, мм; k — конусность расточки, доли ед.;

б) проверка эксцентриситетов (пригодность эксцентрика)

$$Le_в/(L - H) = e_н + 0{,}2,$$

где L — расстояние от нижнего торца эксцентрика до точки подвеса, мм; H — высота эксцентрика, мм; $e_в$, $e_н$ — фактически полученные соответственно верхний и нижний эксцентриситеты, мм.

Значения величин L и H

D, мм	600	900	1200	1750	2100	2200
L, мм	810	1305,6	1920	2147,5	2698,4	2696,4
H, мм	430	760	901,5	1200	1500	1500

7.2.6. РАСЧЕТ ПРОФИЛЯ КАМЕРЫ ДРОБЛЕНИЯ ДЛЯ КМД

Расчет профиля камеры дробления для КМД выполняют из условия траектории движения куска дробимой породы внутри камеры [6].

Между дробящими органами будет зазор, в который должны войти все куски питания. Уменьшение этого зазора на величину e_i будет приводить к разрушению кусков. Наибольший зазор между дробящими органами — открытая приемная щель камеры дроб-

ления — должен возможно мало отличаться от размера максимального куска питания d. Принимают соотношение размера куска d с размером открытой приемной щели $d = 0{,}85B$ или $B = 1{,}176d$.

Известность разрушающего хода для кусков d позволяет найти размер закрытой приемной щели камеры дробления как разницу B и e_i с учетом зазора между d и B:

$$B_1 = B - (B - d + e_к d) =$$
$$= d(1 - e_к) = 0{,}85B(1 - e_к).$$

Материал в камере дробления движется сверху вниз «напроход». Для сохранения постоянства меры воздействия на разноразмерные куски (чем меньше кусок, тем глубже он погрузится в камеру) дробящие органы при максимальном сближении (при «закрытии» камеры) должны создавать сужающуюся сверху вниз щель. В камеру дробления могут попасть недробимые предметы, которые должны пройти через камеру без останова рабочего процесса. Наибольший из недробимых предметов, способных попасть в камеру дробления, будет иметь размер B. Чтобы его выпустить из камеры дробления (остаточными деформациями недробимого тела и дробящих поверхностей пренебрегают), открытая разгрузочная щель должна быть также равна B ($s_o = B$).

Но если зазор между закрытыми дробящими поверхностями сужается по ходу материала, то разгрузочная щель $s_р$, размер щели на закрытой стороне B_1 и ход подвижного дробящего органа в нижней части камеры дробления должны быть заметно больше хода в ее верхней части, т.е. оси симметрии подвижного («дробящего конуса», просто «конуса») и неподвижного («дробильной чаши», просто «чаши») дробящих органов должны располагаться под углом друг к другу и пересекаться со стороны меньшего хода над приемной щелью.

Такое расположение осей симметрии и соотношение ходов присущи классическому случаю движения твердого тела — гирационному движению, движению тела с одной неподвижной точкой, совершающему эйлеровы перемещения прецессии, нутации, чистого (собственного) вращения. Следовательно, проектируемую машину надо оборудовать гирационно движущимся дробящим органом (рис. 7.2.18).

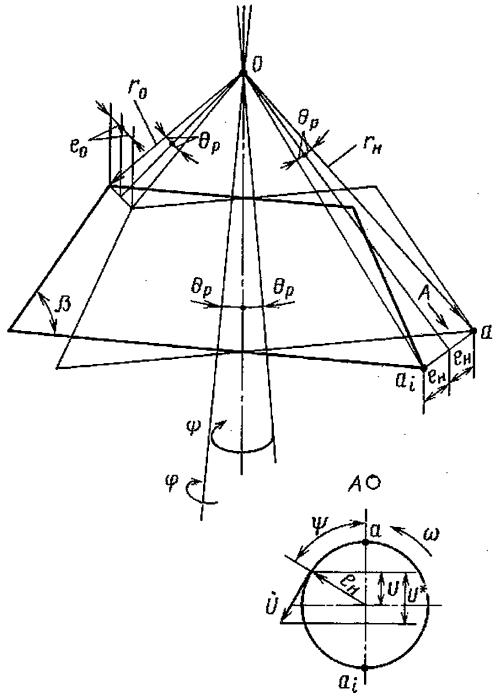


Рис. 7.2.18. Схема к расчету гирационного движения:

$\theta_р$ — угол нутации; ψ — фаза колебания дробящего конуса; e_0, $e_н$ — эксцентриситет начала и конца движения броней; r_o, $r_н$ — полярные координаты; ω — угловая скорость; U, U' — линейная скорость прецессии

Наружный дробящий орган будет иметь форму оболочки, а внутренний — сплошного тела. Любые виды движения сплошному телу сообщить легче, чем оболочке, поэтому целесообразно, чтобы подвижным был внутренний дробящий орган.

Когда найдена взаимосвязь между закрытой и открытой приемными щелями, учитывающая крупность d и характеристику дробимости $\varepsilon_к$ куска, и когда выявлена необходимость сужения закрытой щели камеры дробления сверху вниз, следует вернуться к модели взаимодействия и попытаться найти соотношение размеров закрытых щелей камеры дробления по шагам процесса дробления: эти щели зависят от допустимой меры воздействия оператора на операнд, от нормы $\varepsilon_к$.

Однако до поиска соотношения размеров закрытых щелей камеры по шагам про-

цесса надо решить, какую форму будут иметь дробящие органы. Возможен выбор из двух форм: крутой и пологой. Крутая форма такая, при которой кусок между двумя последовательными шагами процесса дробления не встречает препятствия для свободного падения. При пологой форме падающий кусок встретит препятствие для свободного падения в виде поверхности движущегося конуса, о которую он ударится, и его дальнейшее движение будет идти под влиянием удара.

Свободно падающий кусок не испытывает других внешних влияний, кроме влияния поля земного тяготения, поэтому единственный способ управления характеристиками его движения — вариации частотой качаний дробящего конуса. Частота качаний конуса — *зависимый параметр*. Он, кроме влияния на характеристики движения материала, взаимосвязан с производительностью дробилки и ее способностью принять в камеру дробления кусок заданной крупности. Также, свободно падая, кусок пройдет максимальный из возможных путь между последовательными актами дробления, поэтому крутая камера будет самой высокой.

При пологой форме камеры кусок часть пути между последовательными шагами процесса дробления будет проходить в контакте с поверхностью конуса. Управлять движением куска можно, меняя угол наклона поверхности конуса к горизонту. Такое управление осуществляют независимо от производительности и крупности питания дробилки. Следовательно, предпочтение надо отдать пологой форме камеры дробления.

Какой величины должен быть угол наклона образующей поверхности конуса к горизонту при пологой форме конуса? Дробилки мелкого дробления стандартизованы в размерном ряду по нижнему основанию брони дробящего конуса. В России в этот ряд входят машины с основаниями конуса 900; 1200; 1750; 2200; 3000 мм. В США это машины с основаниями 2; 3; 4; $5^1/_2$; 7; 10 фут (дробилка размером 10 фут не изготовлялась; фут равен 304,8 мм).

На рис. 7.2.19 показано, как с увеличением угла наклона β растет площадь входной щели (возрастает производительность дробилки), но уменьшается сечение корпуса дробильной чаши (снижается прочность чаши, т.е. ухудшается надежность машины).

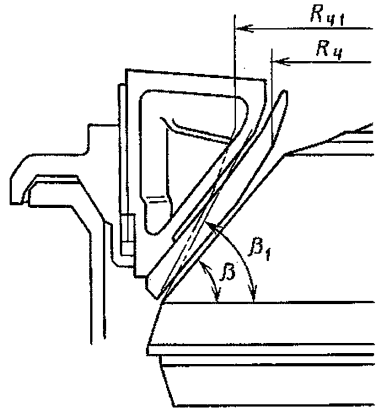


Рис. 7.2.19. Схема к определению угла образующей дробящего конуса:
$R_{ч1}$, $R_ч$ — радиусы места перехода зоны дробления в зону калибровки и верхнего основания брони дробильной чаши; β, β_1 — углы наклона к основанию броней для образующих поверхностей зон калибровки и дробления брони дробящего конуса

На практике принят угол наклона образующей брони конуса к горизонту по норме β = = 50° = 0,87266 рад.

На рис. 7.2.20 показаны профиль камеры в открытом и закрытом положениях и «предпочтительная» траектория движения куска в камере. На первом шаге процесса дробления смогут раздробиться куски из фракции крупности $d...+B_2$. Куски фракции $-B_2...+s_р$ раздробятся близ щели $s_р$. Наибольшим куском в этой фракции считают кусок $d_i = B_2$. Чтобы в щели $s_р$ он не прессовался, должно выдерживаться соотношение

$$d_i = s_р(1 - \varepsilon_к)^{-1}.$$

Тогда размеры щелей B_2 и $s_р$ будут связаны зависимостью, отражающей физическое свойство дробимости горных пород:

$$B_2 = s_р(1 - \varepsilon_к)^{-1}.$$

Штрихпунктиром на рис. 7.2.20 показана траектория куска, который затормозился близ щели B_2, но не раздробился в ней. Таким может быть кусок крупностью $d_к$ = $= B_2(1 - \varepsilon_н)^{-1}$, поскольку было условлено, что куски разрушаются только после превышения, а не просто достижения начальной деформации $\varepsilon_н$. Кусок $d_к$ раздробится в щели

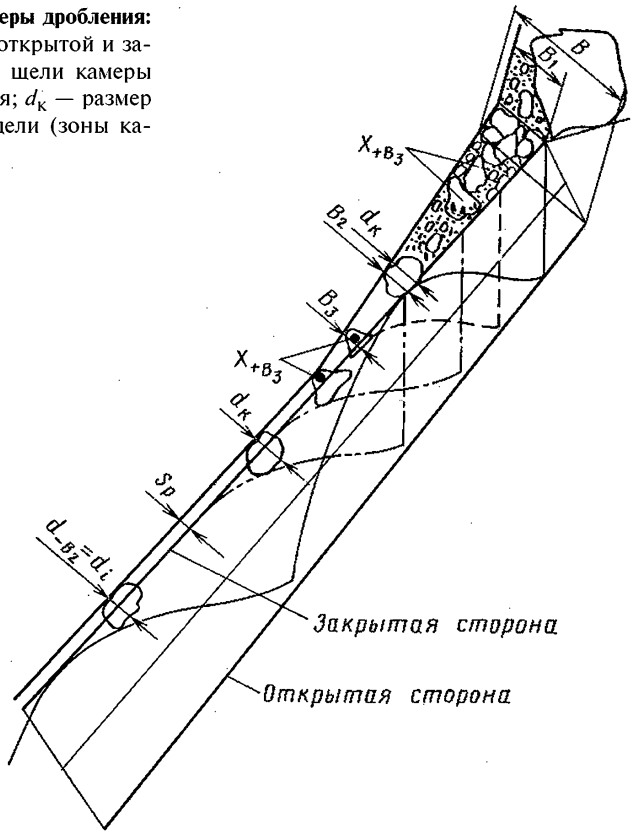


Рис. 7.2.20. Построение профиля камеры дробления: B, B_1 — ширина приемной щели на открытой и закрытой сторонах; B_2, B_3 — ширина щели камеры дробления на первом шаге дробления; $d_к$ — размер куска; $s_р$ — ширина разгрузочной щели (зоны калибровки)

$B_3 \geq s_р$ на относительно крупные осколки ($\varepsilon_i \leq \varepsilon_к$), которые войдут в готовый продукт, закрупнив его.

Куски d_i и $d_к$ по величине могут изменяться всего на 5 % ($\varepsilon_н = 0{,}05$), поэтому желательно и возможно дробить их в одной щели, ориентированной на переработку наибольших кусков крупностью $d_к$:

$$d_к = s_р(1 - \varepsilon_к)^{-1}.$$

Отсюда следует

$$B_2 = s_р(1 - \varepsilon_н)(1 - \varepsilon_к)^{-1}.$$

По аналогии

$$B_1 = B_2(1 - \varepsilon_к)^{-1} = s_р(1 - \varepsilon_н)(1 - \varepsilon_к)^{-2},$$

а с учетом вышеизложенного

$$B = 1{,}176B_1(1 - \varepsilon_к)^{-1} = 1{,}176s_р(1 - \varepsilon_н)(1 - \varepsilon_к)^{-3}.$$

Чтобы дробить куски с крупностями d_i и $d_к$ в щели $s_р$, надо эту щель продлить от места дробления кусков d_i до места дробления кусков $d_к$. Так в закрытом профиле камеры дробления образуется зона равномерной щели. Продукт этой зоны будет иметь верхнюю предельную крупность, верхний «калибр» $d_1 = s_р(1 - \varepsilon_н)^{-1}$. В связи со своей функцией калибровать наибольшую крупность продукта участок щели $s_р$ называют *зоной калибровки*. Из-за формы его часто называют *параллельной зоной*.

Важно, что камера дробления разделилась на две зоны с разными функциями. О функциях зоны калибровки уже сказано, а о функциях верхней зоны камеры, «зоны дробления», говорят зависимости для B, B_1 и B_2: в зоне дробления все куски питания из фракции $d...+B_2$ должны быть преобразованы в осколки с предельной крупностью, исключающей их прессование в зоне калибровки, но позволяющей дробить их при деформациях $\varepsilon_к$, т.е. зона дробления имеет функцию подготовки горной породы к калибровке.

Размер наибольшего куска питания при заданном минимуме щели $s_р$

$$d = 0{,}85 s_р (1 - \varepsilon_н)(1 - \varepsilon_к)^{-3}.$$

Зная, что конструктивная степень сокращения камеры дробления $i_к = d s_р^{-1}$, получаем $i_к = 0{,}85(1 - \varepsilon_н)(1 - \varepsilon_к)^{-3}$.

Итак, главными требованиями при проектировании дробилок являются крупность питания и конструктивная степень сокращения. Крупность питания не может быть произвольной. Она связана с размером щели $s_р$, граничными деформациями $\varepsilon_н$ и $\varepsilon_к$, числом шагов процесса преобразования кусков от входа в камеру к выходу из нее. Говоря о числе шагов процесса преобразования, следует обратить внимание на показатели степени в вышеприведенных зависимостях: их абсолютное значение m всегда равно числу участков (щелей) дробления, т.е. на единицу больше числа шагов процесса дробления j. Вышеприведенные зависимости отражают двухшаговый процесс преобразования. Если процесс будет состоять из j шагов, зависимость примет вид

$$i_к = 0{,}85(1 - \varepsilon_н)(1 - \varepsilon_к)^{-(j+1)}.$$

Проведем моделирование камеры дробления КМД для способа разрушения «кусок о броню».

Частота качаний дробящего конуса. Во-первых, частота качаний влияет на производительность машины: чем больше качаний в единицу времени, тем больше актов приема материала в камеру за то же время. Но в какой-то момент повышения частоты качаний из-за уменьшающегося времени раскрытия профиля начнут снижаться порции питания, способные войти в камеру: во взаимосвязи «частота качаний конуса — производительность дробилки» имеется оптимум.

Во-вторых, частота качаний конуса влияет на возможность приема в камеру наибольшего куска питания. Зазорами в кинематической цепи привода дробящего конуса и отклонениями от идеала форм деталей, создающих камеру дробления, ограничен минимум размера закрытой разгрузочной щели $s_р$. Величины $s_р$ и d строго связаны между собой. Одновременно отношение $d/s_р = i_к$ — один из главных выходных параметров машины, отражающих цель ее функционирования: характеристический критерий оптимальности работы машины. Обеспечить прием в камеру дробления

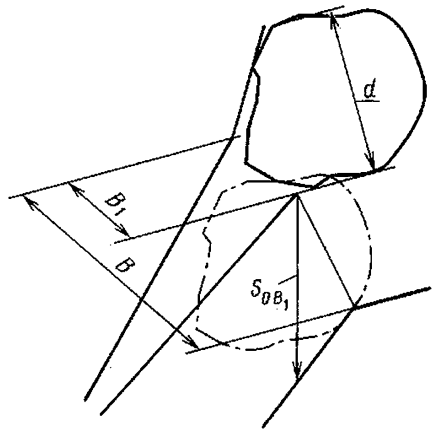


Рис. 7.2.21. Схема входа куска в камеру дробления

кусков размером d конструктор обязан, поэтому, определяя частоту качаний конуса, именно это качество рабочего процесса машины принимают за посылку выбора нормы параметра.

Значение параметра. Схема входа куска в камеру дробления показана на рис. 7.2.21.

Принятая ранее норма соотношения размеров открытой приемной щели B и куска d показывает, что только при полном раскрытии профиля создаются условия для легкого входа куска d в камеру дробления. Начало входа куска любой крупности в камеру всегда совпадает с началом фазы раскрытия профиля, началом изменения приемной щели от размера B_1 до размера B. Время этого изменения размера щели соответствует времени полной реализации условий легкого входа куска d в камеру ($d = 0{,}85B$) и полупериоду колебаний конуса, т.е. время свободного падения куска при входе в камеру также должно соответствовать времени раскрытия щели, полупериоду колебания конуса:

$$t_{B1} = 0{,}5T,$$

а частота качаний дробящего конуса

$$n = 30 t_{B_1}^{-1}$$

Наиболее распространенный метод поиска связей кинематических параметров с другими — превращение кинематической задачи в геометрическую, так как среди геометрических параметров конструкции всегда найдутся известные. На рис. 7.2.22 показано такое искусственное построение, в котором *перемещения куска и брони стали элементами простейших геометрических*

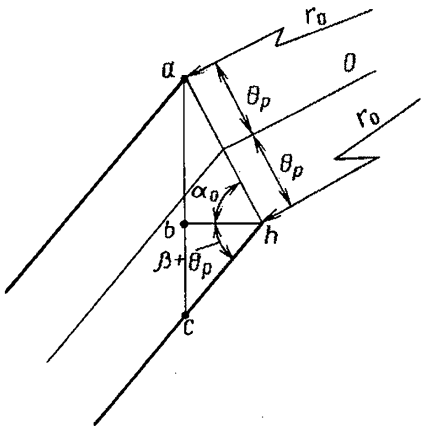


Рис. 7.2.22. Схема к определению расстояния до точки встречи куска с броней

фигур и которое позволит, следовательно, связать перемещение куска за время его входа в камеру с соответствующими по времени перемещениями элементов конструкции камеры.

Из треугольников *aOh*, *abh*, *hbc* на рис. 7.2.22:

$$ah = 2r_o \sin\theta_p;\ ab = ah\sin\alpha_o = 2r_o\sin\theta_p\sin\alpha_o;$$

$$bh = ah\cos\alpha_o = 2r_o\sin\theta_p\cos\alpha_o;$$

$$bc = bh\,\mathrm{tg}(\beta+\theta_p) = 2r_o\sin\theta_p\cos\alpha_o\,\mathrm{tg}(\beta+\theta_p).$$

Из-за малых углов нутации дробилок КМД (2° или 0,035 рад) $\sin\theta_p = \mathrm{tg}\,\theta_p = \theta_p$.

По известным из физики условиям свободного падения *куска* его путь за полупериод колебания

$$S_{01} = 0{,}5gt_{B_1}^2.$$

Через параметры движения конуса этот путь

$$S_{01} = ab + bc = 2r_o\theta_p[\sin\alpha_o + \cos\alpha_o\,\mathrm{tg}(\beta+\theta_p)].$$

Приравнивание правых частей этих уравнений и решение полученного равенства относительно $t_{в1}$ дает следующее выражение:

$$t_{B_1} = \{0{,}408r_o\theta_p[\sin\alpha_o + \cos\alpha_o\,\mathrm{tg}(\beta+\theta_p)]\}^{0,5}.$$

Зная t_{B_1} и, следовательно, n, можно имитировать модель движения куска в камере, построить его траекторию, определить длину камеры и спрофилировать камеру. Однако известность t_{B_1} чисто формальная, ограничена известностью взаимосвязей t_{B_1} с параметрами r_o, α_o, θ_p. Количественно параметры r_o, α_o, θ_p не известны. Числа набранных взаимосвязей параметров модели недостаточно для сиюминутного численного определения r_o, α_o, θ_p. Необходимо продолжить моделирование и искать дополнительные взаимосвязи параметров камеры дробления, чтобы их число стало достаточным для определения количественных значений величин.

Движение куска в камере дробления — сложный процесс, который может быть существенно упрощен для моделирования с помощью допущений.

Допущения моделирования. Дробящий конус совершает пространственные качания, при которых каждая его точка движется по сложной, имеющей громоздкое описание траектории — эволюте. Кусок перемещается в камере в вертикальной плоскости, проходящей через ось симметрии дробилки, а спиральная траектория отпечатков на броне конуса свидетельствует о наличии собственного вращения конуса.

Первое допущение модели — движение конуса можно рассматривать в проекции на плоскость движения куска: в ней идет их взаимодействие.

Дробящий конус представляет собой тело вращения, поэтому безразлично, какой точкой своей поверхности он взаимодействует с куском, эффект будет одинаков.

Отсюда *вторым допущением* будет пренебрежение собственным вращением конуса. При этом допущении каждая точка конуса движется по годографу радиус-вектора r_i, представляющему собой основание прямого круглого конуса, имеющего вершину в точке подвеса и угол $2\theta_p$ при вершине. Если известен скаляр вектора r_i, то известен и радиус-вектор e_i вращения точки конуса: $e_i = r_i\sin\theta_p$ (см. рис. 7.2.18).

Два принятых допущения позволили свести сложное пространственное движение конуса к простому гармоническому колебанию: каждая точка конуса будет двигаться по проекции вращения радиус-вектора e_i на плоскость движения куска с параметрами (см. рис. 7.2.18)

$$U = e_i\cos\psi;\ U' = -\omega e_i\sin\psi;\ U' = \omega^2 e_i\cos\psi.$$

При заданной зависимости частоты качаний конуса кусок половину периода колебаний конуса будет свободно падать. Свободное падение куска закончится его непрямым уда-

ром о броню конуса, после чего начнется совместное движение куска с конусом. Дальнейшее движение будет зависеть от характеристики удара куска по броне. Если удар упругий, появятся нормальная и касательная составляющие скорости соударения и под влиянием нормальной составляющей относительное движение куска по броне будет скачкообразным. При неупругом ударе нормальной составляющей скорости не будет и кусок станет скользить по броне в своем относительном движении и приближаться к броне чаши в переносном движении.

При сравнении результатов вычислений траекторий движения куска в камере дробления с учетом и без учета упругости удара более точной оказалась модель 2 (1976 г.), учитывающая упругость удара, однако она была очень громоздкой по математическому описанию и трудоемкой по методам решения. Модель 1 (1967 г.), допускающая неупругий удар куска о броню, мало уступала в точности модели 2, зато описывалась элементарнейшими трансцендентными уравнениями, имеющими компактное и точное решение.

Б.Д. Котельников нашел такие искусственные значения коэффициентов трения руды о металл при ударе и скольжении, которые делали перемещения предполагаемого скольжения куска по броне эквивалентными его перемещениям при реальном скачкообразном движении. Эти «эквивалентные коэффициенты» позволяют принять *третье допущение* — допущение о неупругом ударе куска по броне — и использовать модель 1.

Масса конуса неизмеримо больше массы куска, поэтому корректно *четвертое допущение*: параметры движения куска после удара о броню будут определяться с учетом изменения при соударении количества движения только куска, количество движения конуса принимают неизменным.

Наконец, последнее, *пятое допущение*. Как только ось конуса выйдет из плоскости движения куска, сечение поверхности брони конуса из прямолинейного превратится в криволинейное. Однако угол нутации так мал, что этой криволинейностью можно пренебречь и все проекции образующей поверхности брони конуса на плоскость движения куска принимать в виде прямых.

Перемещение куска относительно брони при свободном падении во время входа в камеру (на первом шаге). Из рис. 7.2.22 следует, что перемещение куска относительно брони конуса за время его свободного падения составляет

$$l_{0B_1} = 2r_o\theta_p \cos\alpha_o \cos^{-1}(\beta + \theta_p).$$

Начальная скорость скольжения куска по броне после удара. Эту скорость определяют изменением количества движения соударяющихся тел после удара. Изменением количества движения конуса можно пренебречь, поэтому в уравнении, отражающем закон сохранения суммарного количества движения тел до и после удара, будет фигурировать только масса куска, которая сократится, и уравнение станет прямо отражать изменение скорости куска после удара.

Сумма проекций скоростей соударяющихся тел (в нашем случае имеется только одна скорость — скорость куска, так как при $t_{B_1} = 0{,}5T$ значение $\psi_{B_1} = \pi$ и $U'_{B_1} = 0$) на плоскость скольжения (ось X на рис. 7.2.23) даст касательную составляющую скорости при ударе. Сумма проекций скоростей на ось Y в случае умножения на эквивалентный коэффициент трения при ударе приведет к потерям касательной составляющей на трение. Разница этих сумм проекций даст начальную скорость куска при скольжении:

$$S_{11} = S_{0B_1} \sin A - f_o S_{0B_1} \cos A,$$

где $A = \beta \pm \theta_p$.

Ускорение скольжения куска по броне конуса. Это ускорение определяют потерями ускорения свободного падения вследствие трения о поверхность скольжения. Последняя подвижна, угол ее наклона меняется на величину $\pm\theta_p$.

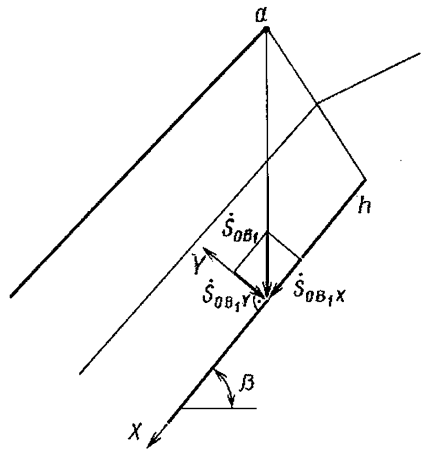


Рис. 7.2.23. Схема к определению скорости движения куска

Поэтому ускорение скольжения куска усредняется в предположении, что кусок скользит по неподвижной броне в нейтральном ее положении β′ от $(\beta + \theta_p)$ до $(\beta - \theta_p)$:

$$S_1 = g(\sin\beta' - f\cos\beta').$$

Перемещение куска относительно брони конуса за время $T - t_{B_1}$ и длина первого шага куска по камере дробления. Перемещение вычисляют по формуле физики для равноускоренного движения:

$$S_{11} = S_{11}(T - t_{B_1}) + 0{,}5S_1(T - t_{B_1})^2.$$

Длина первого шага куска по камере составит

$$l_1 = l_{0B_1} + S_{11}.$$

Свободное движение куска на втором шаге по камере дробления. В числе целей моделирования движения куска есть определение длины камеры дробления, соответствующей полному преобразованию входа в выход. Наибольший путь по камере пройдет кусок, который вследствие своей величины ($B_2 \geq d_i \geq s_p$) не дробился и не тормозился на первом шаге по камере. Такой кусок на первом шаге ко времени T накопит какую-то скорость в направлении $(\beta - \theta_p)$, влияние которой проявится только на втором шаге куска, поэтому она обозначена $S_{2(j-1)}$, а по содержанию — это первая производная по времени от S_{11}:

$$S_{21} = S_{11} + S_1(T - t_{B_1}).$$

С началом второго шага броня конуса оторвется от куска и он начнет свободно падать с ускорением g. Период колебаний брони конуса постоянен, но более удаленные от центра качаний точки поверхности брони имеют большее перемещение. Поэтому $e_{B_2} > e_{B_1}$, $t_{B_2} > 0{,}5T$, кусок и броня войдут в контакт на встречном движении, и скорость брони $U'_{B_2} \neq 0$. Характеристики соударения куска и брони конуса на втором шаге по камере дробления показаны на рис. 7.2.24.

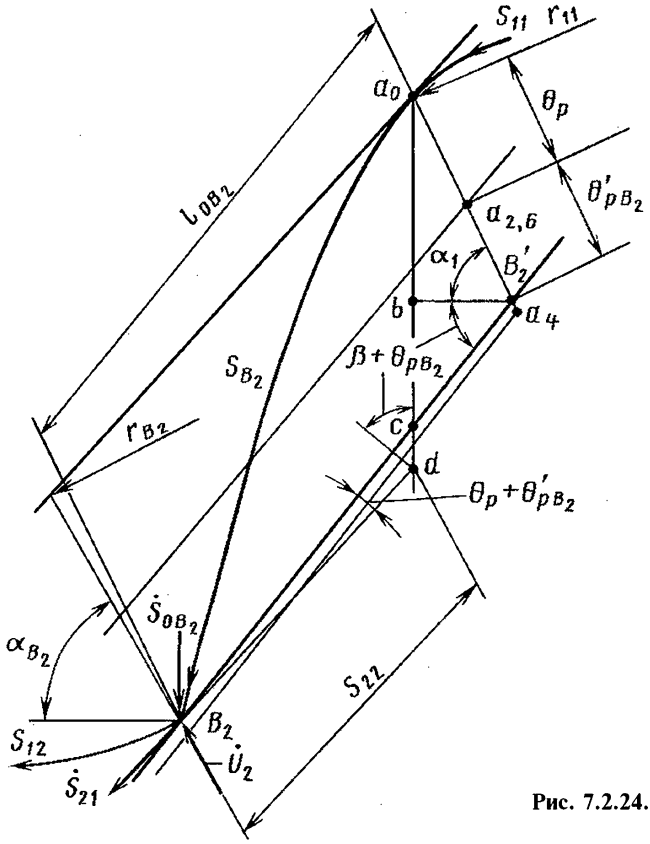


Рис. 7.2.24. Траектория движения куска на втором шаге дробления

Время встречи куска с броней конуса на втором шаге, перемещение куска относительно брони конуса при его свободном падении. Известность t_{B_j} делает известными все параметры встречи: $S_{0B_j} = gt_{B_j}$; $\psi_{B_j} = \omega t_{B_j}$ и т.д. Искусственное построение, превращающее кинематическую задачу движения куска и брони в геометрическую, показано на рис. 7.2.24.

Для определения t_{B_2} отрезок $a_o d$ — вертикальная составляющая движения куска — снова выражен через параметры движения куска и движения брони. Эти два выражения составят уравнение, решаемое относительно t_{B_2}. Отрезок $a_o d = a_o c + cd = S_{0B_2}$, S_{0B_2} через параметры движения куска выражается уже использовавшимся условием свободного падения тела с нулевой начальной скоростью:

$$S_{0B_2} = 0{,}5gt_{B_2}^2 = 4{,}905t_{B_2}^2.$$

Отрезок dB_2 — составляющая S_{22} падения куска в направлении ($\beta - \theta_p$), соответствующем максимальному приближению конуса к чаше,

$$S_{22} = S_{21}t_{B_2}.$$

Из треугольников aB'_2c и cdB_2

$$4{,}905t_{B_2}^2 = r_o(\theta_p + \theta'_{pB_2})[\sin\alpha_{т1} + \cos\alpha_{т1}\operatorname{tg}(\beta + \theta'_{pB_2})] + S_{21}t_{B_2}(\theta_p + \theta'_{pB_2})\cos^{-1}(\beta + \theta'_{pB_2}).$$

Получилось легко решаемое полное квадратное уравнение $at_{B_2}^2 - bt_{B_2} - c = 0$, дающее в корнях значения t_{B_2}. Но t_{B_2} фигурирует в проекции θ_p на плоскость движения куска:

$$\theta'_{pB_2} = \theta_p\cos\psi_{B_2};\ \psi_{B_2} = \omega t_{B_2};\ \theta_p + \theta'_{pB_2} = \theta_p(1 + \cos\omega t_{B_2}),$$

и в итоге уравнение становится трансцендентным:

$$t_{B_2} = 0{,}45\{r_{т1}\theta_p(1 + \cos\omega t_{B_2})[\sin\alpha_{т1} + \cos\alpha_{т1}\operatorname{tg}(\beta + \theta_p\cos\omega t_{B_2})] + S_{21}t_{B_2}\theta_p(1 + \cos\omega t_{B_2})\cos^{-1}(\beta + \theta_p\cos\omega t_{B_2})\}^{0,5}.$$

Коэффициент 0,45 появился из-за выполнения преобразования $(4{,}905^{-1})^{0,5}$. Трансцендентные уравнения решают методом последовательного деления отрезка, в котором предполагается существование искомого параметра. Так как $0{,}5T \le t_{B_2} \le 0{,}7T$, то это и будет отрезок, в котором следует искать натуральное значение t_{B_2}.

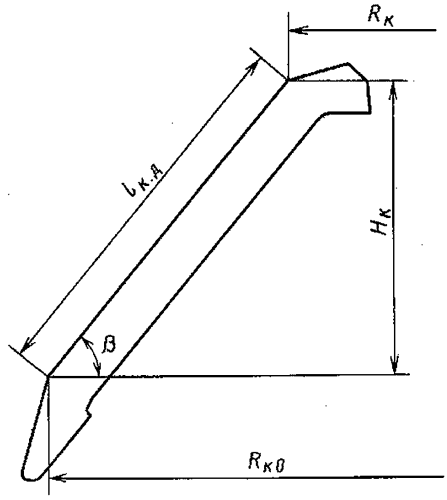


Рис. 7.2.25. Схема к определению геометрических параметров брони конуса:
$R_к$ — радиус верхнего основания конуса; $R_{к0}$ — то же, нижнего; β — угол наклона образующей конуса; $H_к$ — высота конуса; $l_{к.д}$ — длина камеры дробления

Перемещение l_{0B_2} на рис. 7.2.24 соответствует длине отрезка $B'B$. Из треугольников $a_iB'c$ и cdB оно равно

$$l_{0B_2} = r_{т1}\theta_p(1 + \cos\omega t_{B_2})\cos\alpha_{т1}\cos^{-1}(\beta + \theta_p\cos\omega t_{B_2}) + S_{22}\{\cos[\theta_p(1 + \cos\omega t_{B_2})] + \theta_p(1 + \cos\omega t_{B_2})\times \cos^{-1}(\beta + \theta_p\cos\omega t_{B_2})\}.$$

Начальная скорость скольжения куска по броне конуса. Схема соударения куска и брони показана на рис. 7.2.24. Кусок имеет составляющие скорости при ударе S_{21} и $S_{0B_2} = gt_{B_2}$, скорость брони $U'_{B_2} = -\omega e_{B_2}\sin\psi_{B_2}$. В соответствии с теоремой о сохранении количества движения соударяющихся тел до и после удара начальная скорость скольжения куска будет равна

$$S_{12} = S_{0B_2}\sin\text{А} - U'_{B_2}\cos\text{Б} + S_{21}\cos\text{В} - f_o(S_{0B_2}\cos\text{А} - U'_{B_2}\sin\text{Б} + S_{21}\sin\text{В}),$$

где $\text{Б} = A + \alpha_{B_2}$; $\text{В} = \theta_p + \theta'_{pB_2}$.

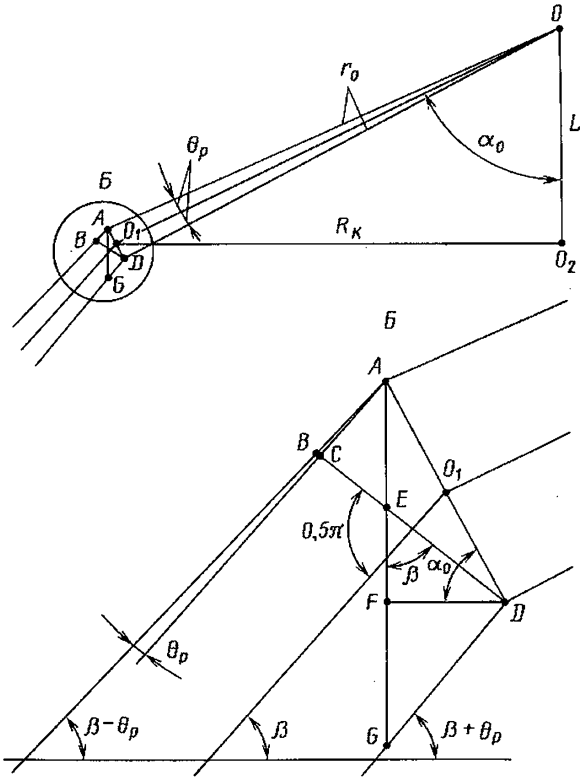


Рис. 7.2.26. Схема к определению положения конуса:
A, *B*, *C*, *D*, *E*, *F*, *G* — расчетные точки; $\theta_р$ — угол нутации; β — угол наклона образующей конуса; *L* — расстояние от точки подвеса конуса до центра верхнего основания конуса; $R_к$ — радиус верхнего основания конуса; $r_о$ — расстояние от точки подвеса конуса до верхней точки проекции образующей конуса в открытом и закрытом положениях; $\alpha_о$ — угол между расстоянием *L* и нейтральным положением $r_о$

Ускорение скольжения куска по броне. Отличие ускорения S_2 от *g* определяется теми же условиями, что и на первом шаге куска по камере дробления, т.е.

$$\beta' = \beta + 0{,}5(\theta'_{рB_2} - \theta_р);\ S_2 = g(\sin\beta' - f\cos\beta').$$

Перемещение куска при скольжении по броне конуса:

$$S_{12} = S_{12}(T - t_{B_2}) + 0{,}5S_2(T - t_{B_2})^2.$$

Длина второго шага материала в камере дробления:

$$l_2 = l_{0B_2} + S_{12}.$$

Длина камеры дробления. Длина должна быть согласована с перемещениями куска в камере за время преобразования дробимого материала. Но вышеуказанные зависимости дают усредненные значения перемещений куска при выбранных нами значениях коэффициентов трения f и $f_о$, которые в реальности являются случайными величинами. Действительные перемещения куска будут разбросаны относительно расчетных в пределах размаха.

Опасен случай, когда действительное значение больше расчетного: куски крупностью $-(B_2...+s_р)$ могут выйти из камеры без дробления. Поэтому к расчетной длине перемещения куска добавляют отрезок, заведомо покрывающий половину доверительного интервала рассеяния результата при его надежности $P = 0{,}9$. Использовав подобие типоразмеров дробилок, связанное с крупностью *d* наибольшего куска питания, относительную величину дополнения перемещения куска в камере принимают равной $0{,}5d$. Тогда длина камеры дробления

$$l_{к.д} = l_1 + l_2 + 0{,}5d.$$

Теперь можно найти связи геометрических параметров конуса и чаши.

Геометрические параметры проектной формы брони конуса. Брони в процессе работы изнашиваются, поэтому форма брони конуса, которая будет получена, является проектной, существующей только для новой введенной в эксплуатацию брони. С самого начала работы вследствие износа дробимым материалом форма брони будет меняться. Для поддержания проектной формы нужны участки в верхней и нижней зонах броней, компенсирующие износ. Метод их построения может быть рассмотрен только после получения проектной формы.

Угол наклона образующей поверхности брони конуса к его основанию уже известен. Диаметр основания конуса также известен, поскольку типовой размер дробилки вытекает

из заданных крупности питания и производительности. Из рис. 7.2.25 высота брони конуса $H_к = l_{к.д}\sin\beta$, а радиус верхнего основания брони конуса

$$R_к = R_{к\,0} - l_{к.д}\cos\beta.$$

Через $R_к$ можно выразить параметры r_o и α_o:

$$\alpha_o = \operatorname{arctg}(R_к L^{-1});\ r_o = R_к \sin^{-1}\alpha_o.$$

Расстояние от точки подвеса до верхнего основания брони дробящего конуса. Значение параметра. Норма параметра была найдена изобретателем и первым проектантом дробилки КМД Эдгаром Б. Саймонсом: $0{,}24R_{к0} \le L \le 0{,}32R_{к0}$.

Угол нутации дробящего конуса. Угол нутации — параметр, задающий ход дробящего конуса. В приемной зоне камеры дробления этот ход для кусков размером d должен гарантировать деформацию разрушения $e_к$. На выходе из камеры дробления ход конуса должен быть таким, чтобы пропустить через камеру недробимый предмет размером B (см. рис. 7.2.21) без останова рабочего процесса.

В процессе входа кусок падает *свободно* и не испытывает никаких влияний со стороны дробилки. Конус начинает сказываться на движении куска, в том числе и через угол нутации, после наступления их взаимного контакта, а контакт происходит тогда, когда кусок уже вошел в камеру дробления, т.е. когда все влияния на производительность дробилки свершились.

Камеры КСД имеют норму высоты $L_5 = (0{,}76...0{,}8)R_{к0}$. Если из высоты камеры КСД вычесть L (см. рис. 7.2.26), получится нормативная высота камеры дробления КМД:

$$H_{к.н} = L_5 - L.$$

Тогда

$$l_{к.д.н} = H_{к.н}\sin^{-1}\beta;$$
$$R_{к.н} = R_{к0} - l_{к.д.н}\cos\beta;$$
$$\alpha_{о.н} = \operatorname{arctg}(R_{к.н}L^{-1});$$
$$r_{о.н} = R_{к.н}\sin^{-1}\alpha.$$

Нормативные параметры делают $\theta_р$ единственным неизвестным среди параметров α_o, $\theta_р$, r_o, заметно облегчая проектирование. На рис. 7.2.26 в треугольнике ABD сторона AD — ход конуса, а сторона BD — его составляющая в направлении разрушения куска. Открытая приемная щель B имеет запас величины $0{,}176d$ относительно наибольшего куска питания. Разрушающий ход для такого куска равен $\varepsilon_к d$. В сумме отрезок BD составит

$$H_р = d(\varepsilon_к + 0{,}176).$$

Ход точки верхнего основания конуса будет, как следует из рис. 7.2.26,

$$H_в = 2r_o\theta_р.$$

Из треугольника ABD можно найти связь d и с нормативными, и с расчетными параметрами α_o, $\theta_р$, r_o:

$$d(\varepsilon_к + 0{,}176) = 2r_o\theta_р\sin(\alpha_o + \beta - 0{,}5\pi)\sin\theta_р +$$
$$+ 2r_o\theta_р\cos(\alpha_o + \beta - 0{,}5\pi).$$

Если пользоваться нормативными параметрами, то после соответствующих преобразований ($\sin\theta_р = \theta_р$) можно получить полное квадратное уравнение с одним неизвестным $\theta_р$:

$$2r_{о.н}\sin(\alpha_{о.н} + \beta - 0{,}5\pi)\theta_р^2 +$$
$$+ 2r_{о.н}\cos(\alpha_{о.н} + \beta - 0{,}5\pi)\theta_р - d(\varepsilon_к + 0{,}176) = 0.$$

Положительный корень этого уравнения является искомым $\theta_р$.

Теперь надо, все еще пользуясь $r_{о.н}$ и $\alpha_{о.н}$, вычислить $l_{к.д}$ и сравнить его с $l_{к.д.н}$. Если соблюдается условие $l_{к.д} - 0{,}25d \le l_{к.д.н} \le l_{к.д} + 0{,}25d$, то все нормативные параметры принимают за действительные. Если условие нарушается, параметры r_o, α_o выражают через $\theta_р$ и все эти параметры ищут совместным решением вышеприведенных уравнений. Для выражения r_o, α_o через $\theta_р$ выполняют операции, подобные следующим.

Из треугольника ADG (рис. 7.2.26)

$$H_в = 4{,}905t_{B_1}^2\cos(\beta + \theta_р)\sin^{-1}(\alpha_o + \beta + \theta_р);$$

$$4{,}905t_{B_1}^2 = 2\theta_р r_o[\sin\alpha_o + \cos\alpha_o\operatorname{tg}(\beta + \theta_р)].$$

Заменив $2\theta_р r_o = H_в$ и проведя необходимые сокращения, получают

$$l = \cos(\beta + \theta_р)\sin^{-1}(\alpha_o + \beta + \theta_р)[\sin\alpha_o +$$
$$+ \cos\alpha_o\operatorname{tg}(\beta + \theta_р)].$$

Далее следует найти выражение, в котором было бы только одно неизвестное. Наиболее удобно это сделать, выразив $\theta_р$ через α_o.

Надо помнить, что из-за малости угла нутации $\sin\theta_р = \operatorname{tg}\theta_р = \theta_р$; $\cos\theta_р = 1$.

Значение $\theta_р$ необходимо проверить, чтобы убедиться в способности дробилки пропускать недробимые предметы размером d без останова рабочего процесса. Однако зависимость не учитывает деформаций недробимого тела и броней в процессе их взаимодействия.

Принимают запас хода конуса таким: $1{,}1B \geq s_о \geq 0{,}7B$.

При $s_о > 1{,}1B$ нужно увеличивать L до выполнения данного условия. Практически это всегда удается без нарушения ограничения, а первоначально для расчетов надо брать из ограничения среднее значение $L = 0{,}28R_{к0}$.

Если взяты нормативные параметры $\alpha_о$, $r_о$, вектор $r_н = 1{,}28R_{к0}$, если же эти параметры расчетные, то $r_н = [(l_{к.д}\sin\beta + L)^2 + R_{к0}{}^2]^{0,5}$. Расчетная величина открытой разгрузочной щели камеры дробления равна $s_о = 2\theta_р r_н + s_р$.

Зазоры эксцентрикового узла, углы нутации номинального и холостого ходов. Заимствованный из структуры дробилки КСД привод дробящего конуса включает в себя эксцентрик — вертикальный подшипник скольжения, ось которого номинально совпадает с осью дробильной чаши (рис. 7.2.27). Внутри эксцентрика имеется расточка, вмещающая в себя вал конуса, т.е. расточка является элементом подшипника скольжения. Ось симметрии расточки от-

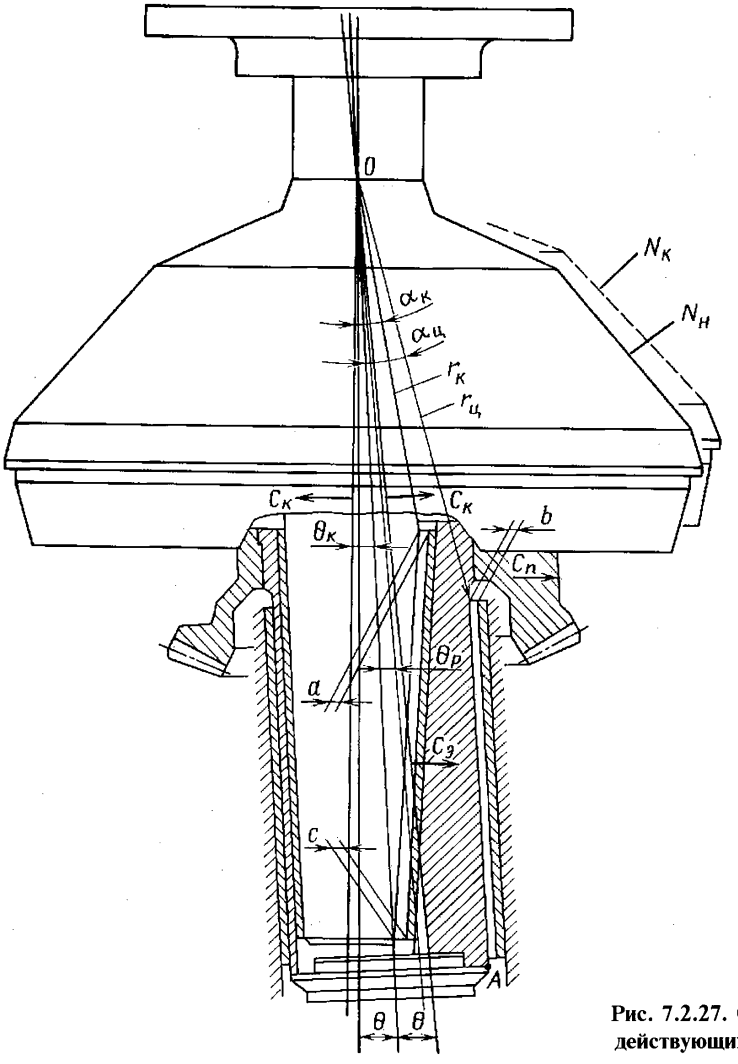


Рис. 7.2.27. Схема к определению сил, действующих на эксцентрик дробилки

клонена на угол θ от оси симметрии эксцентрика. Ради экономии габаритных размеров эксцентрика расточка сделана конусной.

В вертикальных подшипниках, особенно конических, трудно обеспечить гидродинамический эффект смазки, поэтому используют гидростатический эффект, требующий повышенных зазоров между трущимися парами. В России зазоры в подшипниках эксцентрика $D_э$ определяют по норме, предложенной В.Р. Кубачеком: $aD_э^{-1} = bD_э^{-1} = 0{,}0055..0{,}006$, где $D_в$ — диаметр вала.

Это — большие зазоры. Для дробилки размером 2200 мм зазор b достигает 4 мм, а зазор a 3 мм. Их сумма соизмерима с величиной $s_р$. Дробящий конус подвержен влиянию инерционной силы $C_к$, которая стремится увеличить угол θ. Инерционные силы являются внешними по отношению к системе, могут стать возмущающими и вызвать нежелательные колебания системы, поэтому их всегда пытаются уравновесить. На зубчатом колесе эксцентрика делают противовес, создающий инерционную силу $C_п$. Значение этой силы ограничено условиями равновесия эксцентрика на его подпятнике (относительно точки A на рис. 7.2.27), поэтому сумма моментов инерционных сил $C_э$ и $C_п$ относительно точки O всегда меньше момента силы $C_к$ относительно той же точки. Поэтому конус, выбирая зазоры в подшипниках эксцентрика, перемещается в сторону действия силы $C_к$ и угол θ возрастает на величину $\Delta_к\theta = \operatorname{arctg}(0{,}5ar_к^{-1}\cos\alpha_к)$ при выборе зазора в коническом подшипнике и на величину $\Delta_ц\theta = \operatorname{arctg}(0{,}5br_ц^{-1}\cos\alpha_ц)$, если выбирается зазор в цилиндрическом подшипнике. В итоге $\theta_к$ относительно θ составит

$$\theta_к = \theta + \Delta_к\theta + \Delta_ц\theta.$$

При дроблении возникает сила $N_к \geq C_к$, которая к концу фазы колебания конуса стремится уменьшить θ до величины

$$\theta_р = \theta - (\Delta_к\theta + \Delta_ц\theta).$$

Если используется статически определимый эксцентрик, исполненный и поставленный на производство конструкторами МК «Уралмаш» и не имеющий конического подшипника скольжения, условия эффекта смазки подшипников эксцентрикового узла заметно облегчаются. Это позволяет в 2 раза уменьшить зазоры в подшипниках. Однако профилировать камеру дробления, например КМДТ, надо с учетом увеличивающего $s_р$ изменения номинального значения угла нутации на рабочем ходу, поскольку к продукту дробилок с такой камерой предъявляются очень жесткие требования.

Угол наклона к горизонтали образующей поверхности брони чаши в зоне дробления. Этот параметр (рис. 7.2.28) потребуется для профилирования зоны дробления, определения габаритных размеров брони чаши и поиска ее положения относительно точки подвеса. Он за-

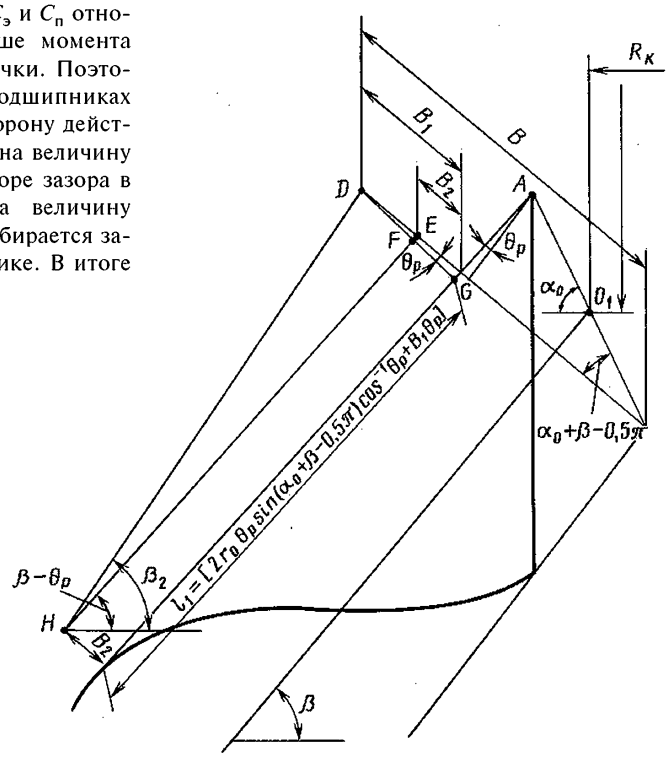


Рис. 7.2.28. Траектория движения куска на первом шаге

висим от соотношения значений сомкнутых щелей камеры дробления по шагам материала в камере и от длины перемещений кусков по шагам процесса.

Принимают, что щели B и B_1 измеряются по направлению, перпендикулярному к образующей поверхности брони конуса в его нейтральном положении. Также, из-за того что кусок до начала его разрушения погружается на какую-то глубину в камеру, щель B_1 измеряют на одном уровне со щелью B.

К концу первого шага материала по камере дробления закрытая щель должна измениться от величины B_1 до величины B_2. Для этого угол между образующими поверхностей броней конуса и чаши (см. рис. 7.2.28) в их закрытом положении должен быть равен $\operatorname{arctg}(DF/FH)$, поскольку угол DFH прямой. Из рис.7.2.28 видно, что

$$DF = a = (B_1 - B_2)\cos\theta_p;$$

$$FH = b = l_1 - [2r_o\theta_p \sin(\alpha_o + \beta - 0{,}5\pi)\times \times\cos^{-1}\theta_p + B_1\theta_p].$$

Угол наклона образующей поверхности зоны дробления брони чаши к горизонту

$$\beta_2 = \operatorname{arctg}(ab^{-1}) + \beta - \theta_p.$$

Радиус верхнего основания брони чаши. Этот параметр зависит от $R_к$. Надо, чтобы радиус верхнего основания брони чаши $R_ч$ (рис. 7.2.29) был суммой $R_к$ и $B_0 = 0{,}5(B + B_1)$. Но так как ход конуса имеет вертикальную составляющую, приходится оперировать проекцией нейтральной щели B_0.

Размеры щелей B и B_1 измеряют по направлению, перпендикулярному к нейтральному β положению брони конуса. Из-за наличия вертикальной составляющей хода конуса начало измерения щели B не совпадает с таковым для щели B_1 (рис. 7.2.29). Чтобы профили обеих броней в закрытом положении находились на линии измерения щели B_1, профиль брони чаши от точки E на линии измерения щели B продолжают до точки G при условиях, что $DE//AF$, $AG = DE = B_1$, угол $FEC_1 = \beta_2 - \beta$, угол $C_1EG = \theta_p$, треугольники FCE и GCE — прямоугольные.

Найдем координаты точки F верхнего основания брони чаши. Координата $R_ч$ — радиус верхнего основания брони чаши, координата L_1 — положение брони в пространстве относительно точки подвеса. Из рис. 7.2.29 видно, что

$$R_ч = R_к + r_o\theta_p\cos\alpha_o + \{B_1 + 2r_o\theta_p\sin(\alpha_o + \beta - 0{,}5\pi)[\theta_p + \operatorname{tg}(\beta_2 - \beta)]\}\sin\beta;$$

$$L_1 = L - r_o\theta_p\cos\alpha_o - \{B_1 + 2r_o\theta_p\sin(\alpha_o + \beta - 0{,}5\pi)[\theta_p + \operatorname{tg}(\beta_2 - \beta)]\}\cos\beta.$$

Угол наклона к горизонту образующей поверхности брони чаши в зоне калибровки. При максимальном сближении броней конуса и чаши в зоне калибровки создается параллельная щель, поэтому искомый параметр $\beta_3 = \beta - \theta_p$.

Профиль камеры дробления. На границе между первым и вторым шагами материала по камере дробления перпендикулярно к образующей брони конуса откладывают расстояние B_2 (отрезок bb_1). Точки A и b_1 соединяют прямой, продолжающейся за точку b. На нижней

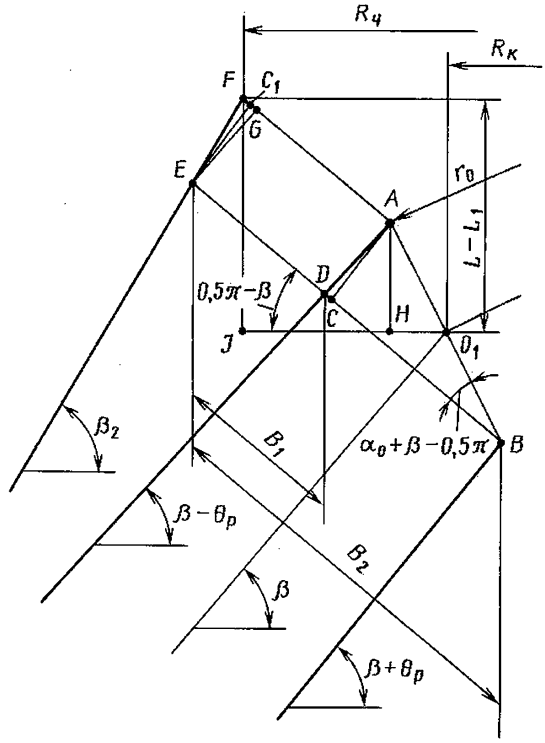


Рис. 7.2.29. Схема к определению геометрии профиля камеры дробления на входе куска в нее

границе второго шага материала по камере откладывают расстояние $s_р$, и на этом расстоянии проводят параллель образующей брони конуса до пересечения с прямой Ab_1.

Для аналитического построения профиля надо знать длину зоны дробления при сомкнутой разгрузочной щели $s_р$:

$$l_д = \{[(R_ч - R_к - r_о\theta_р\cos\alpha_о)\sin^{-1}\beta - s_р]\cos\theta_р\}\times \times\mathrm{tg}^{-1}(\beta_2 - \beta + \theta_р).$$

Минимальный размер сомкнутой разгрузочной щели. Ограничения размера щели $s_р$, как уже говорилось, вызваны отклонением от идеальных форм деталей, создающих камеру дробления, и относительно большими зазорами в подшипниках эксцентрика.

Зазоры в подшипниках классического эксцентрика составляют

$$a = (0{,}0055...0{,}006)K_1D_о;$$
$$b = (0{,}0055...0{,}006)K_4D_о.$$

Колебания размера щели $s_р$ по нормам, практикуемым МК «Уралмаш», в зависимости от типового размера дробилки допускаются следующими:

$$\Delta s = 0{,}002 \text{ м при } D_о \le 2{,}2 \text{ м};$$
$$\Delta s = 0{,}003 \text{ м при } D_о = 3{,}0 \text{ м}.$$

При этих нормах номинал щели $s_р$ определяется зависимостью

$$s_р = 1{,}5\Delta s + (a + b)K_5K_6^{-1}\sin\beta.$$

Коэффициенты K_i приведены в табл. 7.2.5.

Пропускная способность (теоретическая производительность) камеры дробления. Производительность камеры дробления — это выходной параметр дробилки, который ограничен заданными частотой качаний конуса и крупностью питания. Для дробилок частота качаний конуса — традиционно нерегулируемый параметр, поэтому преодолевать ограничения производительности можно только путем снижения крупности питания. До тех пор пока снижение крупности питания не приведет к смене способа работы дробилки «кусок о броню» на способ «кусок о кусок», дробилка будет удовлетворительно работать при повышенной производительности и сниженной крупности продукта (уменьшится число дробящихся при $\varepsilon_к$ кусков и особенно осколков).

7.2.5. Коэффициенты относительности элементов конструкции КМД

Параметр и его обозначение	Коэффициент	Значение
Диаметр нижнего основания брони конуса $D_о$	$K_о$	1,0
Диаметр наружной обточки вала-эксцентрика $D_э$	K_1	0,31
Радиус кривизны сферического подпятника $R_с$	K_2	0,5
Наружный диаметр сферического подпятника $D_с$	K_3	0,6
Диаметр вала дробящего конуса на уровне верхнего торца эксцентрика $D_в$	K_4	0,21
Радиус-вектор точки начала зоны калибовки r_s	K_5	0,435
Расстояние от точки подвеса до верхнего торца эксцентрика L_2	K_6	0,545
Расстояние от точки подвеса до нижнего торца эксцентрика L_3	K_7	1,23

Практика показала, что нижняя граница крупности питания, обеспечивающая работу дробилки способом «кусок о броню», — содержание в питании 10 %-ной по массе фракции кусков крупностью $d...+B_1$.

Схема погружения кусков питания в камеру дробления (в плане) показана на рис. 7.2.30. Поскольку способ входа кусков не зависит от их крупности, для удобства описания принято, что все питание состоит из кусков крупностью d, идеализированных по форме до шара.

На рис. 7.2.30 в зоне щели B кусок закончил свободное падение. Куски, изображенные в верхней (по рисунку) полуокружности приемной щели, дробятся. Кусок, расположенный над щелью B_1, и следующие за ним куски (со штрихами) находятся в стадии свободного падения. Над дробящимися кусками показаны куски очередной порции приема питания в предстартовом для входа в камеру положении.

За цикл движения конуса в камеру дробления попадет кольцо материала со средним радиусом $R_ч - 0{,}5d\sin\beta$ (см. рис. 7.2.30), ширi-

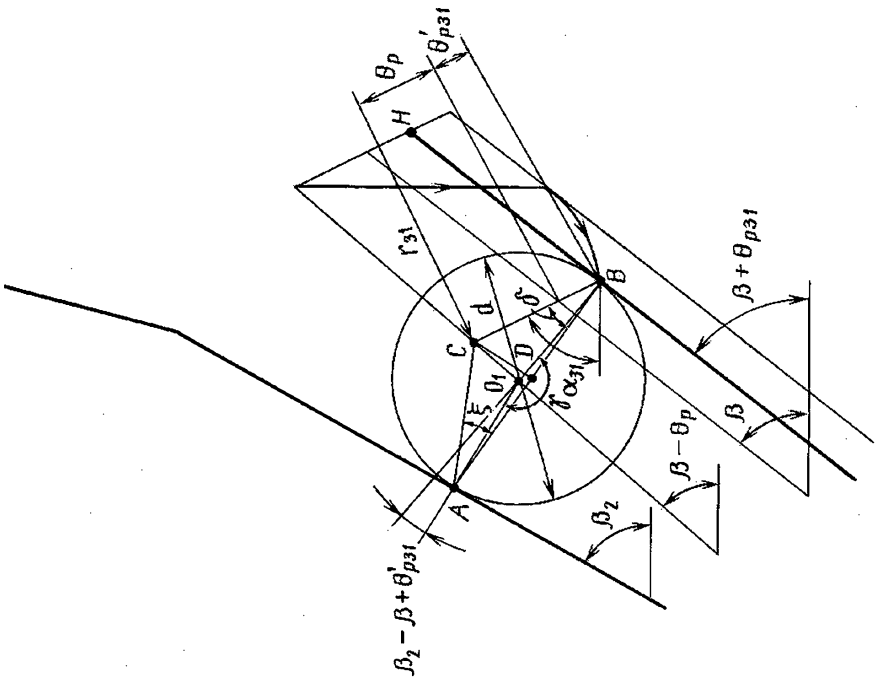


Рис. 7.2.31. Схема зажатия куска

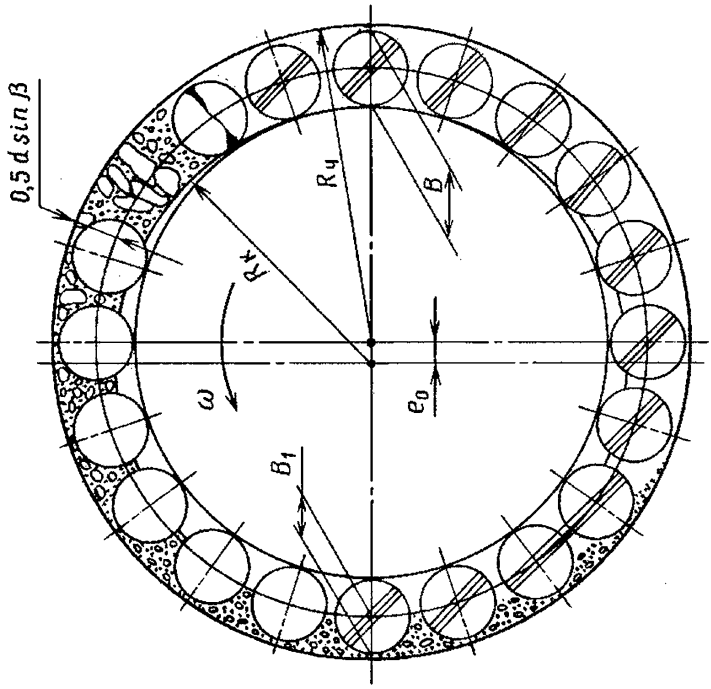


Рис. 7.2.30. Расчетная схема погружения кусков питания в камеру дробления

ной d и толщиной Kd. Объем кольца составит $\theta_о = 2p(R_ч - 0{,}5d\sin\beta)Kd^2$. Часовая объемная, м^3/ч, и часовая массовая, т/ч, теоретические производительности будут

$$\theta_о = 377(R_ч - 0{,}5d\sin\beta)Kd^2n;$$
$$\theta_в = \theta_о\gamma,$$

где K — отнесенная к d глубина погружения куска до зажатия его бронями; γ — насыпная плотность горной породы.

Для нахождения глубины погружения куска d в камеру дробления к моменту $t_{з1}$ его зажатия бронями конуса и чаши сделано построение, показанное на рис. 7.2.31.

Вновь рассматривается совместное движение куска и брони конуса, поэтому, следуя принятому раньше правилу, какой-нибудь из элементов построения на рис. 7.2.31 надо выразить дважды, один раз — через параметры движения куска, а другой — через параметры движения конуса. В треугольнике ACB через параметры движения куска легко определить сторону $AB = a$, а через параметры движения конуса — сторону $BC = b$.

Также можно определить угол d. Тогда выражаемым элементом становится сторона $AC = c$, которая может быть один раз найдена по теореме косинусов, а другой — как проекция отрезка AD. Прежде чем начать поиск соотношений элементов треугольника ACB, приходится решить треугольник AO_1B. В этом последнем равнобедренном треугольнике стороны AO_1 и O_1B равны между собой и равны $0{,}5d$. Ясно, что сторона AB будет отражать связь движения куска с его размером. Сторона BC имеет очевидную связь с остатком хода конуса после зажатия куска бронями: $\theta_р + \theta'_{р.з1} = \theta_р(1 + \cos\omega t_{з1})$ при $\theta'_{р.з1} = \theta_р\cos\omega t_{з1}$. Угол $\beta_2 - (\beta + \theta_р\cos\omega t_{з1})$ — внешний для треугольника AO_1B, т.е. равен сумме внутренних углов этого треугольника, с ним не смежных. Но эти внутренние углы равны между собой, значит каждый из них составляем $0{,}5(\beta_2 - \beta - \theta_р\cos\omega t_{з1})$. Тогда сторона AB равна

$$a = d\cos[0{,}5(\beta_2 - \beta - \theta_р\cos\omega t_{з1})].$$

Сторона CB через $r_{з1}$, $\theta_р$, $\theta'_{р.з1}$ имеет выражение

$$b = r_{з1}\theta_р(1 + \cos\omega t_{з1}).$$

Угол δ между сторонами a и b, как это следует из рис. 7.2.31,

$$\delta = \alpha_{з1} + 0{,}5(\pi - \beta_2 - \beta - \theta_р\cos\omega t_{з1}).$$

По теореме косинусов сторона AC равна

$$c_1 = (a^2 + b^2 - 2ab\cos\delta)^{0,5}.$$

По теореме синусов угол

$$\xi = \arcsin(bc^{-1}\sin\delta).$$

Через проекцию AD сторона AC равна

$$c_2 = (a - b\cos\delta)\cos^{-1}\xi.$$

Если $c_1 - c_2 = 0$, то

$$(a^2 + b^2 - 2ab\cos\delta)^{0,5} - (a - b\cos\delta)\cos^{-1}\xi = 0.$$

Неизвестны $r_{з1}$ и $\alpha_{з1}$. Их можно выразить через $t_{з1}$. Координаты (F, G) точки B отличаются от координат точки $H(R_к, L)$ в связи с тем, что за время $t_{з1}$ кусок переместился относительно брони конуса на величину $HB = l_{0B_1} + S_{1з1}$. При времени перемещения $t_{з1} - t_{B_1}$ определяется $S_{1з1}$.

$$F = R_к + [l_{0B_1} + S_{11}(t_{з1} - t_{B_1}) + 0{,}5S_1(t_{з1} - t_{B_1})^2]\cos\beta;$$

$$G = L + [l_{0B_1} + S_{11}(t_{з1} - t_{B_1}) + 0{,}5S_1(t_{з1} - t_{B_1})^2]\sin\beta;$$

$$a_{з1} = \operatorname{arctg}(FG^{-1});$$
$$r_{з1} = F\sin^{-1}\alpha_{з1}.$$

Выражения для F и G следует подставить в выражения для $a_{з1}$ и $r_{з1}$ и решать эту систему как трансцендентную при выполнении условия $0{,}5T \le t_{з1} \le 0{,}7T$.

Глубина погружения куска в камеру до его зажатия бронями составит

$$l_{з1} = l_{0B_1} + S_{11}(t_{з1} - t_{B_1}) + 0{,}5S_1(t_{з1} - t_{B_1})^2.$$

Относительное к собственной толщине погружение куска будет равно $K = l_{з1}d^{-1}$.

Получением этой зависимости закончен набор взаимосвязей параметров, целиком определяющий техническую систему «Камера дробления КМД».

Известны геометрические параметры формы и ориентации в пространстве рабочих органов, кинематические параметры их движения и взаимодействия с горной породой, выходные параметры технической системы. Модель готова, можно говорить о ее качестве.

Так как модель воспроизводит физическую сущность и процессы взаимодействия оператора с операндом, устанавливает взаимосвязи параметров, способствующие оптимальности этого взаимодействия, она является тео-

ретической, имитационной, познавательной, входит в высший класс продукции моделирования, поскольку она полностью лишена субъективизма. Первая и пока единственная теоретическая модель дробилки (ясно, что вся дробилка строится вокруг камеры дробления) создана в Уральском государственном горном университете, на кафедре корных машин и комплексов (ГМК) проф. В.А. Масленниковым. По расчету камеры дробления конусной дробилки на кафедре ГМК проф. В.С. Шестаков разработал программное обеспечение.

Глава 7.3

КОНУСНЫЕ ИНЕРЦИОННЫЕ ДРОБИЛКИ (КИД)

7.3.1. КОНСТРУКЦИЯ, ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Схема инерционной дробилки является дальнейшим развитием схемы эксцентриковой дробилки типа Saymonth. Основное отличие заключается в том, что эксцентрик заменен приводным вибратором дебалансного типа. Его применение и обусловливает ряд принципиальных особенностей КИД по сравнению с дробилками, имеющими эксцентриковый привод.

Принципиальная конструктивная схема промышленной КИД показана на рис. 7.3.1. Дробилка содержит наружный *1* и внутренний *2* дробящие конусы. Оба конуса защищены бронями, обращенные друг к другу поверхности которых образуют камеру дробления. На валу *3* внутреннего подвижного конуса с помощью подшипника смонтирован дебалансный вибратор *5*, приводимый во вращение через гибкую трансмиссию *4*. При вращении дебалансного вибратора создается центробежная сила, заставляющая внутренний конус обкатываться по наружному без зазора, если в камере дробления нет перерабатываемого материала, или через слой этого материала.

Такие различные виды перемещений внутреннего конуса становятся возможными благодаря отсутствию в этих машинах кинематического ограничения амплитуды внутреннего конуса [7].

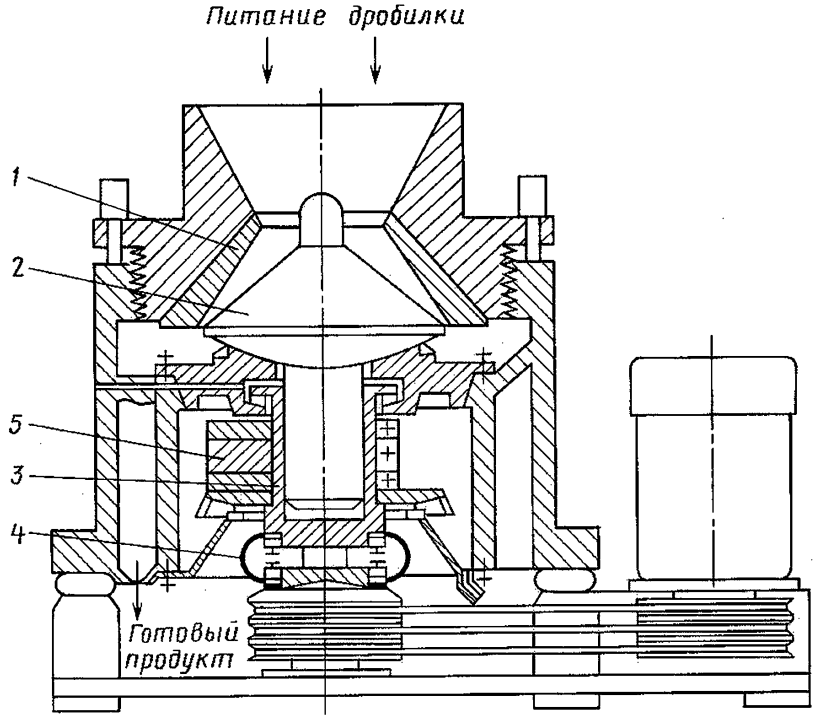


Рис. 7.3.1. Принципиальная схема КИД:
1 — наружный конус; *2* — внутренний конус; *3* — вал; *4* — трансмиссия; *5* — вибратор

Идея использования вибратора в качестве привода конусной дробилки появилась еще в 1925 г. (патент США № 1553333), затем ее варианты были опубликованы в более поздних зарубежных патентах (ФРГ — № 879800, 1952 г; Австрии — № 200598, 1957 г.; Японии — № 1256, 1972 г.). Однако до 1981 г., когда в Японии была освоена по советской лицензии первая зарубежная инерционная дробилка, сведений о выпуске иностранными фирмами подобных машин нет.

В НПК «Механобр-Техника» работы над первыми экспериментальными образцами КИД были начаты под руководством К.А. Рундквиста в 1948 г. К настоящему времени созданы и внедрены в различных отраслях промышленности дробилки производительностью 1...350 т/ч. В создании наиболее крупных дробилок (КИД-1750 и КИД-2200), предназначенных для горно-обогатительной промышленности, самое непосредственное участие принимала МК «Уралмаш».

На пути к созданию наиболее простой конструкции инерционных дробилок были разработаны и выполнены в металле дробилки с тремя различными принципиальными схемами (рис. 7.3.2–7.3.4). В схемах, основанных на использовании двух вибраторов, не имеющих между собой кинематических связей, синхронное и синфазное их вращения обеспечиваются благодаря явлению самосинхронизации.

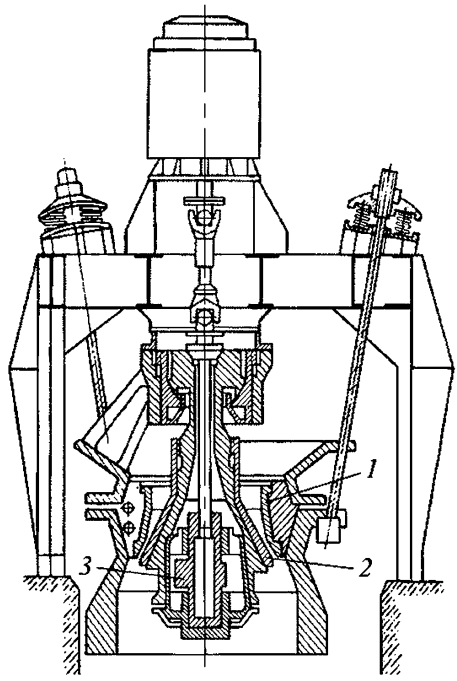


Рис. 7.3.2. Конструктивная схема одновибрационной подвесной инерционной дробилки:
1 — наружный дробящий конус; *2* — то же, внутренний; *3* — дебалансный вибратор

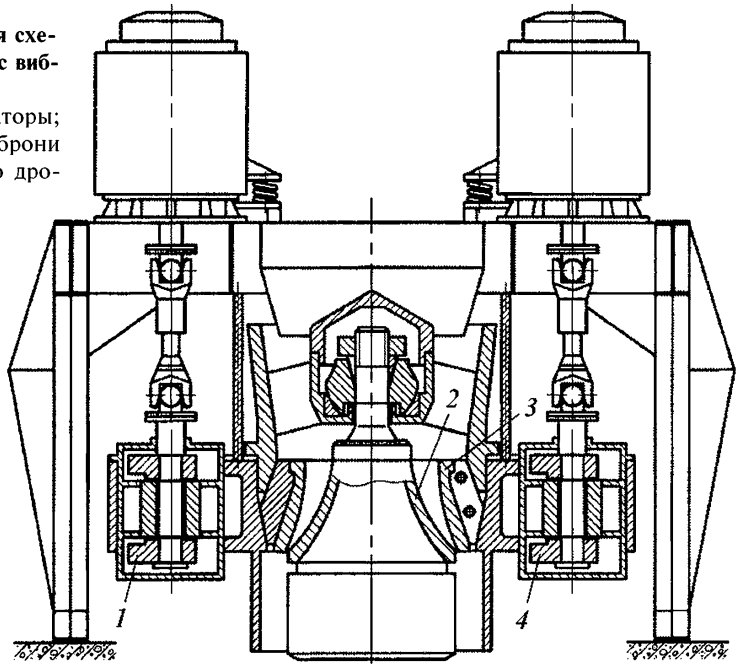


Рис. 7.3.3. Конструктивная схема инерционной дробилки с вибраторами на корпусе:
1, *4* — дебалансные вибраторы; *2* и *3* — соответственно брони внутреннего и наружного дробящих конусов

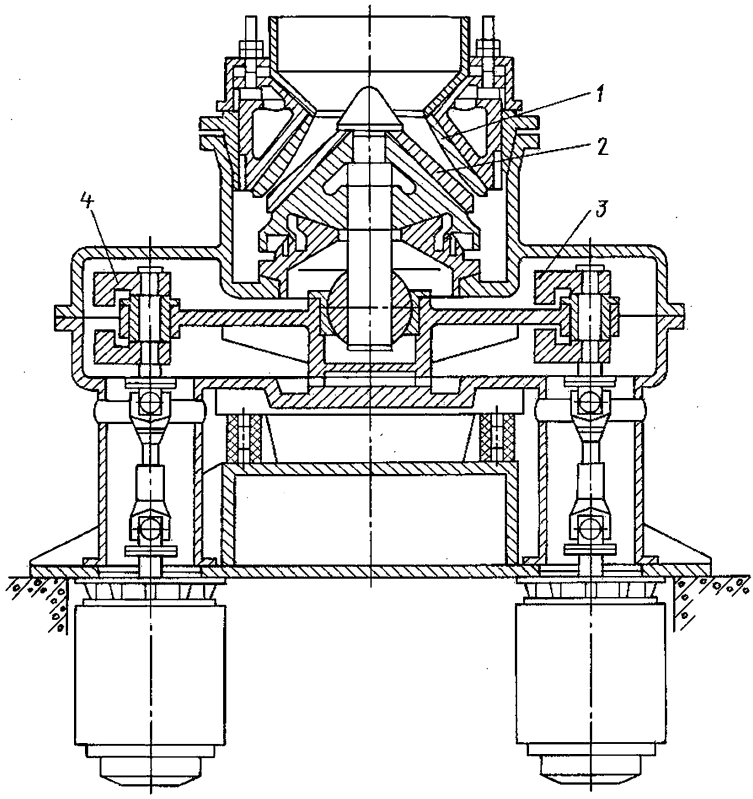


Рис. 7.3.4. Конструктивная схема инерционной дробилки с двумя самосинхронизирующимися вибраторами на конусе:
1, и *2* — соответственно наружный и внутренний дробящие конусы; *3*, *4* — дебалансные вибраторы

Применение дебалансного вибратора определяет некоторые особенности КИД по сравнению с эксцентриковыми дробилками.

Основная особенность — отсутствие в КИД жестких кинематических связей между конусами, что позволяет внутреннему конусу обкатываться по наружному на холостом ходу без зазора даже по эллиптической орбите (образовавшейся, например, в процессе эксплуатации дробилки). В рабочем режиме внутренний подвижный конус может менять свою амплитуду в зависимости от неравномерности сопротивления дробимого материала по окружности дробящей полости или если его движение в смещенном от оси дробилки положении может быть остановлено крупным недробимым телом, что не приносит ущерба механизму дробилки и не приводит к стопорению дебаланса.

Таким образом, КИД не имеет разгрузочного зазора, как у эксцентриковых дробилок. Под этим в КИД понимают размер диаметрального кольцевого зазора между конусами при совмещении их осей.

Вторая особенность КИД по сравнению с обычными дробилками — различие в характере дробящей силы. В КИД дробящей силой является сумма центробежной силы дебаланса и внутреннего конуса при его гирационном движении. Такая сила определяется механикой и не зависит от свойств перерабатываемого материала. Дробящая сила сохраняется и на холостом ходу вследствие обкатки конусов без зазоров.

Следовательно, в КИД нет общепринятого понятия холостого хода. Поэтому не надо принимать меры для обеспечения устойчивости внутреннего конуса на сферической опоре на холостом ходу. Это обстоятельство в сочетании с упругой изоляцией КИД от фундамента позволило в 2 раза увеличить частоту качаний внутреннего конуса. Кроме того, отказ от

7.3.1. Технические характеристики КИД

Параметр	КИД-300	КИД-450	КИД-600	КИД-900	КИД-1200	КИД-1500	КИД-1750	КИД-2200
Ширина разгрузочной щели на закрытой/открытой стороне, мм	2/4	5/20	7/30	8/35	10/40	12/40	14/50	4/10
Максимальный размер куска питания, мм	25/35	35/55	50/80	60/120	80/140	140/175	90/180	120/240
Производительность, $м^3/ч$	0,6/1,0	2,5/4,0	10/15	25/35	50/75	80/180	90/160	160/240
Установленная мощность, кВт	11/11	37/37	75/50	160/135	200/160	250/200	400/315	630/400
Масса дробилки, т	Нет данных				28	80	100	150
Габаритные размеры, мм:								
длина	1420	1835	2500	3260	3800	4500	5800	6000
ширина	825	1050	1500	1970	2500	3000	3500	4000
высота	1175	1440	2250	2580	2630	3900	4500	6000

работы КИД в условиях дозированного питания и перевод их на питание под завалом рудой позволил свести к минимуму влияние сегрегации руды на технологические показатели.

Технические характеристики КИД приведены в табл. 7.3.1.

7.3.2. РАСЧЕТ ДЕЙСТВУЮЩИХ ДРОБЯЩИХ СИЛ

В отличие от обычных дробилок, которые допустимо рассматривать как механизмы с двумя степенями свободы, динамическая схема инерционной дробилки представляет собой систему в общем случае с десятью степенями свободы: шесть из них соответствуют поступательным смещениям и поворотам корпуса как твердого тела; три поворотные степени свободы имеет конус относительно корпуса и одну — дебаланс.

Таким образом, движение дробилки, как правило, описывают системой дифференциальных уравнений, решение которых может быть упрощено вследствие того, что колебательные координаты, характеризующие положение основных тел дробилки, можно считать достаточно малыми благодаря осевой симметрии машины, а также при изучении простейших установившихся режимов. Отклонение от осевой симметрии не влияет существенно на взаимодействие дробящих тел дробилки. Из решения упомянутых уравнений можно определить дробящую силу, развиваемую в дробилке, установить ее зависимость от распределения массы конуса, корпуса и дебаланса, а также оценить ожидаемые технологические показатели дробилки. Такие теоретические исследования были выполнены А.К. Рундквистом и И.И. Блехманом.

Исследования показали, что для обеспечения устойчивой обкатки внутреннего конуса по наружному необходимо установить кольцевой разгрузочный зазор между ними меньше определенной величины, называемый *критическим зазором* $S_{кр}$, при котором упомянутая обкатка, а следовательно, и эффективное дробление невозможны.

Формула для определения критического зазора имеет вид

$$S_{кр} = kS_c ld / I_b,$$

где k — коэффициент устойчивости обкатки, $k \approx 3$; S_c — статический момент дебаланса; l — расстояние от центра качаний конуса до плоскости вращения центра тяжести дебаланса; d — расстояние от центра качаний конуса до кромки его брони на выходе из дробящей полости; I_b — момент инерции конуса относительно оси, проходящей через центр его качаний перпендикулярно к его оси.

По физическому смыслу критический зазор представляет собой зазор, при котором мощность, передаваемая конусу дебалансом от электродвигателя, еще может компенсировать затраты на процесс дробления.

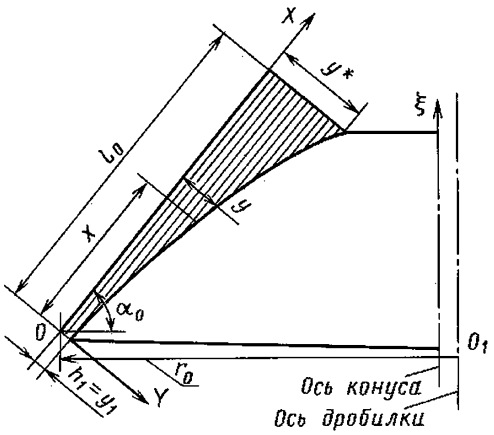


Рис. 7.3.5. Расчетная схема осевого сечения камеры дробления

Проблема профилирования камеры дробления весьма важна как для обычных, так и для инерционных дробилок. От правильного профилирования существенно зависят и технологические, и эксплуатационные показатели машины. Специфика профилирования камеры дробления инерционных дробилок состоит в обязательном учете непостоянства амплитуды внутреннего конуса, которая определяется соотношением дробящей силы и физическими свойствами дробимого материала. На амплитуде конуса очень сказывается и профиль дробящей полости (рис. 7.3.5).

Теоретические исследования, основанные на теории вибрационного перемещения, выполненные И.И. Блехманом и Н.А. Ивановым, позволили разработать методику профилирования. Инерционные дробилки с отработанными профилями дробящего пространства существенно повысили свои технологические показатели при снижении требуемой дробящей силы и удельных энергозатрат.

Установка КИД на фундамент через мягкие амортизаторы привела к необходимости определения оптимального соотношения масс взаимодействующих дробящих тел и связанных с ними элементов конструкции. Колебания корпуса дробилки обусловлены тем, что он подвержен действию инерционных сил со стороны конуса и при этом способен перемещаться относительно фундамента на своих мягких амортизаторах. Понятно, что если корпус будет весьма податливым (легким), то воздействие на него со стороны конуса будет нулевым, относительные перемещения их также будут равны нулю и процесс дробления окажется невозможным. Поэтому, как показали исследования, корпус должен иметь массу и момент инерции, как минимум в 2,5–3 раза превышающие таковые у конуса с дебалансом. При таких условиях достигается разумный компромисс между минимально необходимой массой дробилки и развиваемой в ней дробящей силой.

Формула для определения дробящей силы в режиме регулярной обкатки подвижного конуса по наружному имеет вид

$$N = \nu_b F_b + \nu_c F_c,$$

где F_b и F_c — силы, развиваемые соответственно конусом и дебалансом; ν_b и ν_c — коэффициенты, равные единице при абсолютно неподвижном корпусе или меньшие единицы при конечной массе и моменте инерции корпуса;

$$\nu_b = (I_a I_b m - I_a S_a^2 - I_b S_a^2) / [I_b(Im - S^2)];$$

$$\nu_c = [S_a(I_b - Sl) - I_a(S_b - ml)] / [l(Im - S^2)],$$

здесь I, I_a, I_b — центральные моменты инерции соответственно дробилки, корпуса и конуса; S, S_a, S_b — центральные статические моменты соответственно дробилки, корпуса и конуса; m — масса дробилки; l — расстояние от центра качаний конуса до плоскости действия центробежной силы дебаланса.

Соотношение между силами, развиваемыми конусом F_b и дебалансом F_c, определяет характер работы дробилки.

Дробящая сила, развиваемая конусом, играет положительную роль в обеспечении одинаковой крупности продукта при разных размерах разгрузочного зазора. Методика определения дробящей силы, предложенная в теоретических исследованиях И.И. Блехмана и А.К. Рундквиста [8], относится к условиям регулярной обкатки внутреннего конуса по наружному, когда угол нутации — величина постоянная.

Такие условия могут быть приблизительно выдержаны при отсутствии материала в дробящей полости и при идеальной геометрической форме конусов. Однако F_b не отличается стабильностью из-за того, что угол нутации конуса не является по многим причинам фиксированной величиной в инерционной дробилке и меняется в процессе ее работы. Сила F_c, развиваемая дебалансом, не зависит от угла нутации конуса, а поэтому есть величина, определяющая характер движения конуса и его воздействия на дробимый материал.

В первых инерционных дробилках с целью обеспечения нормальной работы подшипников качения дебаланса силу, развиваемую им, выбирали в пределах 10 % от общей дробящей силы. В этом случае дробилка работает лишь при дозированном питании, приводящем к крайне неравномерной обкатке конуса. В завальном режиме конус дробилки заклинивает. Увеличение центробежной силы дебаланса до 40...50 % от дробящей силы оказалось возможным только после существенного усовершенствования конструкции и повышения надежности подшипника дебаланса.

7.3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Производительность инерционных дробилок зависит от профиля камеры дробления, а также от динамических параметров взаимодействующих тел. В основу профилирования и расчета камеры дробления КИД положены уточненные представления о характере движения материала в камере. В частности, при расчете существенным образом учитывают частоту и амплитуду колебаний точек поверхности конуса, гранулометрический состав исходного питания и ряд других факторов [8].

Расчетная схема осевого сечения камеры дробления представлена на рис. 7.3.5. Образующая футеровки корпуса (чаши) принята прямолинейной; с ней связана система прямоугольных координат XOY, ось OX которой направлена вдоль образующей вверх, а ось OY — к оси дробилки. Образующая футеровки конуса изображена на рис. 7.3.5 в осевом сечении, соответствующем наибольшему сближению футеровок (закрытая сторона).

Исходная, подлежащая уточнению форма профиля футеровки конуса задается в виде следующего уравнения образующей футеровки:

$$\eta = <\{[(1 - i^{1-n})A(1 - A\cos\alpha_0)]/[b_n(1 - b_n\cos\alpha_0)]\} + i^{1-n}>^{1/(n-1)},$$

где $A = x/(2r_o)$ — относительная продольная координата точки образующей футеровки конуса (r_o — радиус нижнего основания футеровки чаши); $\eta = y/y^*$ — то же, поперечная (y^* — значение координаты y в приемном сечении камеры дробления); α_o — угол наклона образующей футеровки чаши к горизонту; $b_n = l_o/(2r_o)$ — отношение длины активной части образующей к диаметру нижнего основания футеровки чаши (регулирующего кольца); $i = y^*/y_1$ — отношение координат y в верхнем и нижнем сечениях камеры дробления (номинальная степень дробления); n — показатель степени в уравнении Годэна–Андреева для гранулометрической характеристики крупности руды $q = (d/d_{max})^n$, где q — относительное содержание класса, проходящего через сито с размером отверстий d (d_{max} — наименьший размер отверстий сита, через который проходит 100 % материала).

На конфигурацию профиля футеровки конуса должно быть наложено ограничение, которое вытекает из требования, чтобы угол захвата материала в приемной зоне не превышал угла трения материала о поверхность футеровки ρ:

$$[\delta_p i_n(1 - i^{1-n})/(n - 1)]\{(1 - 2b_n\cos\alpha_o)/[b_n(1 - b_n\cos\alpha_o)]\} \le \operatorname{tg}\rho,$$

где $\delta_p = y_1/(2r_o)$, причем $y_1 = h_1$ — значение координаты y в выходном сечении зоны дробления, определяющее крупность конечного продукта.

После построения конфигурации профиля камеры дробления устанавливают пропускные способности различных сечений камеры по ее высоте. Объемная пропускная способность, $м^3/ч$, некоторого сечения с координатой ξ, отсчитываемой вдоль оси дробилки, например, от нижнего сечения, находчт по формуле

$$Q_V(\xi) = 188nD(\xi)h(\xi)S(\xi),$$

где n — частота вращения вала дебаланса, $мин^{-1}$; $D(\xi)$ — средний диаметр сжатого слоя материала в сечении с координатой ξ, м; $h(\xi)$ — толщина сжатого слоя в том же сечении, равная расстоянию между футеровками при их наибольшем сближении, м; $S(\xi)$ — перемещение материала за один цикл, т.е. за промежуток времени между двумя последовательными зажатиями, м.

Из всех величин, входящих в формулу, затруднено только определение величины $S(\xi)$, которая зависит от частоты n, амплитуды колебаний точек поверхности футеровки конуса и чаши в сечении ξ, геометрических характеристик профилей в этом сечении, а также от свойств разрушаемого материала и ряда других факторов. Вычислять эту величину целесообразно с помощью компьютера — на основе алгоритма, при построении которого могут быть использованы следующие допущения:

– участки криволинейных поверхностей футеровки конуса и чаши вблизи рассматриваемого сечения заменяются плоскостями;

– вибрации поверхностей считаются прямолинейными гармоническими и происходящими в меридиональных плоскостях, амплитуды колебаний точек поверхностей определяются на основе динамического расчета;

– движение материала в камере дробления рассматривается как процесс вибрационного перемещения плоского твердого тела, причем предполагается, что сила трения между материалом и поверхностями футеровок описывается законом Кулона и характеризуется коэффициентами трения покоя и скольжения f_1 и f. О соударении материала с футеровками конуса и чаши судят по коэффициенту восстановления нормальной составляющей относительной скорости $R = 0$ и коэффициенту мгновенного трения $\lambda \approx f$; сопротивление воздуха при свободном полете материала не учитывается — один раз за цикл материал зажимается между поверхностями футеровок и останавливается.

Камеру дробления можно считать спрофилированной правильно, если массовая пропускная способность всех ее поперечных сечений не ниже пропускной способности приемного сечения.

На основе этого же алгоритма с помощью компьютера можно провести корректировку первоначально выбранных значений частоты вращения вала дебаланса n, угла α_0 и некоторых других параметров с целью оптимизации производительности Q дробилки.

Мощность на горизонтальном валу, соединенном муфтой с валом электродвигателя, определяют по формуле

$$P_0 = \omega M / 102,$$

где ω — угловая скорость вала двигателя, рад/с; M — момент, приведенный к валу двигателя, Н·м.

Глава 7.4

ВИБРАЦИОННЫЕ КОНУСНЫЕ ДРОБИЛКИ (ВКД)

7.4.1. КОНСТРУКЦИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ВКД С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ДРОБЯЩИХ КОНУСОВ

НПК «Механобр-Техника» (г. Санкт-Петербург) предложен ряд конструктивных схем дробилок, в которых конус совершает вместе с корпусом встречные вертикальные колебания. В дробилке (а.с. № 573188) самобалансный привод, установленный на корпусе и упруго связанный с конусом, сообщает противофазные колебания корпусу и конусу.

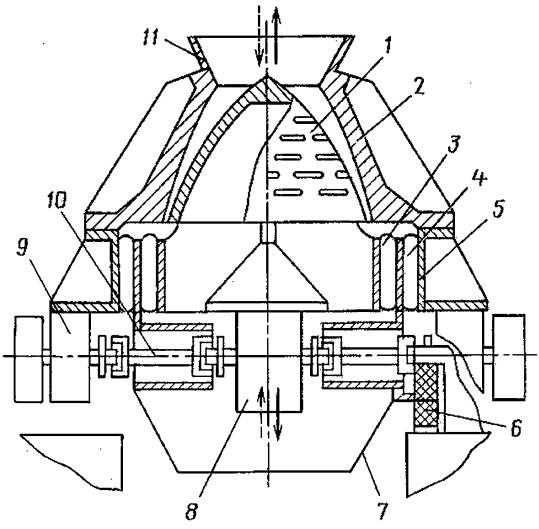
Аналогичный характер движения обеспечивается в конусной дробилке (а.с. № 612693), отличительная особенность которой — использование дополнительного пологого конуса, свободно подвешенного между наружным и внутренним дробящими конусами. Подобное решение рабочей камеры способствует повышению эффективности работы машины. Конструктивная схема дробилки (а.с. № 841675) обеспечивает наряду с горизонтальными круговыми колебаниями вертикальные встречные колебания внутреннего конуса и корпуса. Причем одному колебанию конусов в горизонтальной плоскости соответствует несколько колебаний по вертикали. Такое составное воздействие дробящих конусов на руду, загружаемую в дробилку, интенсифицирует разрушение и эвакуацию кусков, особенно мелких фракций, что исключает переизмельчение материала. Износ футеровки конусов ожидается равномерным благодаря вращению дробящего конуса и высокой подвижности кусков материала вследствие вертикальных вибраций.

В вибрационной дробилке (а.с. № 627859) встречные вертикальные колебания дробящих конусов обеспечиваются внутренним вибратором, жестко соединенным с конусом, и нагруженными вибраторами, расположенными на корпусе (рис. 7.4.1). В НПК «Механобр-Техника» разработана ВКД с плоскопараллельным движением дробящих конусов. Конструкция отличается более простым приводом с самосинхронизирующимися дебалансными вибраторами.

На рис. 7.4.2 представлен дробящий механизм дробилки с вибраторами на корпусе и конусе. Дробящий механизм состоит из корпуса *28*, в конической расточке которого установлено опорное кольцо *29* с чашей *30*, закрытой кожухом *2*. Корпус снабжен кронштейнами *27*, к которым крепятся дебалансные вибраторы *5* с клиноременными шкивами. Внутри цилиндрического стакана *21* смонтирован дробящий конус *26*. Конус своим валом центрируется в стакане *21* при помощи резиновых колец *20*, осевая жесткость которых незначительна по сравнению с радиальной жесткостью. Этим достигаются свободное перемещение конуса по вертикали и неподвижность по горизонтали.

Для повышения жесткости центрирующего узла в его полости создается избыточное

Рис. 7.4.1. Вибрационная дробилка для дробления углистого колчедана:
1 и *2* — соответственно внутренний и наружный дробящие конусы; *3*, *4* — упругие элементы; *5* — корпус; *6* — опорные амортизаторы; *7* — разгрузочная воронка; *8* — внутренний вибратор; *9* — наружный вибратор; *10* — кардан; *11* — загрузочная воронка



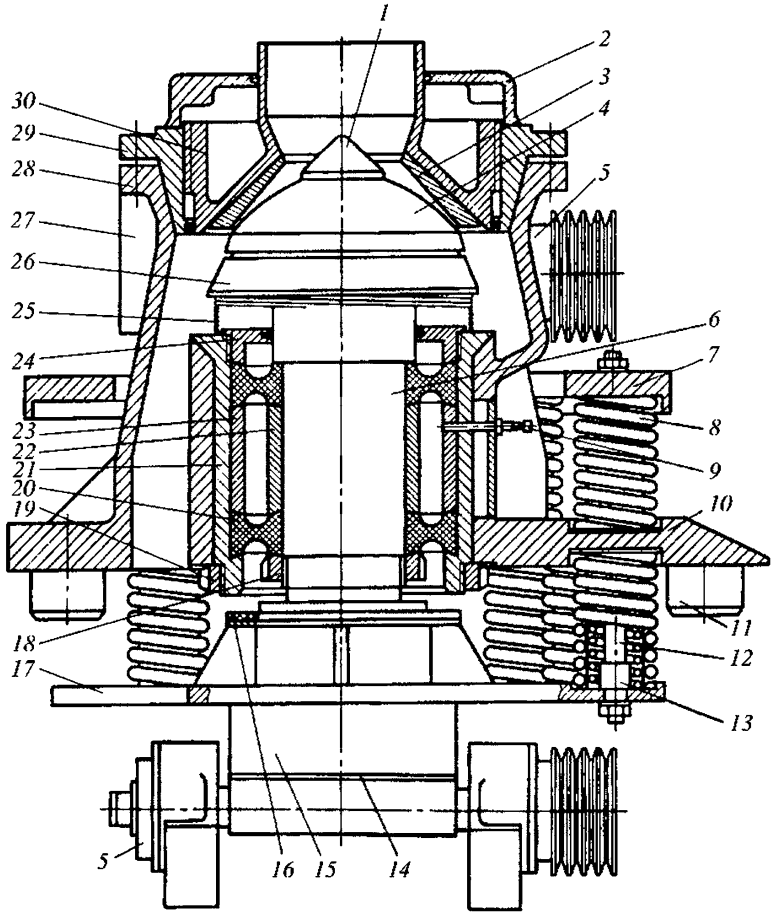


Рис. 7.4.2. Дробящий механизм ВКД

давление воздуха, который нагнетается через штуцер *9*. Стакан *21*, входящий в цилиндрическое гнездо корпуса, закрепляется в нижней части круглой гайкой *19*. Резиновые кольца *20* в стакане и на валу конуса фиксируются втулками *22*, *23* и гайками *18*, *24*. На конической шейке вала дробящего конуса закреплена опорная шайба *17*, по периметру которой на центрирующих втулках *13* установлены пакеты *8* винтовых пружин. Упругие пакеты расположены с двух сторон по фланцу корпуса и стягиваются посредством шпилек *12* и нажимного кольца *7*.

Пакеты *8* являются упругой системой, связывающей две массы: корпус *28* и дробящий конус *26*. При этом наружные и внутренние пружины упругих пакетов подобраны с примерно одинаковыми напряжениями. Опорная шайба *17* снабжена двумя кронштейнами *15*, к которым через упругие прокладки *14* крепятся дебалансные вибраторы *5*. Дебалансные вибраторы корпуса и конуса приняты одинаковыми. К фланцу ступицы опорной шайбы *17* прикрепляется упругий диск *16*, являющийся своеобразным демпфером, ограничивающим относительный ход корпуса и конуса при прохождении резонанса.

Корпус через свой фланец опирается на площадку *10* с бобышками *11* под опорные пружины. Основными узлами, формирующими камеру дробления, являются чаша *30* и дробящий конус *26*.

Чаша *30* представляет собой стальную отливку, наружная поверхность которой имеет упорную резьбу. Внутренняя поверхность чаши футеруется броней *3*, закрепленной на ней скобами через специальные захваты на броне с помощью накладок, шайб, тарельчатых пружин и гаек. Верхняя часть чаши выполнена в виде воротника, образующего бункер для приема и направления питания в камеру дробления.

Дробящий конус — второй узел, образующий камеру дробления. Он представляет собой несущий конус, в который запрессован вал *6*, имеющий цилиндрическую часть для установки центрирующихся резиновых колец *20* и коническую шейку для монтажа опорной шайбы *17*. Несущий конус футеруется броней *4*, форма которой зависит от профиля камеры дробления. Верхний конец вала оканчивается винтом *1*, служащим для крепления брони конуса. Под конусом расположен уплотняющий чулок *25* с винтовой пружиной, защищающий полость под конусом от попадания руды.

Все основные узлы дробящего механизма монтируются в корпусе *28*. На корпусе замыкаются и все силы дробления. В корпусе обеспечиваются транспортировка и разгрузка дробленого продукта. Вибрационная конусная дробилка приводится в движение от двух или четырех электродвигателей, которые сообщают вращение через клиноременные передачи самосинхронизирующимся дебалансным вибраторам. Возмущающая сила, развиваемая вибраторами, вызывает встречные перемещения корпуса *28* и конуса *26* с частотой, равной частоте вращения дебалансов [11].

Техническая характеристика дробилки ВКД-300

Производительность, т/ч	1,5
Крупность исходного питания, мм	20...0
Диаметр дробящего конуса, мм	300
Сила, развиваемая дебалансным вибратором, кН	10...20
Частота вынужденных колебаний, Гц	7...24
Жесткость упругой системы, МН/м	1,7...7
Размер разгрузочной щели, мм	0...10
Амплитуда колебаний, мм:	
корпуса	0,15...3
конуса	0,7...7
Электродвигатель:	
тип	4А112МЧУЗ
установочная суммарная мощность, кВт	11...22
частота вращения, мин$^{-1}$	1500
Габаритные размеры, мм:	
длина	2000
ширина	1110
высота	1360
Масса, т	2,56

7.4.2. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ВКД

Кинематика и динамика ВКД с вибраторами на корпусе. Корпус дробилки с вибраторами на корпусе идеализируется твердым телом с центром масс в точке O_M, имеющим массу M и момент инерции J (рис. 7.4.3). В корпусе на упругих элементах жесткостью C установлен дробящий конус с центром тяжести O_m, массой m и моментом инерции j. Корпус дробилки закреплен на неподвижном основании пружинами исчезающе малой жесткости C_o. На корпусе дробилки симметрично расположены два одинаковых вибратора, удаленных на расстояние R от оси OY. Начало координат выбрано в центре тяжести системы O [9, 10].

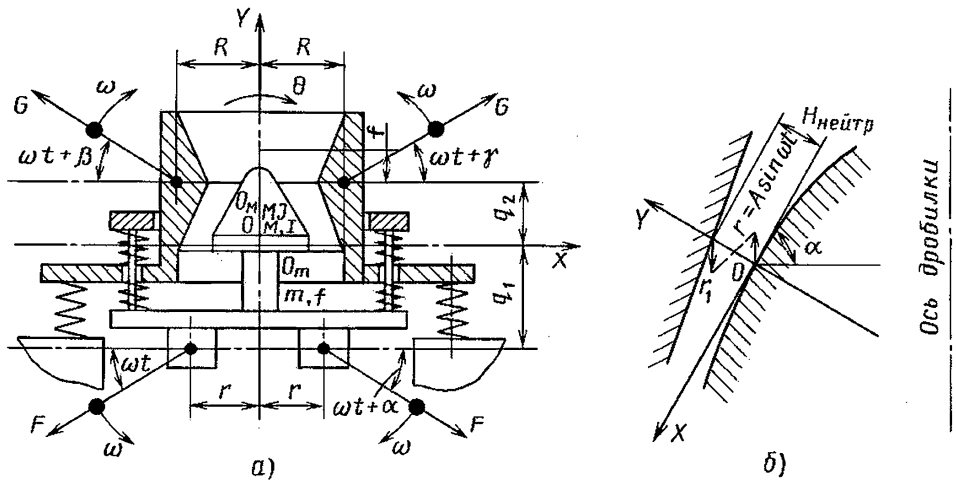


Рис. 7.4.3. ВКД:
а — динамическая схема с вибраторами на корпусе и конусе;
б — схема осевого сечения камеры дробления

Дебалансные вибраторы, вращаясь навстречу друг другу с одинаковой частотой ω, развивают центробежную силу F, вызывающую колебания масс M и m системы. В процессе колебаний система может смещаться вдоль осей OY и OX и поворачиваться на угол θ вокруг точки O.

Уравнения движения системы представлены в виде

$$M'x'' = -F\cos\omega t + F\cos(\omega t + \alpha);$$
$$M'y'' + mf'' = F\sin\omega t + F\sin(\omega t + \alpha);$$
$$I\theta'' = Fr\sin\omega t - Fr\sin(\omega t + \alpha);$$
$$mf'' + my'' + Cf = 0,$$

где $M' = M + m$ — общая масса дробилки; $I = J + Mb_M^2 + j + mb_m^2$ — общий момент инерции дробилки; b_M — расстояние от центра корпуса до центра масс дробилки; b_m — расстояние от центра масс конуса до центра масс дробилки; f — относительное смещение корпуса и конуса.

Решение дифференциальных уравнений при $x = 0$; $\alpha = 0$; $\theta = 0$ можно представить в виде:

$$y = -\{2F(M/M' - \omega^2/\lambda^2)/[M\omega^2(1 - \omega^2/\lambda^2)]\};$$
$$f = -\{(2F\omega^2/\lambda^2)/[M\omega^2(1 - \omega^2/\lambda^2)]\};$$
$$y + f = -\{2F(M/M')/[M\omega^2(1 - \omega^2/\lambda^2)]\},$$

где y — амплитуда колебаний корпуса; $y+f$ — амплитуда колебаний конуса; λ — частота резонансных колебаний, $\lambda = \{C/[Mm/(M+m)]\}^{0,5}$.

Условие устойчивости самосинхронизации двух дебалансных вибраторов, установленных на корпусе при $(\omega^2/\lambda^2) < 1$:

$$(MR^2/I) > -\{(m/M)[(\omega^2/\lambda^2)/(1 - \omega^2/\lambda^2)]\}.$$

Если $(\omega^2/\lambda^2) > 1$, то для устойчивости противофазного движителя при $\alpha = 0$ необходимо, чтобы параметры дробилки удовлетворяли соотношению

$$(\omega^2/\lambda^2) \geq 1 + \{(M/m)[(M+m)R^2/I)] - 1\}^{-1}.$$

Исследования двухмассных систем показали, что предпочтительной областью использования подобных систем с двумя самосинхронизирующимися вибраторами является дорезонансный режим $(\omega/\lambda) < 1$.

Кинематика и динамика ВКД с вибраторами на конусе. Отличительная особенность динамической системы дробилки с вибраторами на конусе по сравнению с ранее описанной — расположение дебалансных вибраторов на конусе на расстоянии r от оси OY. При этом оси вращения вибраторов расположены на расстоянии q_1 от оси OX.

Уравнения движения системы

$$M'x'' = -F\cos\omega t + F\cos(\omega t + \alpha);$$
$$M'y'' + mf'' = -F\sin\omega t - F\sin(\omega t + \alpha);$$
$$I\theta'' = -Fr\sin\omega t + Fr\sin(\omega t + \alpha) +$$
$$+ Fq_1\cos(\omega t + \alpha) - Fq_1\cos\omega t;$$
$$mf'' + my'' + Cf = -F\sin\omega t - F\sin(\omega t + \alpha).$$

Решение дифференциальных уравнений представлено в виде

$$x = F[\cos\omega t - \cos(\omega t + \alpha)]/(M'\omega^2);$$
$$\theta = \{Fr[\sin\omega t - \sin(\omega t + \alpha)]/(I\omega^2)\} +$$
$$+ \{Fq_1[\cos\omega t - \cos(\omega t + \alpha)]/(I\omega^2)\};$$
$$f = -\{F[\sin\omega t + \sin(\omega t + \alpha))/[m(\lambda^2 - \omega^2]\};$$
$$y = (F/M')\{(\lambda^2/\omega^2)[\sin\omega t + \sin(\omega t + \alpha)]/(\lambda^2 - \omega^2)\}.$$

При условии синхронизации вибраторов и их самофазировки $\alpha = 0$ движение системы будет происходить только вдоль оси OY. В этом случае $x = 0$ и $\theta = 0$.

Амплитуда колебаний корпуса

$$y = 2F[\lambda^2/(\lambda^2 - \omega^2)]/(M'\omega^2).$$

Относительная амплитуда колебаний корпуса и конуса

$$f = -2F/[m(\lambda^2 - \omega^2)].$$

Амплитуда колебаний конуса

$$y + f = [2F/(\lambda^2 - \omega^2)][(\lambda^2 M'^{-1} m^{-1})/\omega^2].$$

Условие самосинхронизации для двух дебалансных вибраторов, расположенных на конусе

$$\{M/[M'm(\lambda^2 - \omega^2)]\} + [(r^2 + q_1^2)/(I\omega^2)] > 0.$$

Кинематика и динамика ВКД с вибраторами на корпусе и конусе. Отличительная особенность рассматриваемой системы по сравнению с ранее описанными — использование в дробилке четырех вибраторов, два из которых установлены на корпусе на расстоянии q_2 от общего центра тяжести машины, а два — на расстоянии q_1 от этого центра. Расстояние от оси OY вибраторов, расположенных на конусе, равно r, расстояние для вибраторов на корпусе составляет R. Парные дебалансные вибраторы вращаются навстречу друг другу с одинаковой частотой ω и имеют сдвиги фаз 0, α, β и γ. Вибраторы конуса развивают центробежную силу F, вибраторы корпуса — центробежную силу G. Расчеты ведут аналогично приведенным выше.

7.4.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВКД

Согласно принятой в НПК «МеханобрТехника» методике объемную пропускную способность Q_V, м^3/ч, некоторого поперечного сечения камеры дробления с координатой ξ, отсчитываемой вдоль оси дробилки от верхнего сечения, определяют по формуле

$$Q_V(\xi) = 1800\omega D(\xi)h(\xi)S(\xi),$$

где ω — частота качаний конуса, рад/с; $D(\xi)$ — средний диаметр сжатого слоя материала в сечении с координатой ξ, м; $h(\xi)$ — толщина сжатого слоя в этом же сечении, равная расстоянию между бронями при наибольшем сближении, м; $S(\xi)$ — перемещение материала за один цикл качаний конуса, определяемое путем расчетов на персональном компьютере.

Одна из особенностей вибрационной конусной дробилки — строго вертикальное поле вибраций конуса и чаши (рис. 7.4.3). Векторы r и r' показывают направление колебаний брони конуса и чаши. Ось X направлена по касательной к броне конуса в рассматриваемом сечении внизу вдоль линии наибольшего ската. Ось Y перпендикулярна к оси X и направлена в сторону брони чаши.

Величину $h(\xi)$ в случае вертикальных колебаний подвижного конуса и чаши определяют по формуле

$$h(\xi) = H(\xi)_{\text{нейтр}} - \cos\alpha(\xi)(A' + A),$$

где $H(\xi)_{\text{нейтр}}$ — расстояние между бронями в нейтральном положении в данном сечении; $\alpha(\xi)$ — угол наклона касательно к конусу в данном сечении; A', A — амплитуды качаний соответственно корпуса и конуса.

Глава 7.5
ВАЛКОВЫЕ ДРОБИЛКИ

7.5.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Основным рабочим элементом валковой дробилки является вращающийся на горизонтальной оси цилиндрический валок. Подлежащий дроблению материал подается сверху, затягивается между валками или валком и футеровкой камеры дробления и в результате этого дробится.

Валковые дробилки бывают одно-, двух-, трех- и четырехвалковые. Четырехвалковую дробилку в ряде случаев можно рассматривать как две двухвалковые, смонтированные в одном корпусе [11].

Поверхности валков бывают гладкие, рифленые, ребристые и длинно- и коротко-

зубчатые (длиннозубчатые — при высоте зуба > 0,1 диаметра валка, короткозубчатые при высоте зуба < 0,1 диаметра валка). Сочетание дробящих поверхностей может быть различным: например, оба валка могут иметь гладкую поверхность или один гладкую, другой рифленую.

Дробилки с гладкими и рифлеными валками обычно применяют для дробления материалов средней прочности (до $\sigma_{сж}$ = 150 МПа); дробилки с зубчатыми валками используют для измельчения каменного угля и подобных материалов малой прочности (до $\sigma_{сж}$ = 80 МПа).

Крупность продукта дробления валковой дробилки зависит как от размера выходной щели между валками, так и от типа поверхности рабочих органов. В мировой практике валковые дробилки используют, как правило, на заключительных стадиях дробления (среднее и мелкое дробление).

Существенным недостатком валковых дробилок является интенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей валков (бандажей) при обработке прочных и абразивных горных пород. Бандаж изнашивается в основном в средней части валка, что не дает возможности поддерживать стабильный размер выходной щели по всей ее длине. Кроме того, валковые дробилки имеют сравнительно невысокую удельную производительность.

Тем не менее анализ зарубежного опыта показывает большое распространение валковых дробилок различных конструкций для дробления самых разнообразных материалов, особенно в составе передвижных дробильно-сортировочных установок. Это объясняется тем, что валковые дробилки наиболее приспособлены для переработки очень распространенных материалов, склонных к налипанию или содержащих липкие включения. Во время работы дробилок налипший на поверхность валков материал срезается очистными скребками и при необходимости отводится в сторону.

7.5.2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАЛКОВЫХ ДРОБИЛОК

Основные конструктивные схемы валковых дробилок приведены на рис. 7.5.1.

Одновалковые дробилки. Схему *а* (см. рис. 7.5.1), где камера дробления образована поверхностями валка и неподвижной футеровки, применяют при зубчатом валке. Одновалковую зубчатую дробилку используют для

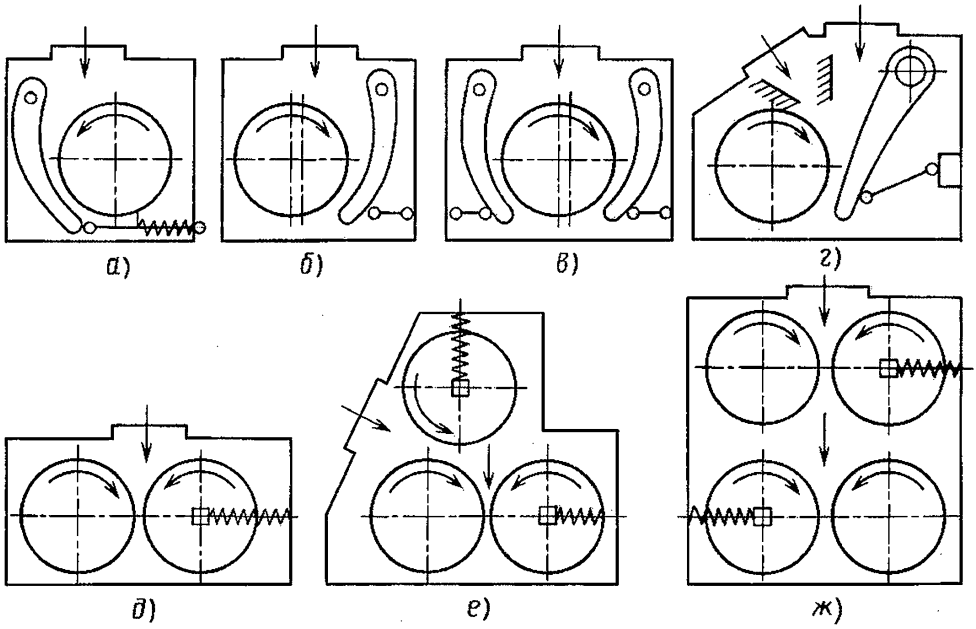


Рис. 7.5.1. Основные конструктивные схемы валковых дробилок:
а–г — одновалковых; *д* — двухвалковой; *е* — трехвалковой; *ж* — четырехвалковой

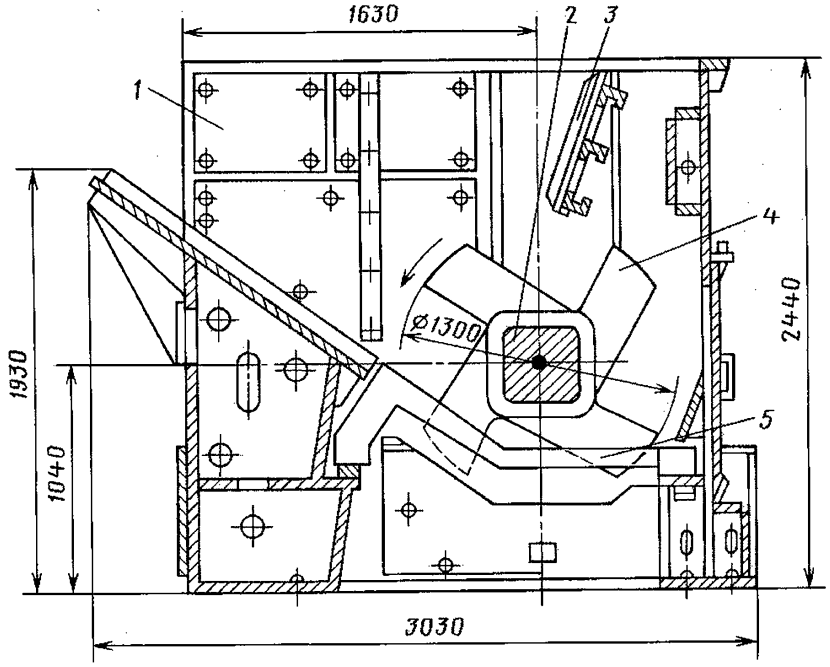


Рис. 7.5.2. Одновалковая зубчатая дробилка:
1 — корпус; *2* — вал; *3* — отбойная плита; *4* — зубчатый венец; *5* — колосники

дробления угля, агломерата и др. Дробилка состоит из зубчатого валка и колосниковой решетки, шарнирно подвешенной в верхней части рамы. Нижний конец колосниковой решетки притянут пружиной к регулируемому упору, что позволяет изменять зазор между зубьями и колосниковой решеткой и предохраняет дробилку от поломок при попадании недробимых предметов. Для дробления агломерата на агломерационных фабриках в ряде случаев длиннозубчатые валки устанавливают непосредственно над колосниковой решеткой, по которой движутся пласты агломерата, причем зубья валка проходят в зазоры между колосниками (рис. 7.5.2).

В табл. 7.5.1 приведены технические характеристики отечественных одновалковых длиннозубчатых дробилок. Указанные в ней дробилки предназначены для дробления горячего агломерата температурой 600...850 °С, по-

7.5.1. Технические характеристики одновалковых длиннозубчатых дробилок

Параметр	СМД-1	СМД-2А	СМД-3Б
Размеры валка, мм:			
диаметр	1200	1300	
длина	2100	2700	4200
Частота вращения валка, $мин^{-1}$	3,2	4,7	3; 4,5; 6; 9
Наибольший кусок питания, мм	250×1000×2000	250×1300×2500	400×1500×4000
Размер куска на выходе, мм	200	До 150	
Производительность, т/ч	80	200	800...900
Мощность двигателя, кВт	30	55	40; 60; 90; 125
Масса дробилки, т	22,3	27,8	52,7

этому для отвода теплоты, поступающей к цапфам вала при непосредственном контакте ротора с горячим агломератом, вал выполняют полым, и в нем предусмотрена циркуляция воды для охлаждения. Станина представляет собой сварную конструкцию из листового проката, в нижней ее части расположены сменные колосники, а боковые стенки облицованы износостойкими плитами. На валу насажены звездочки и дистанционные втулки.

По схемам, представленным на рис. 7.5.1, *б*, *в*, выполнены валковые дробилки, принципиально отличающиеся от всех других конструкций. Валки этих дробилок связаны с валом не жестко, а укреплены шарнирно на эксцентриковой его части. По схеме *б* изготовлена валково-щековая дробилка-гранулятор Gruvilor фирмы Ateler Berazho (Франция). На эксцентриковом валу на роликовых подшипниках закреплен валок, облицованный бандажом с треугольными рифлениями. Верхняя часть неподвижной щеки подвешена на оси, соединенной с боковыми стенками корпуса; нижняя опирается на распорную плиту, состоящую из двух частей, которые соединены между собой болтами. Болты служат предохранителями и срезаются при попадании в камеру дробления недробимых предметов. Распорная плита упирается в регулировочное устройство, что позволяет регулировать зазор между ней и валком.

Машина предназначена для приготовления мелкого щебня с повышенным содержанием зерен кубообразной формы.

В схеме на рис. 7.5.1, *в* две камеры дробления, поверхность рабочих органов гладкая. По сравнению с дробилкой, выполненной по схеме *б*, узел крепления валка не имеет принципиальных отличий, а наличие двух камер дробления почти в 2 раза увеличивает производительность машины.

Фирма Vizerhütte (ФРГ) выпускала дробилку Rotecht, выполненную по данной схеме. Дробилка Rotecht снабжена двойным предохранительным устройством: приводной шкив связан с эксцентриковым валом посредством фрикционной муфты, ограничивающей момент, а между щекой и корпусом дробилки расположены предварительно напряженные спиральные пружины, сжимающиеся при попадании недробимых предметов. Фирма освоила производство трех моделей дробилки Rotecht ($D \times L$): 300×330, 500×540 и 800×850 мм.

Фирма Westinhaus (США) изготовила подобную дробилку с валками размерами 800× ×600 мм, в которой использовалась гидравлика как для изменения размера выходной щели, так и для предохранения машины при попадании недробимых предметов.

Схема, показанная на рис. 7.5.1, применена в валково-щековой дробилке, впервые предложенной фирмой Diamond (США) для передвижных дробильно-сортировочных установок. На общей раме смонтированы подвижная и неподвижная щеки, а также валок. Подвижная щека имеет сложное движение. Привод валка связан цепной передачей с эксцентриковым валом подвижной щеки.

Материал поступает в камеру дробления, образованную неподвижной и подвижной щеками; раздробленный материал подается на вторую стадию дробления — между вращающимся валком и нижней частью той же подвижной щеки. В эту же камеру дробления может дополнительно поступать мелкий материал. По данным фирмы, использование такой дробилки на 30...40 % снижало массу всей установки, однако эксплуатация показала, что данные дробилки имеют низкую надежность.

Двухвалковые дробилки. Наиболее распространена двухвалковая дробилка, принципиальная схема которой показана на рис. 7.5.1, *д*. По ней изготовляют большинство отечественных и зарубежных валковых дробилок. Валки вращаются навстречу один другому, захватывают и дробят попавший между ними материал, раздавливая его и частично истирая. Иногда для увеличения истирающего эффекта, необходимого при измельчении некоторых материалов, валкам сообщают разную окружную скорость.

Корпуса подшипников вала одного из валков опираются на пружины и могут перемещаться. В результате этого при попадании недробимого предмета один валок может отойти от другого и пропустить недробимый предмет, после чего под действием пружин возвратиться в исходное положение. Имеются конструкции, в которых подпружинены оба валка. Их применяют там, где в исходном материале много недробимых включений. Технические характеристики отечественных двухвалковых дробилок приведены в табл. 7.5.2.

Привод валков осуществляется так, как показано на рис. 7.5.3.

Широко распространенная двухвалковая дробилка (рис. 7.5.4) выполнена по схеме, при-

7.5.2. Технические характеристики двухвалковых дробилок

Параметр	Дробилки с гладкими валками					Дробилки с рифленым и гладкими валками
Габаритные размеры бандажа, мм:						
диаметр	400	600	800	1000	1500	600
длина	250	400	500	550	600	400
Максимальная крупность исходного питания, мм	20	30	40	50	75	60
Пределы регулирования выходной щели, мм	2...12	2...14	4...16	4...18	4...20	10...30
Частота вращения валков, $мин^{-1}$	200	180	150	100	83	175
Окружная скорость валков, м/с	4,2	5,6	6,2	5,2	6,5	5,5
Мощность двигателя, кВт	2×4,5	2×7,5	28	40	55	20
Производительность при выходной щели, т/ч:						
минимальной	2,7	4,3	10,8	11,9	13,0	18
максимальной	16,2	30,2	43,0	53,5	65,0	54
Масса, т	2,2	3,4	12,5	15,9	32,4	3,33

веденной на рис. 7.5.3, *а*. Шкив *2* (см. рис. 7.5.4) дробилки приводят во вращение электродвигателем, далее через одноступенчатый редуктор, закрытый кожухом *8*, вращение передается первому рифленому валку *3*, корпусы подшипников которого неподвижно прикреплены к раме *1* дробилки. Подшипники *7* второго гладкого валка *4* прижаты к упору амортизационными пружинами *5* и могут перемещаться, сжимая пружины, увеличивая зазор между валками и пропуская недробимый предмет. Вращение от первого (ведущего) валка передается второму (ведомому) валку с помощью шестерен с удлиненными зубьями, допускающими изменение межцентрового расстояния между валами валков. Шестерни вращаются в масляной ванне и закрыты кожухом *6*.

В последнее время появились конструктивные решения, в которых каждый валок приводится от электродвигателя (см. рис. 7.5.3, *б*) или через редуктор *3* и карданные валы *4* (см. рис. 7.5.3, *в*).

Отечественная валковая дробилка (рис. 7.5.5), выполненная по схеме, приведенной на рис. 7.5.3, *б*, имеет два валка, один из которых гладкий, другой — рифленый. Подшипники одного из валков прикреплены к корпусу *5* дробилки, подшипники другого — к подвижной раме *3*, соединенной шарниром *4* с корпусом. В верхней части корпус и рама связаны между собой предохранительным механизмом *1*, состоящим из системы тяг и пружин, позволяющих регулировать зазор между валками, а также допускающих расхо-

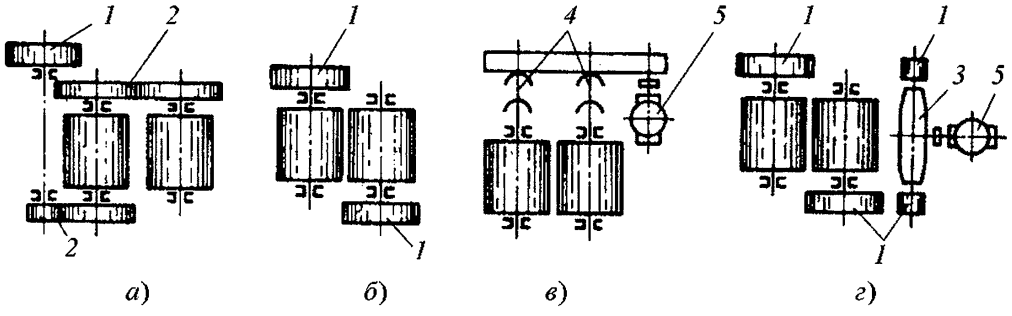


Рис. 7.5.3. Варианты привода валков двухвалковых дробилок:
1 — шкив; *2* — шестеренчатая передача; *3* — редуктор; *4* — карданный вал; *5* — электродвигатель

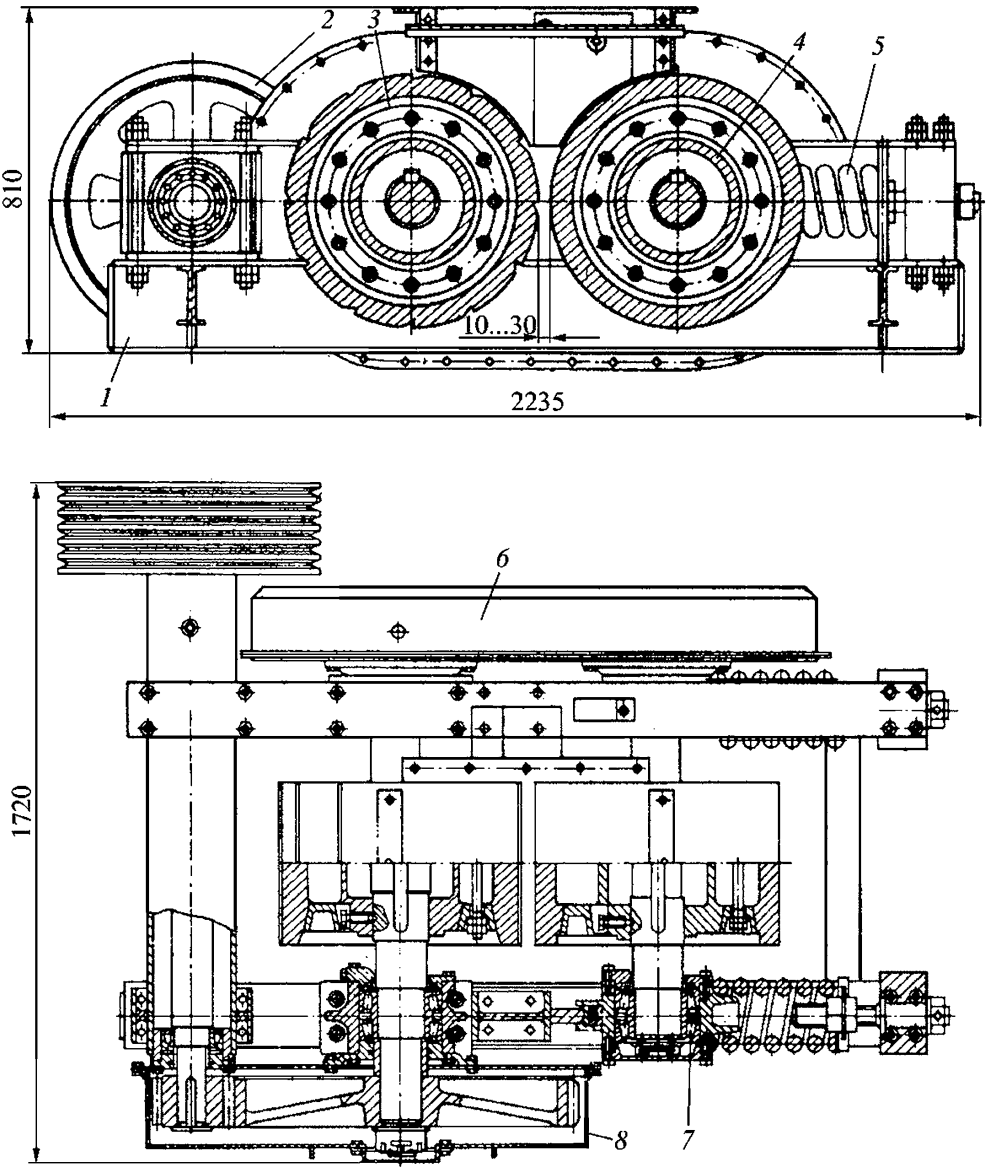


Рис. 7.5.4. Двухвалковая дробилка с рифленым и гладким валками

ждение валков при попадании недробимого предмета.

В этом случае валок вместе с подвижной рамой и установленным на ней электродвигателем поворачивается вокруг шарнира и зазор между валками увеличивается. После прохождения недробимого предмета пружины возвращают валок в первоначальное положение. Сила, необходимая для дробления материала, обеспечивается предварительным поджатием пружин. Привод каждого валка осуществляется клиноременной передачей от индивидуальных электродвигателей *2*, установленных на корпусе и подвижной раме, поэтому при расхождении валков межцентровое расстояние клиноременной передачи не изменяется.

Двухвалковая дробилка с короткозубчатыми валами Магдебургского комбината тя-

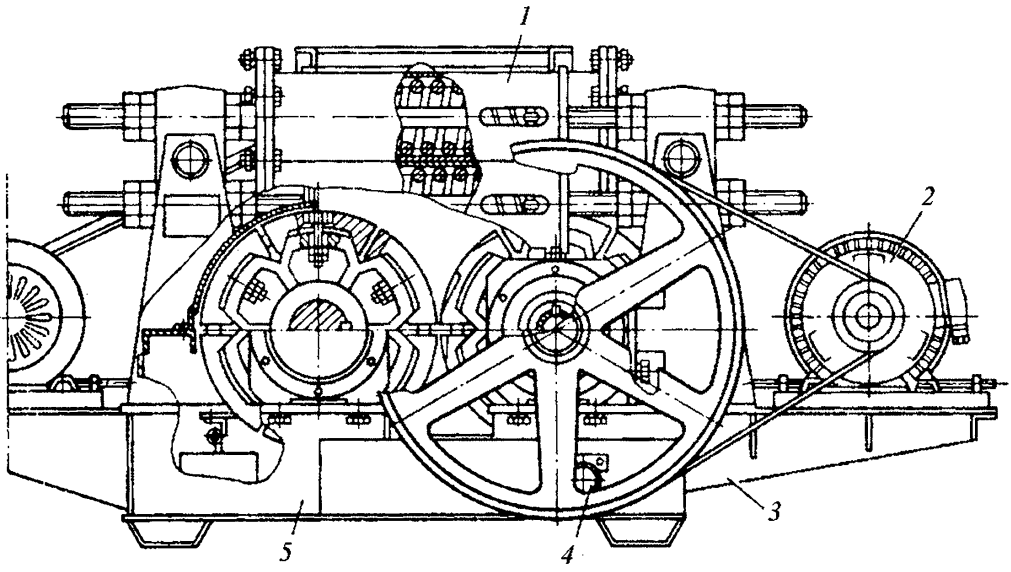


Рис. 7.5.5. Двухвалковая дробилка с раздельным приводом валков

желого машиностроения им. Э. Тельмана (Германия) выполнена по схеме, показанной на рис. 7.5.3, *в*. Валки оборудованы мелкими зубьями. Неподвижный валок приводится непосредственно электродвигателем через редуктор, второй подвижный валок — электродвигателем через редуктор и короткий шарнирный вал. Эти дробилки предназначены для дробления пород малой прочности, таких, как, например, глина, мергель, мягкий известняк, гипс, уголь. Комбинат выпускает валковые дробилки трех типоразмеров для первичного и вторичного дробления (табл. 7.5.3).

Конструкцию двухвалковой зубчатой дробилки СМД-153 (рис. 7.5.6) называют дискозубчатой. Применяют ее обычно для грубого дробления угля, а также для дробления других материалов с пределом прочности на сжатие 45...60 МПа. Эксплуатация дробилки допускается как в закрытых помещениях, так и на открытых площадках при температуре окружаю-

7.5.3. Технические характеристики дробилок с короткозубчатыми валками

Параметр	Типоразмер		
	I	II	III
Габаритные размеры валка, мм:			
диаметр	1100	1250	2000
длина	1000		
Зазор между валками, мм	40...250	40...250	80...250
Максимальная крупность питания, мм:			
крупного	350	600	900
среднего	125	150	200
Производительность при зазоре между валками 100 мм, $м^3/ч$	125	175	400
Мощность электродвигателя, кВт	2×22	2×55	2×75
Масса дробилки, т	13,98	25,1	96,62

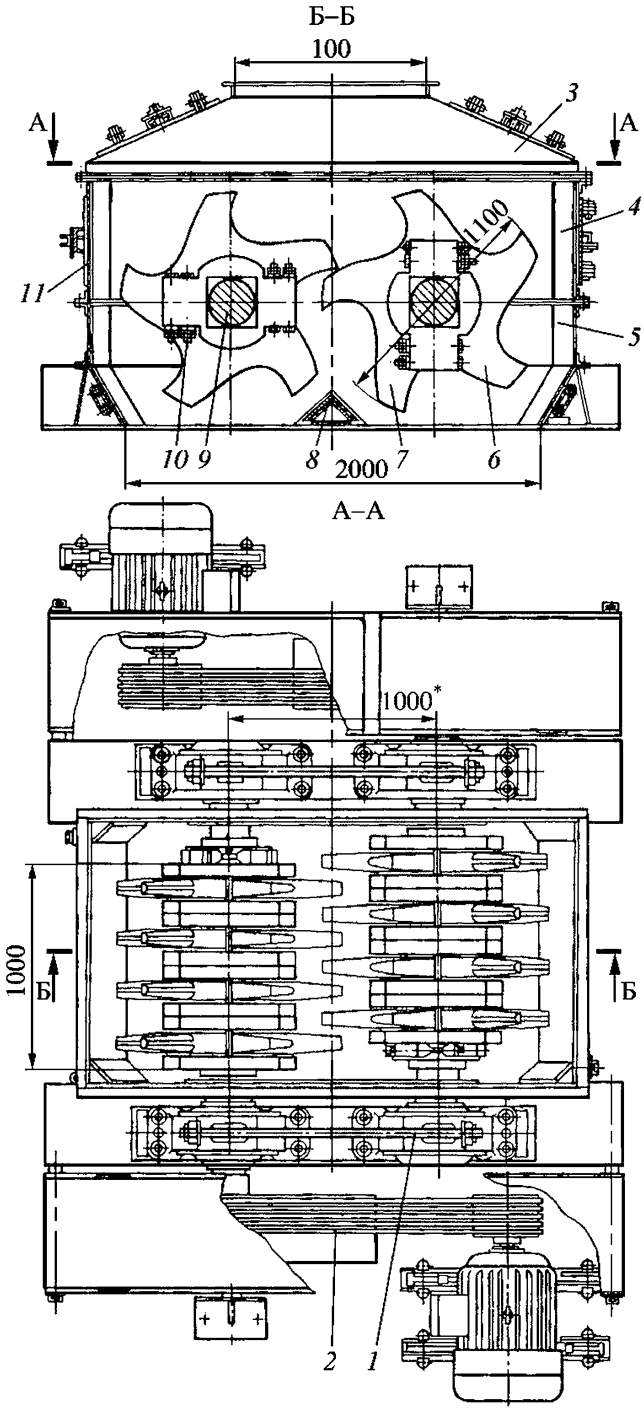


Рис. 7.5.6. Двухвалковая зубчатая дробилка СМД-153:
1 — стяжки; *2* — клиноременная передача; *3* — загрузочная воронка; *4* и *5* — соответственно верхняя и нижняя части корпуса; *6*, *7* — полузвездочки; *8* — отражатель; *9* — вал; *10* — болт; *11* — смотровой люк

7.5.4. Технические характеристики двухвалковых дробилок зарубежного производства

Параметр	Krupp (Германия)				Berazho (Франция)									
	Гладкие и рифленые дробилки				Зубчатые дробилки						Гладкие и рифленые дробилки			
Размеры валка, мм:														
диаметр	500	800		1000	700		900		1250		600	700		900
длина	350	450			500		600		1000		800	280	500	600
Частота вращения валка, мин$^{-1}$	150	75	115	75	Нет данных									
Производительность, т/ч	6...7,5	14...17	11...13	22...25	35...60	120...180	60...90	220...330	120...180	450...650	9...12	5...6,5	9...12	14...18
Крупность готового продукта, мм	0...4	0...8	0...4	0...100	0...30	0...100	0...40	0...150	0...50	0...200	0...5	0...8		0...10
Мощность двигателя, кВт	2×10	30	45	45	2×11; 2×22	2×30; 2×37	2×15; 2×37	2×75; 2×132	2×30; 2×75	2×110; 2×160	2×15	2×9	2×15	2×22
Масса, т	3,8	8,5		9,9	5,7		9,5		23,5		6,2	4,2	5,0	7,5

щего воздуха –40...+40 °С. Для удобства демонтажа валков корпус дробилки разъемный, состоящий из нижней *5* и верхней *4* частей. В боковых частях корпуса дробилки предусмотрены люки *11* для осмотра и ремонта рабочих органов дробилки. К верхней части корпуса прикреплена загрузочная воронка *3*. Места разъемов уплотнены резиновыми прокладками.

Для устранения напряжений от изгиба в раме и разгрузки болтов крепления подшипников их корпуса в верхней части соединены между собой стяжками *1*. Каждый валок диаметром 1100 и длиной 1000 мм имеет индивидуальный привод от асинхронного двигателя. Вращающий момент от электродвигателя валкам передается с помощью клиноременной передачи *2*. Для исключения поломки механизмов дробилки при попадании недробимых тел в камеру дробления приводы дробилки снабжены такими же предохранительными устройствами, как и приводы описанных щековых дробилок.

Зубчатые валки расположены в горизонтальной плоскости, вращаются навстречу один другому с различной частотой (170 и 200 мин$^{-1}$). Зубчатый валок представляет собой вал *9* квадратного сечения со смонтированными на нем зубчатыми дисками, состоящими из двух полузвездочек *6* и *7*, соединенных между собой болтами *10* из стали 40Х, что обеспечивает возможность замены дисков без демонтажа валка.

Зарубежные фирмы выпускают двухвалковые дробилки разных типоразмеров с зубчатыми, рифлеными и гладкими валками. Технические характеристики зарубежных валковых дробилок приведены в табл. 7.5.4.

Трехвалковые дробилки. Трехвалковая дробилка фирмы Payonir (США) выполнена по схеме, приведенной на рис. 7.5.1, *е*. Подшипники ведущего вала прикреплены к раме дробилки неподвижно, подшипники двух других валков перемещаются в направляющих и прижимаются пружинами к упорам, регулирующим зазор между валками. Фирма Payonir так же, как и фирма Universal (США), применяет для привода валков автомобильные шины. Упругая деформация шин обеспечивает их зацепление одна за другую как при регулировании зазоров, так и при отходе валков в случае пропуска недробимых предметов.

Отечественная трехвалковая дробилка СМД-130 (рис. 7.5.7), валки которой имеют диаметр 600 и длину 1000 мм, сделана специально для переработки сельскохозяйственных удобрений (нитроаммофоски) от начальной крупности 80 до конечной 3 мм. Но ее можно применять для дробления и других материалов, склонных к налипанию, с малым пределом прочности при сжатии, с теми же размерами начального и конечного продуктов.

Сварной корпус дробилки состоит из трех частей: основания, средней части и кожуха. Части соединены между собой болтовыми креплениями.

На основании *1* предусмотрены опорные площадки, на которых смонтированы корпуса подшипников нижнего валка *2* и опоры для

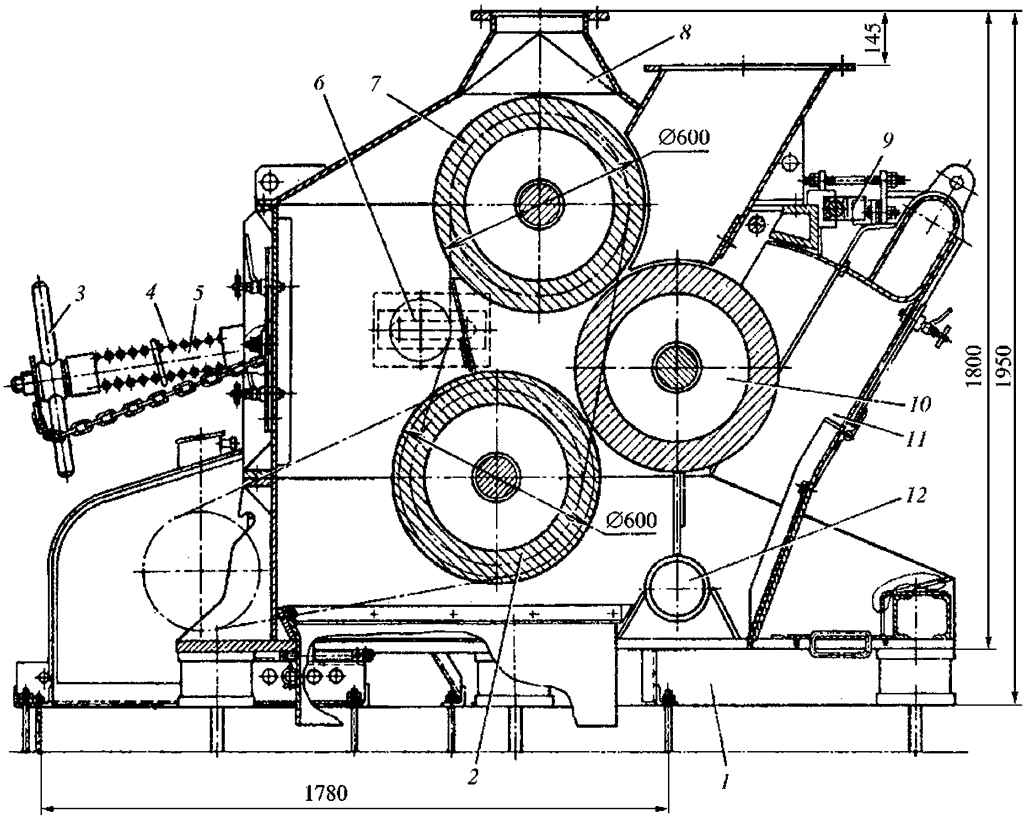


Рис. 7.5.7.Трехвалковая зубчатая дробилка СМД-130

шарнирного крепления рычага *11* в сборе. На боковых стенках средней части корпуса расположены опорные площадки для установки корпусов подшипников верхнего валка *7* и кронштейна натяжного ролика *6*. Сверху к средней части прикреплен сварной кожух *8*, имеющий загрузочную воронку и аспирационную горловину с фланцем для присоединения к внешней аспирационной системе.

Рычаг *11* внизу шарниром *12* соединен с основанием дробилки, вверху — с амортизирующим устройством, состоящим из двух тяг *5* пружин *4* и маховиков *3* для регулирования натяжения пружин. К средней части рычага прикреплены корпуса подшипников среднего валка *10*, а к средней части корпуса — механизм *9* регулирования размера щели между валками. Рычаг в сборе прижат к клиновым гайкам механизма регулирования размера щели пружинами амортизирующих устройств, что дает возможность при попадании недробимых предметов рычагу отклониться в сторону, увеличив тем самым зазор между валками.

После прохода недробимого предмета пружины возвращают рычаг в рабочее положение, а именно: зазор между верхним и средним валками 10 мм, между средним и нижним 4 мм.

Механизм регулирования размера щели представляет собой клинковые гайки, перемещаемые винтом с правой и левой резьбами. Винт вращают вручную с помощью рукоятки и одноступенчатого редуктора. Этот механизм в принципе аналогичен механизму регулирования щели в щековых дробилках. Рабочая поверхность верхнего валка выполнена рифленой. Применение валков с гофрированными поверхностями позволяет очищать валки путем их сближения.

Четырехвалковые дробилки. Дробилки, выполненные по схеме, приведенной на рис. 7.5.1, *ж*, представляют собой две пары валков, расположенных одна над другой, т.е.

их можно рассматривать как две двухвалковые дробилки, смонтированные в одном корпусе. Верхнюю пару валков изготовляют чаще с рифленой или зубчатой поверхностью, нижнюю, как правило, гладкой. Этим достигают высокой степени дробления. Подобную дробилку применяют на агломерационных фабриках для дробления коксита и угля.

Конструкция отечественной четырехвалковой дробилки со всеми гладкими валками диаметром 900 и длиной 700 мм показана на рис. 7.5.8. Она состоит из рамы *1*, ленточного питателя *2*, верхней *3* и нижней *4* пары валков и электродвигателей. Верхний правый валок и нижний левый имеют пружинную амортизацию и отходят от неподвижных валков, пропус-

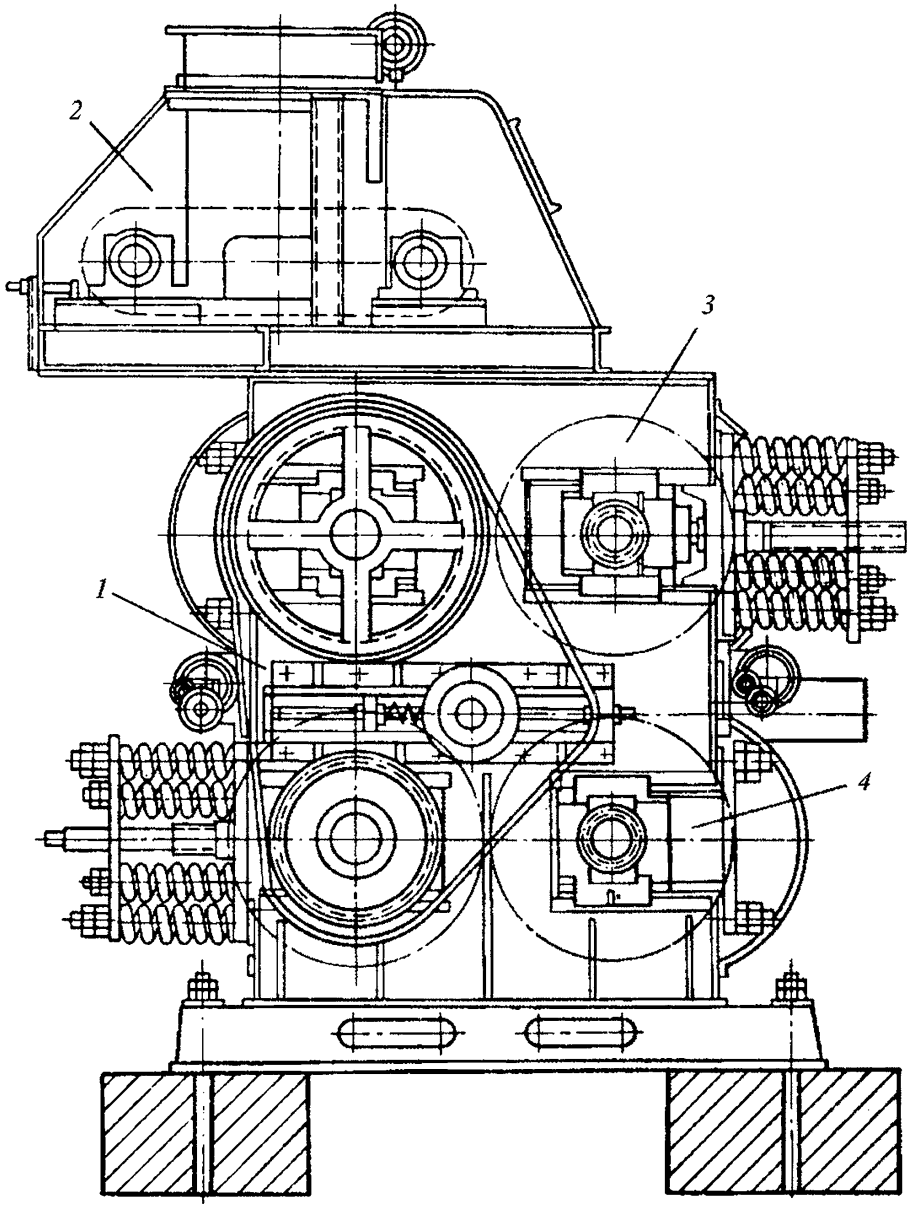


Рис. 7.5.8. Четырехвалковая дробилка

кая недробимые предметы. Дробилка оборудована специальными механизмами для обтачивания бандажей (по одному на каждую пару валков). При этом частота вращения валков равна 58,5 мин$^{-1}$, а перемещение суппорта с наждачным камнем за один оборот валка составляет 0,3 мм. Ниже приведена техническая характеристика четырехвалковой дробилки, изготовляемой Катав-Ивановским литейно-механическим заводом (Челябинская обл.):

Технические характеристики четырехвалковой дробилки

Размеры, мм:
валков . . . . . 900×700
кусков питания, мм . . . . . До 40
Производительность, т/ч . . . . . До 26
Мощность привода валков, кВт . . . . . 20...38
Габаритные размеры, мм . . . . . 3040×4335×3635
Масса, т 25,4

Оригинальные решения четырехвалковых дробилок предложены фирмой Universal (США). На рис. 7.5.9 приведена схема дробилки этой фирмы, у которой на двух валах смонтировано четыре валка различных диаметров, т.е. в одной дробилке как бы две параллельные (сдвоенные) дробилки среднего и мелкого дробления. В данной дробилке обе пары валков регулируются как одно целое, т.е. регулировать валки раздельно нельзя, что является недостатком такой конструкции.

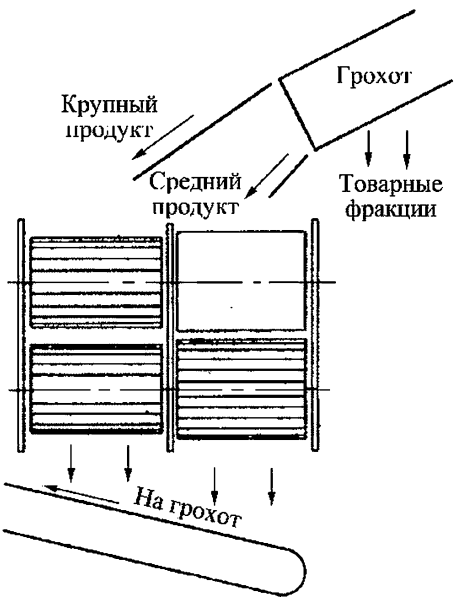


Рис. 7.5.9. Схема четырехвалковой дробилки фирмы Universal (США)

Фирма считает, что данное техническое решение позволило осуществить трехстадийное дробление, не увеличивая значительно размеров установки и потребляемой энергии. Эта схема по сравнению со схемой, представлена на рис. 7.5.1, *ж*, более эффективна, так как позволяет после каждой стадии дробления проводить рассев готового продукта и направлять на последующее дробление только то, что требуется дробить [11].

7.5.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Угол захвата α в валковых дробилках — это угол между двумя касательными к поверхностям валков в точках соприкосновения с дробимым материалом [11].

На кусок дробимого материала (рис. 7.5.10), имеющего форму шара и массу m, которой ввиду ее незначительности можно пренебречь, действуют силы P давления от обоих валков и силы трения, равные fP, где f — коэффициент трения материалов о валок (для упрощения эти силы показаны на рис. 7.5.10 для одного валка). Кусок затягивается валками, если $2fP\cos\alpha \geq 2P\sin\alpha$ или $f \geq \operatorname{tg}\alpha$, так как $f = \operatorname{tg}\varphi$, где φ — угол трения, то $\alpha \leq \varphi$. Но $\beta = \alpha$, значит $\beta \leq 2\varphi$, т.е. угол захвата не должен превышать двойного угла трения. Коэффициент трения f для прочных пород принимают равным 0,3, для влажной глины 0,45. При таких значениях коэффициента трения угол захвата составит $\alpha = 16°40'...24°20'$.

Частоту вращения валков определяют по формуле Л.Б. Левенсона:

$$n = 102{,}5[f/(dD\rho)]^{0,5},$$

где d — диаметр куска исходного материала, м; D — диаметр валка, м; ρ — плотность материала.

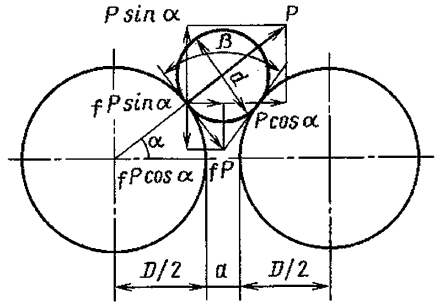


Рис. 7.5.10. Расчетная схема двухвалковой дробилки

Следовательно, частота вращения валка должна быть тем меньше, чем больше его диаметр, чем больше диаметр поступающих кусков и их плотность и чем меньше коэффициент трения между куском материала и валками. По формуле Л.Б. Левенсона определяют максимально возможную частоту вращения валков.

Нагрузки в основных элементах. Силы в деталях валковой дробилки определяются нагрузкой, которая создается пружинами предохранительного устройства. Она зависит от многих факторов и может быть вычислена лишь приближенно. Средняя сила нажатия пружин подвижного валка $P_{ср}$ должна обеспечивать следующие значения:

– для прочных пород

$$P_{ср} = 0{,}04\sigma_{сж}LD;$$

– для глин

$$P_{ср} = 0{,}1\sigma_{сж}LD,$$

где $\sigma_{сж}$ — предел прочности на сжатие.

Производительность дробилки. Производительность валковых дробилок можно вычислить, если представить процесс дробления как движение ленты материала шириной, равной длине валка L, и толщиной, равной ширине выходной щели a. Тогда за один оборот вала объем ленты материала, прошедший через выходную щель,

$$V = \pi DLa.$$

Значит, при частоте n производительность дробилки

$$Q = \pi nDLa.$$

Необходимо иметь в виду, что при дроблении материалов средней прочности пружины, поджимающие валки, несколько сжимаются и валки расходятся. При этом ширина выходной щели может существенно измениться, что нужно учитывать, особенно при мелком дроблении пород средней прочности на гладких вплотную сдвинутых валках, т.е. при $a = 0$. Значит, $Q = 0$.

Фактически производительность не равна нулю, так как валки раздвигаются на ширину b, зависящую от фактических сил дробления и степени жесткости предохранительных пружин. Тогда $Q = \pi nDL(a + b)$. На основании практических данных $b = 0{,}25a$, т.е. в расчетах производительности ширину выходной щели с учетом деформации пружин принимают равной $1{,}25a$. При $a = 0$ фактическое значение b определяют по средневзвешенному значению готового продукта в каждом конкретном случае.

Так как длина валка используется не полностью и материал выходит из дробилки в разрыхленном виде, а не плотной лентой, то в формулу производительности вводят коэффициент, учитывающий степень разрыхленности материала: принимают для прочных материалов $\mu = 0{,}2...0{,}3$, для влажных вязких $\mu = 0{,}4...0{,}6$. Часто в формулу вводят также плотность дробимого материала. Тогда окончательно производительность, т/ч, валковой дробилки

$$Q = 1{,}25\pi nDLa\mu\rho.$$

Мощность двигателя. Необходимую установочную мощность электродвигателя валковой дробилки можно определить, если учесть затраты мощности на дробление материала и трение в подшипниках, т.е. на преодоление всех сопротивлений при работе машины:

$$N = 1400\sigma_{сж}nLR^2,$$

где R — радиус валка, м.

Глава 7.6
РОТОРНЫЕ ДРОБИЛКИ

7.6.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Роторные дробилки предназначены для ударного дробления различных материалов с помощью бил, жестко закрепленных на роторе, вращающемся вокруг горизонтальной оси.

По конструктивным признакам роторные дробилки подразделяют:

- по числу роторов — на одно- и многороторные;
- по числу ступеней дробления — на одно- и двухступенчатые;
- по характеру исполнения отражательных органов — на дробилки с колосниковыми отражательными решетками и с отражательными плитами;
- по направлению вращения роторов — на дробилки с постоянным направлением и реверсивные дробилки с переменным направлением;

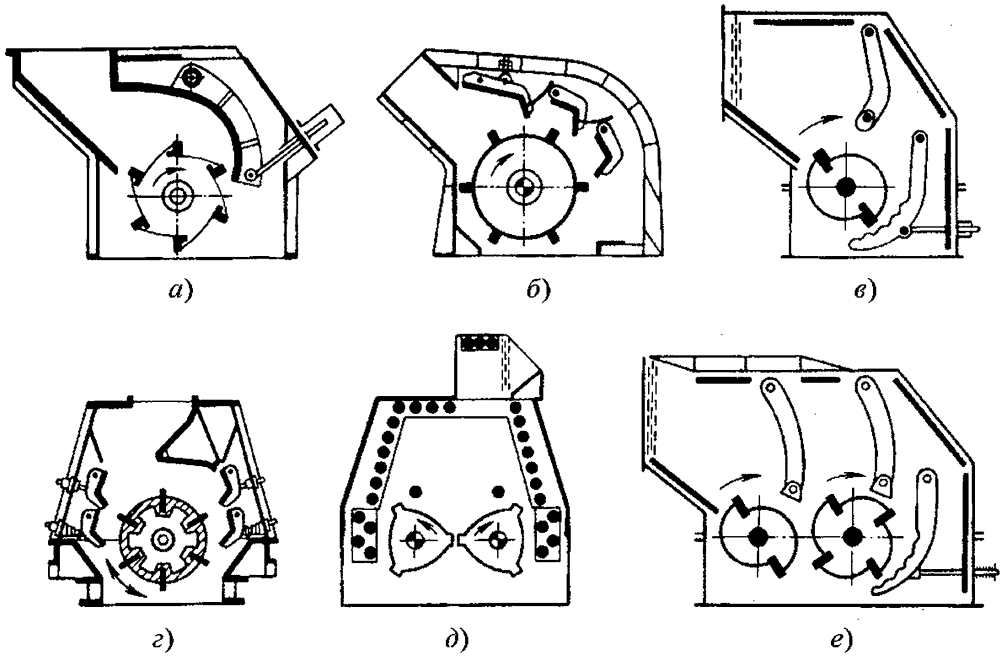


Рис. 7.6.1. Конструктивные схемы роторных дробилок:
а — одноротор ной однокамерной с отражательной плитой; *б* — одноротор ной трехкамерной с отражательной плитой; *в* — одноротор ной двухкамерной с колосниковыми решетками; *г* — реверсивной; *д* — двухроторной одноступенчатого дробления; *е* — двухроторной двухступенчатого дробления

• по числу рабочих камер — на одно- и многокамерные.

Конструктивные схемы роторных дробилок приведены на рис. 7.6.1.

7.6.2. КОНСТРУКЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДРОБИЛОК

Принципиальная конструктивная схема роторной дробилки представлена на рис. 7.6.2. Приведенные геометрические параметры схемы характеризуют размеры и взаимное расположение рабочих органов дробилки. Основные узлы дробилки — ротор, корпус, отражательные устройства (плиты, колосниковые решетки) и привод.

Ротор дробилки представляет собой вращающийся рабочий орган, включающий в себя била с деталями их крепления, корпус с валом, и является основным и наиболее ответственным узлом дробилки, служащим для нанесения удара по дробимому материалу. Для эффективного разрушения

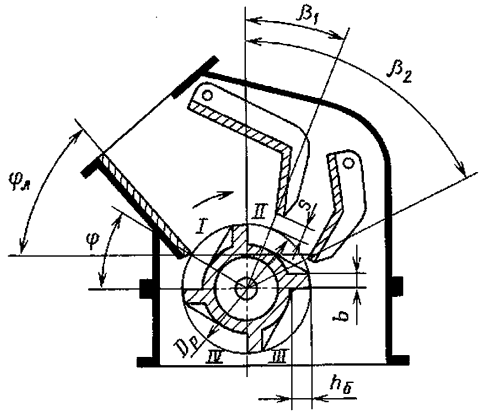


Рис. 7.6.2. Принципиальная конструктивная схема роторной дробилки:
φ, $\varphi_л$ — углы соответственно установки и наклона приемного лотка; β_1, β_2 — углы установки первой и второй отражательных плит; $D_р$ — диаметр ротора; b — ширина внешней поверхности била; $h_б$ — высота била; s — ширина выходной щели; I–IV — сектора ротора

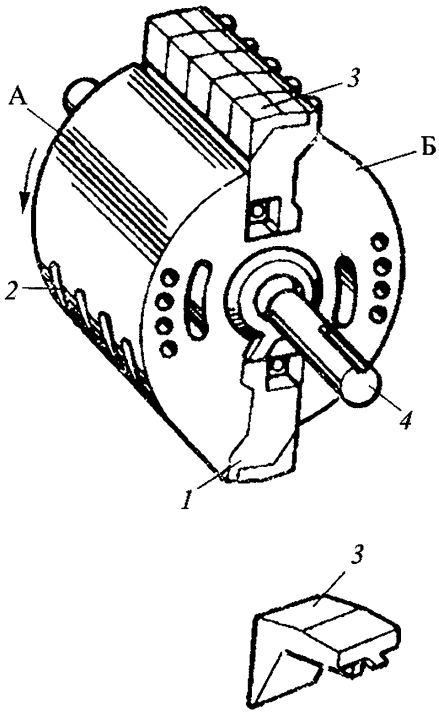


Рис. 7.6.3. Ротор со сменными головками бил:
1 — било; *2* — корпус; *3* — сменная головка; *4* — вал; А, Б — внешняя и торцовая поверхности корпуса ротора

дробимого материала окружные скорости бил достигают 20...80 м/с.

Такие высокие окружные скорости создают центробежные силы, действующие на било, а при соударении возникают ударные силы, превышающие их в сотни раз. Условия ударного нагружения требуют весьма надежной конструкции ротора и крепления бил. Удачная конструкция ротора — главное условие надежности работы всей дробилки. Рассмотрим несколько конструкций ротора.

Ротор состоит из корпуса *2*, бил *1* с деталями их крепления и вала *4*, на который напрессовывается корпус ротора (рис. 7.6.3).

Цилиндрическую поверхность корпуса ротора между билами, образующая которой параллельна оси вращения, называют *внешней поверхностью ротора*; поверхности, ограничивающие ротор по длине и перпендикулярные к его оси вращения, именуют *торцовыми*. Роторы классифицируют по следующим признакам: по числу бил — от 2 до 12; по монолитности корпуса ротора — монолитные (закрытые, рис. 7.6.4, *а*, *б*, *д*, *е*) и пустотелые (в виде дисков, рис. 7.6.4, *в*, *г*); по наличию торцовых дисков.

Било, являющееся одной из важнейших деталей дробилки, влияет на конструкции ротора и корпуса дробилки. Широкое распространение получили била с одной рабочей поверхностью разового применения (рис. 7.6.5, *а*, *б*). Эти била обладают надежным креплением, хорошим прилеганием опорной поверхности к ротору, выдерживают большие нагрузки, их используют в роторных дробилках крупного дробления. В качестве крепежных деталей применяют различные клиновые устройства.

Приведенное на рис. 7.6.5, *а* било имеет хвостовик в форме ласточкина хвоста, прижимаемый к опорной части клиновым брусом. Брус в средней части поджат нижним клином так, что он свободно перемещается по всей длине, что делает зажим равномерным.

На рис. 7.6.5, *б* показаны била с одной рабочей поверхностью, выпускаемые фирмой Kennedy (США); они имеют с обратной стороны уступ, входящий в соответствующее углубление на опорной части корпуса ротора для противодействия центробежным силам. Хвостовая часть обладает скошенной плоскостью, в которую упирается клин, прижимающий било к ротору.

Наиболее простые конструкции с одной рабочей поверхностью приведены на рис. 7.6.5, *в*. От смещения в радиальном направлении под действием центробежных сил и радиальных составляющих ударных сил предохраняет шпонка или выступ била.

Било притягивается к корпусу ротора с помощью болтовых или клиновых соединений. Конструкция таких бил симметрична относительно средней части, которую используют для обеих установок била. После изнашивания било переставляется нижней частью вверх, что позволяет повысить коэффициент использования металла бил.

Для реверсируемых бил не требуется силовых крепежных устройств, так как они удерживаются в пазу ротора посредством уступов (рис. 7.6.5, *г*, *д*). Эти била вставляют с торца ротора, и от смещения в осевом направлении их удерживают планки, закрепленные на роторе.

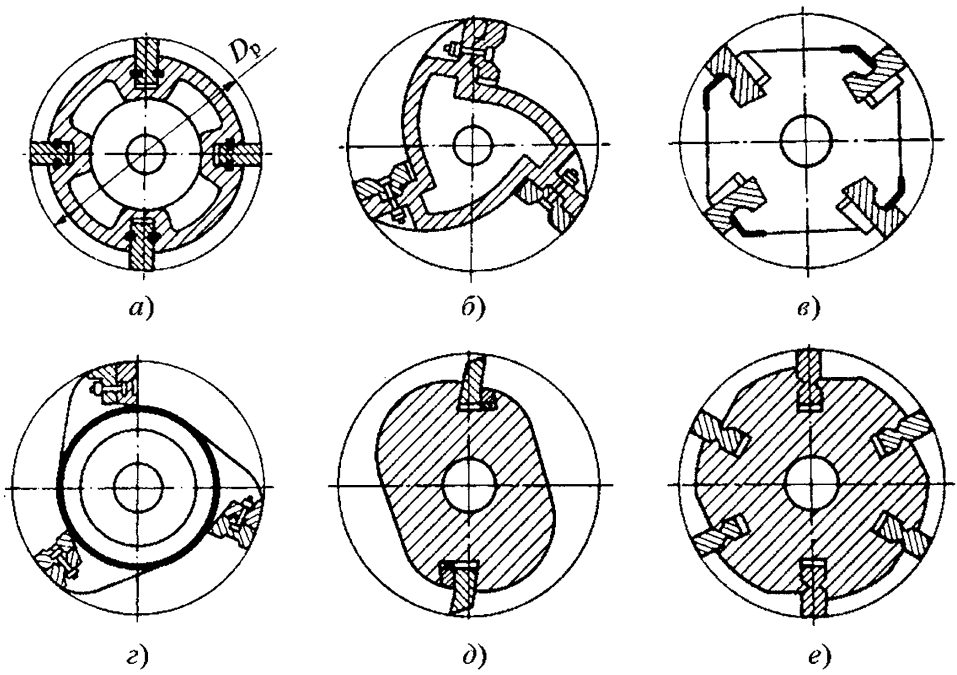


Рис. 7.6.4. Конструкции корпусов роторов:
а — закрытого с очертанием внешней поверхности по окружности; *б* — то же, по спирали; *в* — корпуса из дисков с внешней поверхностью в виде многогранника; *г* — закрытого с очертанием внешней поверхности по окружности с выступами; *д* — закрытого монолитного овального корпуса; *е* — закрытого монолитного цилиндрического корпуса со срезанными предбильными частями

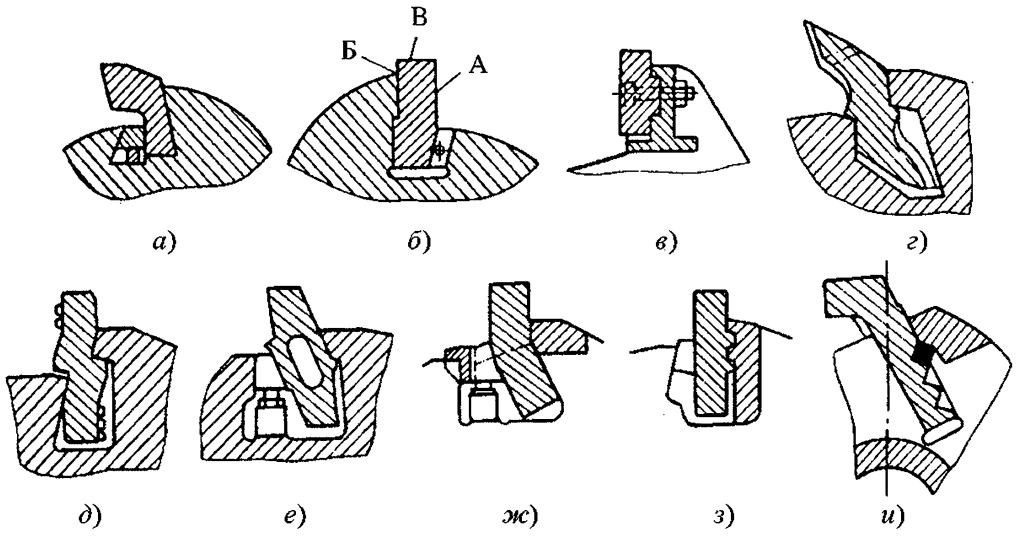


Рис. 7.6.5. Конструкции бил:
а, *б* — с одной рабочей поверхностью; *в* — симметричных; *г*, *д* — реверсируемых; *е*, *ж* — бил с гидравлическими зажимами; *з*, *и* — выдвижных

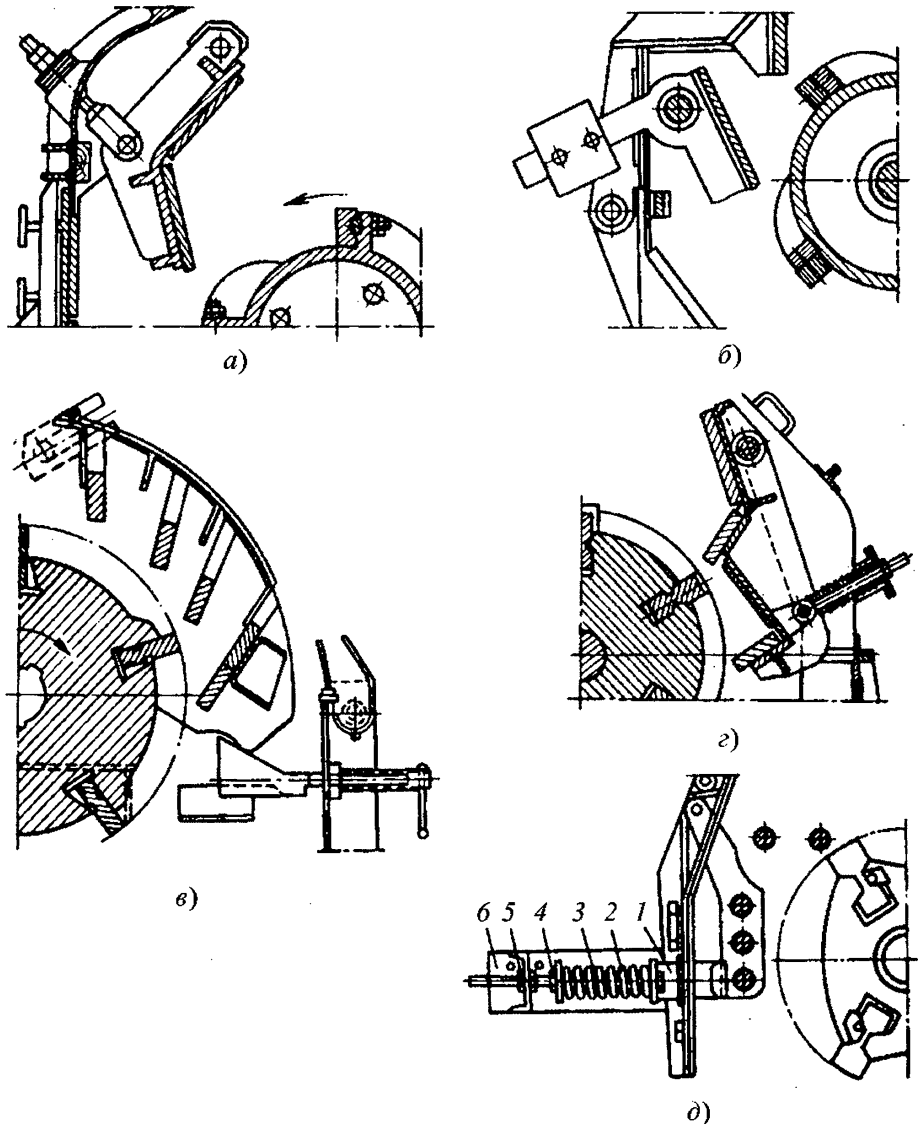


Рис. 7.6.6. Конструкции отражательных плит с регулировочными устройствами:
а — устройство, использующее силу тяжести плиты и ограничитель в виде тяг с гайками и амортизаторами из тарельчатых пружин; *б* — устройство с контргрузом; *в* — устройство, где использованы сила тяжести плиты и ограничитель в виде клиновых упоров без амортизации; *г* — устройство с возвратной пружиной без регулирования натяжения с ограничителем в виде тяг с гайками; *д* — устройство с независимым регулированием ширины щели и регулированием натяжения возвратной пружины; *1* — тяга; *2* — пружина; *3* — ось пружины; *4*, *5* — гайки; 6 — опорная рама

Существуют конструкции роторов с гидравлическими зажимами бил (рис. 7.6.5, *е*, *ж*). Учитывая, что гидравлический зажим обеспечивает надежное крепление бил, применение его целесообразно в условиях больших ударных нагрузок на первой стадии дробления.

Большое распространение в дробилках среднего и мелкого дробления получили вы-

движные била (рис. 7.6.5, *з*, *и*). Такое било изготовляют удлиненным и помещают в соответствующий его размеру удлиненный паз ротора. По мере изнашивания внешней части била его выдвигают и закрепляют в новом положении. Число выдвижений не превышает 3–4. Опорные поверхности бил имеют соответствующее число желобков или ребер, которые используют для фиксации била в пазу ротора.

Отражательные устройства (плиты, колосниковые решетки, брусья) вместе с ротором образуют камеру дробления. Расположение в дробилке, а также их конструкция (рис. 7.6.6) зависят от назначения и особенностей эксплуатации дробилки. Отражательные плиты выполняют в виде цельных отливок из износостойкой и вязкой стали или сварных конструкций. Устанавливают их в корпусе дробилки на шарнирной подвеске или крепят жестко к корпусу. Плиты с шарнирной подвеской обычно в верхней части закреплены на оси или цапфах, укрепленных на боковых стенках корпуса.

Нижней частью плиты опираются на предохранительно-регулировочное устройство (рис. 7.6.6). Такое конструктивное решение позволяет изменять форму камеры дробления, отодвигая плиту от ротора или приближая ее к ротору, изменять ширину щелей между плитами и билами ротора, обеспечивать пропуск крупных недробимых предметов путем отклонения отражательной плиты. Возвращение отражательной плиты после прохода недробимого предмета достигается применением специальной возвратной пружины (рис. 7.6.6, *г*, *д*) либо под действием собственной силы тяжести (рис. 7.6.6, *а*, *в*) или силы тяжести контргруза (рис. 7.6.6, *б*).

Пружинные устройства применяют, когда собственная масса недостаточна для удержания плиты в рабочем положении на предмет противодействия ударным нагрузкам нормального процесса дробления. Пружины крепятся на тягах, с помощью которых устанавливают и ширину выходной щели. При этом в одних конструкциях сила затяжки пружины не зависит от ширины щели (рис. 7.6.6, *д*), а в других зависит (рис. 7.6.6, *г*). Рабочую поверхность плит защищают от изнашивания футеровками частично или полностью.

Фирмой Huzemag (Германия) предложена конструкция отражательной плиты с увеличенной массой сменной футеровки (рис. 7.6.7). Плита представляет собой вы-

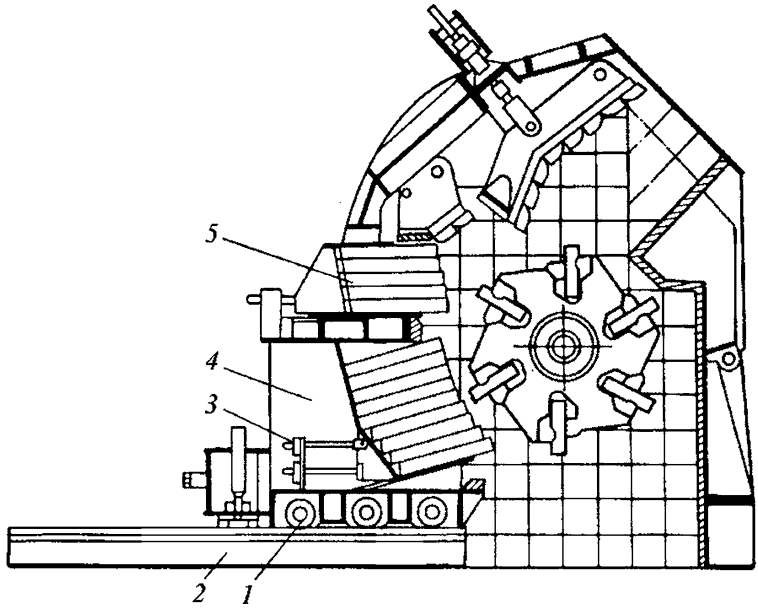


Рис. 7.6.7. Роторная дробилка с выдвижной отражательной плитой:
1 — опорные колеса, *2* — рельс; *3* — регулировочные устройства; *4* — корпус плиты; *5* — футеровочные листы

7.6.1. Технические характеристики дробилок крупного дробления

Параметр	ДРК 5×4	ДРК 6×5	ДРК 8×6, СМД-85А	ДРК 10×8	ДРК 12×10, СМД-86А	ДРК 16×12, СМД-95	ДРК 20×16, СМД-87	ДРК 25×20
Производительность, $м^3$ /ч	13	25	60	70	135	200	370	560
Габаритные размеры ротора, мм:								
диаметр	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
длина	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
Размер максимального куска в питании, мм	250	300	400	500	600	800	1100	1500
Установленная мощность, кВт	10	22	40	55	100	160	250	400
Масса дробилки, т	2	3,2	6	9	15	30	68	100

7.6.2. Технические характеристики дробилок среднего дробления

Параметр	ДРС 5×5	ДРС 6×6	ДРС 8×8	ДРС 10×10, СМД-75А	ДРС 12×12, СМД-94	ДРС 16×16	ДРС 20×20
Производительность, $м^3$/ч	25	35	65	135	200	310	500
Габаритные размеры ротора, мм:							
диаметр	500	630	800	1000	1250	1600	2000
длина							
Размер максимального куска в питании, мм	150	190	240	300	375	480	600
Установленная мощность, кВт	30	40	75	125	200	320	400
Масса дробилки, т	2,2	3,5	6,5	10	18	30	50

движную тележку с карманами, в которых уложены два пакета металлических листов, образующих рабочие поверхности отражательных плит. Каждая отражательная плита имеет свою шарнирную подвеску (см. рис. 7.6.6, *а*, *б*) и может при ударе отклоняться независимо от других плит. Существуют конструкции, в которых две плиты и более объединены на одной раме и имеют общую подвеску (см. рис. 7.6.6, *в*, *г*).

Отражательные колосниковые решетки могут быть как цельнолитые, так и наборные из отдельных колосников. Выходные щели колосниковых решеток бывают вертикальные или горизонтальные. Отражательные колосниковые решетки с горизонтальными щелями имеют колосники в виде круглых или квадратных стержней, которые вставляются или в отверстия боковых стенок корпуса, или в гнезда специальных балок рамы решетки (см. рис. 7.6.1, *д* и 7.6.6, *д*). Круглые стержни часто закрепляют так, что они могут проворачиваться под действием ударной нагрузки, чем обеспечивается их равномерное изнашивание по окружности.

Корпус дробилок крупного дробления состоит из двух или трех частей, надежно соединенных между собой болтами, что гарантирует хорошую жесткость конструкции и облегчает герметизацию камеры дробления. Конструкции корпусов дробилок крупного дробления выполняют по двум характерным схемам: с приемной камерой и без нее. Дробилки среднего и мелкого дробления работают при значительно меньших ударных нагрузках. Это позволяет применять более легкие конструкции, в которых меньше требуется соединительных элементов между частями корпусов, что облегчает и ускоряет операцию раскрытия корпусов.

Необходимость частого раскрытия корпуса вызвана тем, что ресурс их рабочих органов (бил и футеровок) меньше, а влияние изнашивания бил на показатели процесса дробления больше. Для поддержания высоких показателей процесса дробления следует периодически переставлять, переворачивать или менять била. При конструировании корпуса таких дробилок надо учитывать доступность бил ротора, ресур которых значительно меньше, чем ресурс отражательных плит и боковых футеровок. Для этого корпус дробилки выполняют с открывающейся или съемной задней частью.

Технические характеристики дробилок приведены в табл. 7.6.1 и 7.6.2.

Глава 7.7

МОЛОТКОВЫЕ ДРОБИЛКИ

7.7.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

К молотковым дробилкам относят дробилки ударного действия с шарнирно закрепленными на роторе ударными элементами — молотками. Сравнительно небольшие размеры молотковых дробилок позволяют устанавливать их в ограниченных пространствах, например в шахтах.

По конструктивным признакам молотковые дробилки различают (рис. 7.7.1):

- по числу роторов — одно- и двухроторные;
- по положению вала ротора — с горизонтальным и вертикальным валами;
- по направлению вращения ротора — реверсивные и нереверсивные;
- по исполнению разгрузочного узла — с колосниковой решеткой (полностью перекрывающей разгрузочное отверстие, частично перекрывающей разгрузочное отверстие) и без нее;
- по исполнению очистных устройств от налипания дробимого материала — с подвижными полотнами, с очистными валками.

Роторы молотковых дробилок классифицируют:

- по числу продольных рядов молотков (три, четыре, шесть, восемь);
- по расположению молотков одного ряда относительно другого — кольцевое, с перекрытием зазоров;
- по форме дисков — круглые, фигурные, утолщенные с нишами.

Молотки подразделяют:

- по числу рабочих поверхностей — с одной, двумя и четырьмя рабочими поверхностями;
- по диапазону колебаний — со свободными и ограниченными колебаниями;
- по числу деталей — цельные, составные;
- по конструктивной форме — пластины, с утолщенной головкой, П-образные, кольцевые и др.

Колосниковые решетки классифицируют:

- по конструкции просеивающего элемента — наборные колосники, щелевые плиты, листовое сито;

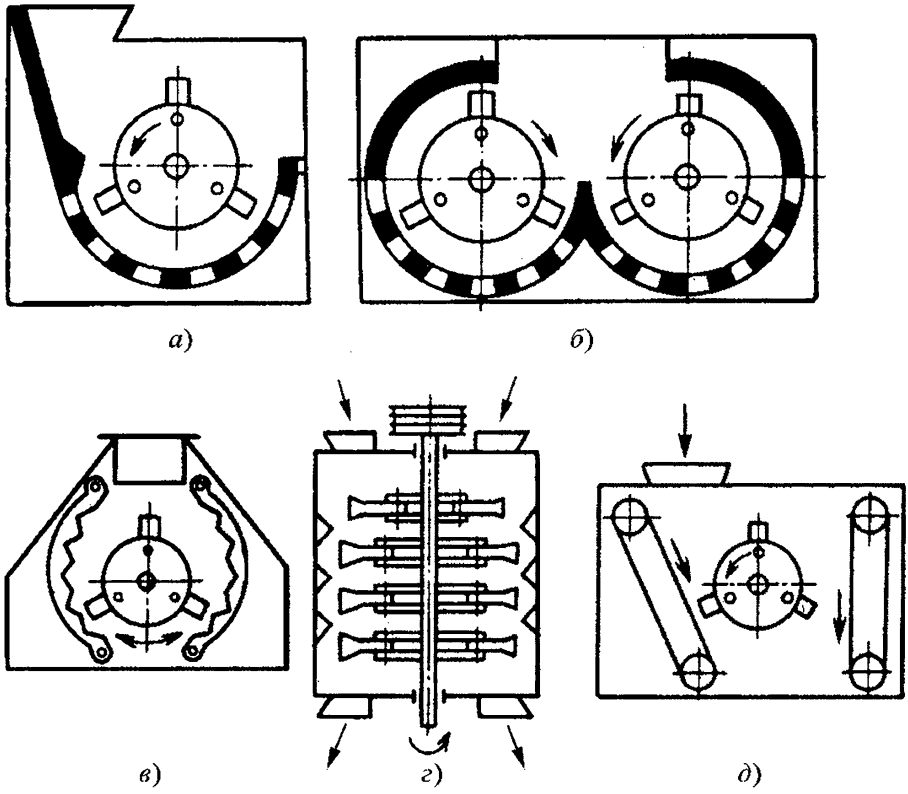


Рис. 7.7.1. Схемы молотковых дробилок:
а — однороторной, *б* — двухроторной ; *в* — реверсивной; *г* — с вертикальным валом; *д* — с очистным полотном

• по конструкции крепления к корпусу — регулируемые и нерегулируемые;

• по степени перекрытия разгрузочного отверстия — замкнутые и открытые.

7.7.2. КОНСТРУКЦИИ ДРОБИЛОК, ИХ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Молотковые дробилки состоят из следующих узлов: ротора с шарнирно подвешенными молотками, колосниковых решеток, корпуса и регулировочных устройств.

Ротор является основным узлом молотковой дробилки. Конструктивное решение роторов одинаково для всех молотковых дробилок. Ротор — это закрепленные на валу диски, на которых с помощью осей установлены молотки. Вал ротора вращается на двух подшипниках, установленных по его концам, и приводится во вращение посредством клиноременной передачи или упругой муфты [11].

Число рядов молотков выбирают в зависимости от назначения дробилки. Расположение молотков характеризуется положением одного ряда молотков относительно молотков других рядов. При кольцевом расположении молотки каждого ряда размещены вслед друг за другом по окружности движения и при вращении образуют отдельные кольцевые рабочие зоны (рис. 7.7.2, *а*).

При кольцевом расположении молотков их число в каждом ряду обычно одинаковое. Однако при использовании дробилки с неполной нагрузкой часть молотков в рядах через один снимают, причем в одном ряду снимают все четные молотки, а в соседнем — все нечетные. Такое расположение называют *шахматным* (рис. 7.7.2, *б*). Расположения молотков с перекрытием достигают в результате различных конст-

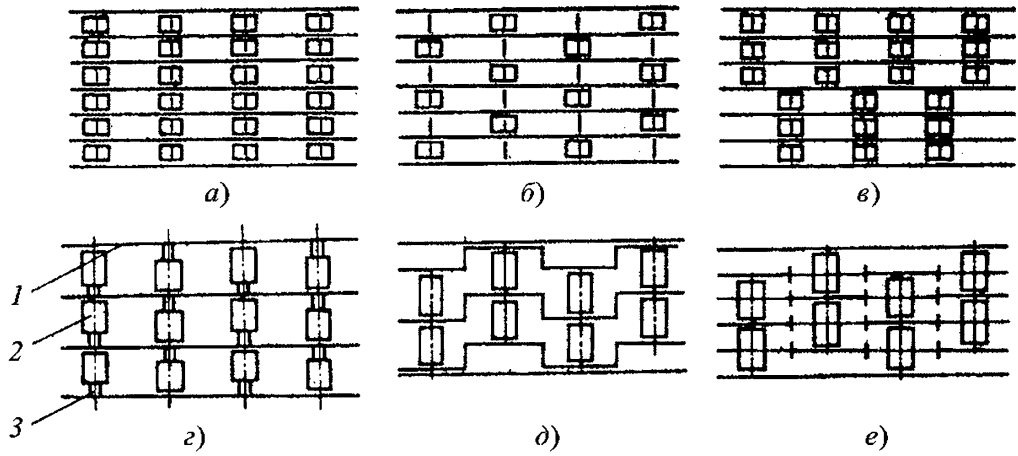


Рис. 7.7.2. Схемы расположения молотков:
а — кольцевая; *б* — в шахматном порядке; *в* — кольцевая в полряда; *г* — с перекрытием с дистанционными втулками; *д* — с перекрытием в роторе с нишами; *е* — с перекрытием в роторе с фигурными дисками; *1* — диск; *2* — молоток; *3* — втулка

руктивных решений роторов и молотков. Наиболее распространены роторы, у которых расстояние между дисками больше толщины молотка и молотки с помощью дистанционных втулок смещаются в одном ряду к одной стороне дисков, в другом — к другой стороне (рис. 7.7.2, *г*).

Молотки в этих конструкциях применяют с утолщенной головкой, которая частично или полностью перекрывает пространство над дисками ротора. Расположение молотков с перекрытием (рис. 7.7.2, *е*) характерно для роторов с фигурными дисками, которые устанавливают на валу ротора со смещением один относительно другого на некоторый угол. Каждый ряд молотков подвешивают в вырезах других дисков.

Таким образом, молотки одного ряда смещены относительно молотков соседнего ряда на половину своей толщины. В роторах подобной конструкции угол колебаний молотка ограничен вырезом в диске ротора. Диски с нишами (рис. 7.7.2, *д*) применяют для роторов крупных дробилок. Условия работы молотков характеризуются высокой динамической нагрузкой, абразивным изнашиванием и необходимостью их частой замены. Это создает особые требования к их конструкции.

Молотки, показанные на рис. 7.7.3, *а*, *б*, выполнены в виде пластины с четырьмя рабочими поверхностями. Такие молотки имеют два отверстия для подвески на оси. На каждом отверстии может быть использованы две рабочие поверхности. При изнашивании одной поверхности молотки переставляют.

Молотки с двумя рабочими поверхностями (рис. 7.7.3, *в*, *г*) применяют для среднего и крупного дробления. Это — утяжеленные молотки, с утолщенной головкой, которые обеспечивают большой запас кинетической энергии.

Молотки П-образной формы (рис. 7.7.3, *д*) имеют две рабочие поверхности и используются для мелкого дробления. У молотков в виде кольца (рис. 7.7.3, *е*) зубчатая форма наружной поверхности.

Молотки с ограниченным углом колебания показаны на рис. 7.7.3, *ж*, *з*. Ограничителями колебаний являются упоры, устанавливаемые на роторе перед каждым молотком. При вращении ротора молотки под действием центробежной силы прижимаются к упорам и находятся в рабочем положении. При ударе угол отклонения молотка составляет всего несколько градусов. После удара молоток возвращается в рабочее положение.

Молоток, показанный на рис. 7.7.3, *и*, может выдвигаться по мере его изнашивания. Для этого упор, который удерживает молоток, переставляют на новое место, и молоток, поворачиваясь, занимает новое рабочее положение. Рабочая поверхность молотка спроекти-

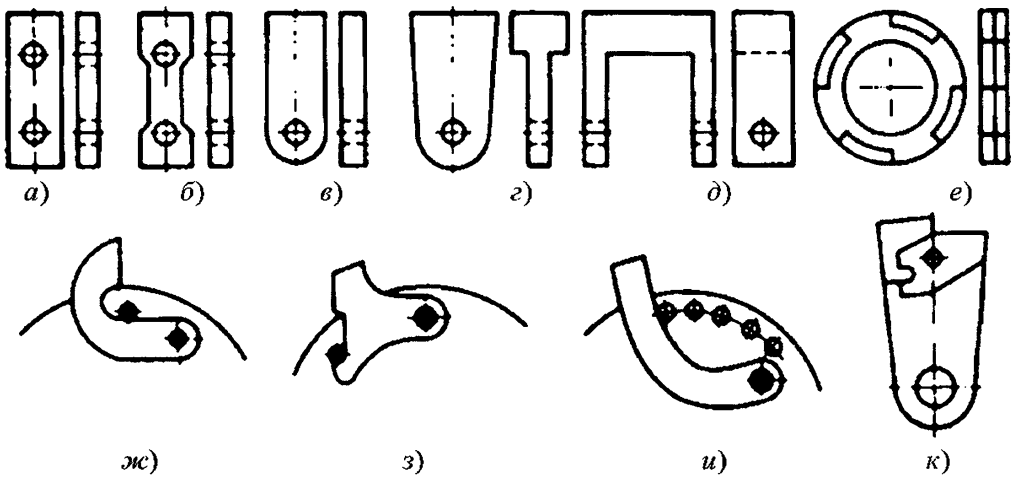


Рис. 7.7.3. Конструкции молотков:
а,б — с четырьмя рабочими поверхностями; *в* — с двумя рабочими поверхностями; *г* — утяжеленная с двумя рабочими поверхностями; *д* — П-образная с двумя рабочими поверхностями; *е* — кольцевая; *ж, з* — с ограниченным диапазоном колебаний; *и* — то же, выдвижная; *к* — составная

рована так, чтобы при любом его положении часть рабочей поверхности, контактирующая с материалом, всегда находилась под одним и тем же углом.

На рис. 7.7.3, *к* показана составная конструкция молотка — головка (изнашиваемая часть) и ее держатель. Такие конструкции характерны для зарубежных фирм (США, Германия), выпускающих молотковые дробилки. Составные молотки сложнее по конструкции и требуют более точного изготовления, что повышает их стоимость.

Колосниковые решетки молотковых дробилок предназначены для окончательного формирования зернового состава продукта дробления. Они выполняют функции как сортирующего, так и дробящего органов. Наборные колосниковые решетки состоят из отдельных колосников, изготовленных в виде брусков прямоугольного, треугольного или трапецеидального сечения. Колосники вставляют в специальные пазы каркаса решетки и закрепляют в нем. Размер щели между колосниками устанавливают с помощью прокладок.

Щелевые плиты представляют собой литую пластину с цилиндрической рабочей поверхностью со сквозными отверстиями. Крепление плит болтовое. Регулируемые колосниковые решетки позволяют изменять зазор между ними и окружностью вращения молотков. Регулируемые решетки выполняют составны-

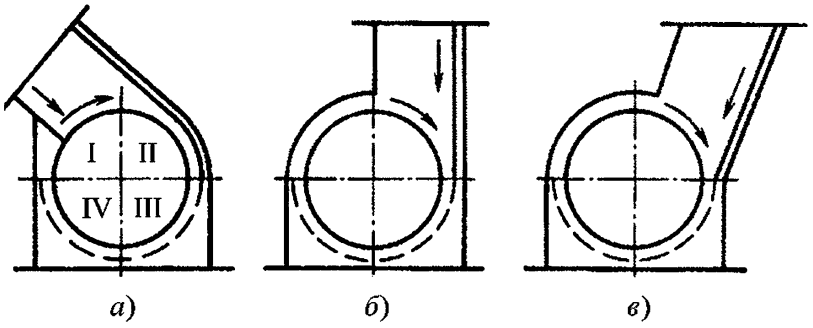


Рис. 7.7.4. Схемы подачи исходного материала на ротор:
а — под углом в сектор I; *б* — сверху в сектор II; *в* — под углом в сектор II; I–IV — секторы

7.7.1. Технические характеристики молотковых дробилок отечественного производства

Параметр	СМД-112	СМД-147	СМД-170Б	СМД-97	СМД-98Б
Размеры ротора, мм:					
диаметр	600	800	1300	2000	2000
длина	400	600	1600		3000
Размер максимального куска питания, мм	150	250	400	600	
Частота вращения ротора, мин$^{-1}$	1250	1000	750		
Мощность электродвигателя, кВт	17	55	250	800	1250
Масса без двигателя, т	1,5	3,0	11,0	46,0	60,0
Габаритные размеры, мм:					
длина	1100	1350	2400	4000	5500
ширина		1400	2800	4200	
высота	1150	1250	1900	3100	

ми из нескольких частей. Каждую часть отдельно крепят к корпусу дробилки, и она имеет свои устройства для регулирования зазора, которые устанавливают с одной или двух концов решеток. Регулировочные устройства изготовлены в виде эксцентриковых втулок, винтовых или рычажных механизмов. Замкнутые колосниковые решетки (полностью перекрывают разгрузочное отверстие) применяют, когда необходимо получить стабильный по крупности продукт дробления. Открытые колосниковые решетки не совсем перекрывают разгрузочное отверстие.

Корпус молотковой дробилки является опорой для всех сборочных узлов и представляет собой сварную или литую конструкцию коробчатой формы. В корпусе дробилки различают две основные части: нижнюю — станину со встроенной колосниковой решеткой и консолями для подшипников и верхнюю — с приемным отверстием и камерой дробления. Конструкция верхней части корпуса зависит от схемы подачи исходного материала на ротор (рис. 7.7.4): под углом на ротор в сектор I; сверху ротора в секторы I–II или в сектор II; под углом на ротор в сектор II.

Одноротorные дробилки. Одним из самых распространенных типов молотковых дробилок являются одноротorные молотковые дробилки, наиболее простые по конструкции и универсальные по применению. Технические характеристики молотковых дробилок отечественного производства приведены в табл. 7.7.1.

Характерным представителем одноротorных молотковых дробилок, работающих по схеме 7.7.4, *а* и осуществляющих дробление в замкнутом цикле, является дробилка СМД-112. Ее конструкция приведена на рис. 7.7.5.

Корпус дробилки сварной конструкции из листового проката, состоит из станины и верхней части. На боковых стенках станины имеются опоры для установки корпусов подшипников ротора, а также предусмотрены отверстия для установки и крепления эксцентрикового регулировочного механизма.

Верхняя часть корпуса выполнена вместе с приемной воронкой, в которой смонтирована металлическая шторка, служащая для предупреждения случайного выброса из камеры дробления кусков материала. В верхней части корпуса неподвижно закреплены дробящие плиты, образующие вместе с ротором камеру дробления. Боковые стенки корпуса дробилки облицованы износостойкими плитами. Ротор может быть собран с двух-, трех- или шестирядным расположением молотков. Число молотков в ряду нечетное.

Колосниковая решетка — замкнутого типа, состоит из двух сборных секций. Колосниковые решетки подвешены в корпусе дробилки на осях, вмонтированных в эксцентриковые кольца. Нижний конец колосниковых решеток свободно опирается на опорную ось. Поворотом эксцентриковых колец достигается приближение колосниковых решеток к окруж-

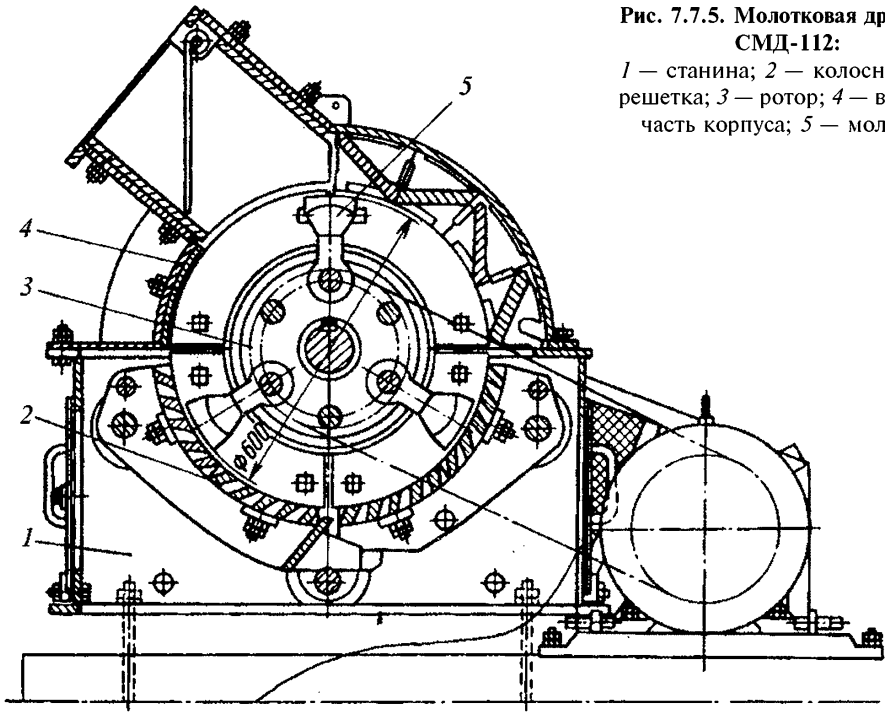


Рис. 7.7.5. Молотковая дробилка СМД-112:
1 — станина; *2* — колосниковая решетка; *3* — ротор; *4* — верхняя часть корпуса; *5* — молоток

ности вращения молотков или удаление от него. Диапазон регулирования зазора составляет 30 мм.

Молотковая дробилка с верхней подачей исходного материала, выполненная по рис. 7.7.4, *б*, показана на рис. 7.7.6. Исходный материал дробится как свободным ударом в верхней зоне ротора, так и на отражательной плите и отбойном брусе. Скалываемые частицы поступают на колосниковые решетки и при достижении заданного размера удаляются из дробилки. Верхняя часть корпуса имеет приемное отверстие и образует камеру дробления.

В камере дробления вертикально установлена отражательная плита, воспринимающая удары камней, отбрасываемых молотками. Ротор дробилки состоит из вала с насаженными на него дисками, на которых закреплены оси молотков. Молотки на осях подвешены в шахматном порядке и располагаются в шесть рядов: три ряда по 11 молотков и три ряда по 12. Вал ротора установлен на сферических двухрядных роликоподшипниках. Корпус дробилки предусматривает возможность установки ротора в правом и левом исполнениях.

Колосниковая решетка — открытого типа, состоит из двух частей. Первая по ходу движения материала колосниковая решетка — подвесная — верхней частью подвешена на оси, а нижней частью опирается на регулировочные болты. Вторая колосниковая решетка — выкатная — снабжена опорными роликами, по которым выкатывается по специальным направляющим из дробилки с помощью лебедки ЛРН-500, поставляемой в комплекте с дробилкой.

Направляющие связаны с регулировочным механизмом, служащим для изменения зазора между выкатной колосниковой решеткой и окружностью вращения молотков. Отражательная плита, отбойный брус и колосниковые решетки образуют единую дробящую и сортировочную поверхность с регулируемым в четырех местах зазором, что позволяет поддерживать высокую степень дробления при изнашивании молотков.

Подачу исходного материала по центру ротора применяют в дробилках реверсивного типа. Примером может служить конструкция реверсивной дробилки мод. HBK (рис. 7.7.7) производства Германии. Корпус дробилки

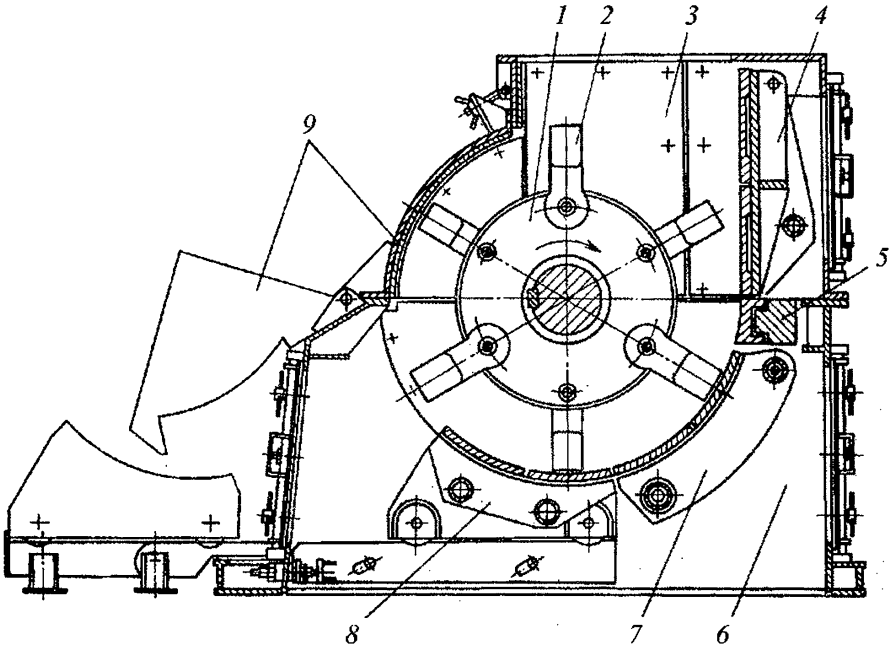


Рис. 7.7.6. Молотковая дробилка М-20×20:
1 — ротор; *2* — молоток; *3* — верхняя часть корпуса; *4* — отражательная плита; 5 — брус; *6* — станина; *7* — подвесная решетка; *8* — выкатная решетка; *9* — откидывающаяся часть корпуса

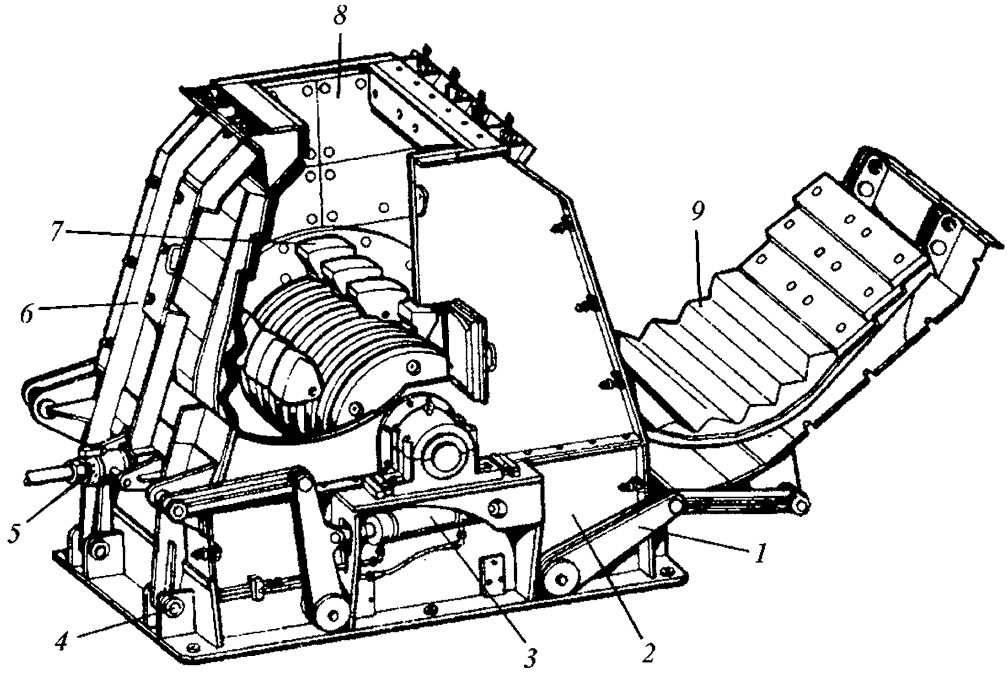


Рис. 7.7.7. Общий вид реверсивной дробилки НВК (Германия)

сварной, коробчатой формы состоит из станины *2*, двух торцовых *6* и двух боковых *8* стенок. Боковые стенки корпуса в камере дробления облицованы износостойкими плитами. Торцовые стенки корпуса дробилки имеют шарнирное крепление *4* к станине дробилки и с помощью гидроцилиндров *3* могут раскрывать камеру дробления, что значительно облегчает ремонт и обслуживание дробилки.

Гидроцилиндры, расположенные под консолями для крепления подшипников, воздействуют на торцовые стенки через кривошипный механизм *1*. В верхней части корпуса к обеим торцовым стенкам шарнирно подвешены массивные отбойные плиты *9*, опирающиеся нижней частью на подпружиненный шток *5*, служащий для регулирования зазора между отбойной плитой и окружностью вращения молотков *7* [11].

Технические характеристики молотковых дробилок производства зарубежных фирм приведены в табл. 7.7.2.

Двухроторные дробилки. Двухроторные молотковые дробилки бывают одно- и двухступенчатого дробления. Общий вид двухроторной молотковой дробилки СМД-114 показан на рис. 7.7.8. Дробилка состоит из корпуса со станиной *3* и верхней части *2*, ротора *1* с шарнирно закрепленными молотками, колосниковых решеток *4* и отбойных брусьев. В верхней части корпуса находятся приемные отверстия, расположенные над каждым ротором. Над приемными отверстиями смонтирован загрузочный патрубок с перекидным шибером.

Конструкция дробилки предусматривает подачу материала поочередно на один или другой ротор или на оба ротора одновременно, т.е. по схемам двух- или одноступенчатого дробления. Каждый ротор оснащен шестью рядами молотков, установленных с перекрытием, т.е. молотки последующего ряда перекрывают зазоры между молотками предыдущего. Вращение роторов реверсивное, осуществляется от двух индивидуальных электродвигателей через клиноременную передачу.

Колосниковые решетки состоят из двух частей, соединенных промежуточным шарниром. Шарнирное сочленение колосниковых решеток и винтовые регулировочные устройства позволяют изменять зазор между колосниками и окружностью вращения молотков как по величине, так и по форме. Просеивающая поверхность колосниковых решеток образуется щелевыми плитами.

Отбойные брусья служат для разделения камер дробления, а также для создания определенного направления потоку дробимого материала при передаче его с одного ротора на другой. По мере изнашивания брусьев их положение регулируют установкой прокладок под опорную часть.

7.7.2. Технические характеристики молотковых дробилок зарубежного производства

Параметр	Дробилки крупного дробления (Германия)					Дробилки среднего дробления (Германия)				Дробилки крупного дробления (Дания)		
	HBK-1430/115	HBK-1440/115	HBK-2084/150	HBK-31170/185	HBK-31200/185	HBK-912/35	HBK-1024/35	HBK-31170/90	HBK-31200/90	EV-200×200	EV-200×300	EV-250×300
Максимальный размер куска питания, мм	800		1200	1600		150	200	500		1500	2000	
Производительность, т/ч	100...130	130...160	300...375	800...1000	1000...1200	35...50	55...80	850...1000	1000...1200	250...450	450...800	800...1250
Мощность двигателя, кВт	200	250	600	1600	1900	75	110	1350	1600	220	375	300
Частота вращения, мин$^{-1}$	1000					1500		1000		440...600	730...1180	1600...2000
Масса, т	Нет данных									123	160	240

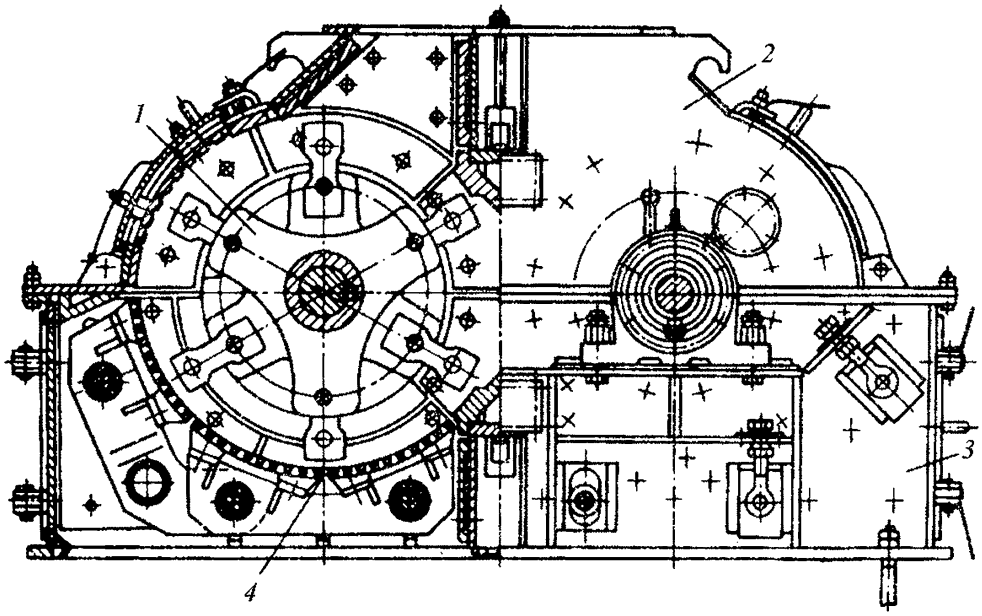


Рис. 7.7.8. Общий вид двухроторной молотковой дробилки СМД-114

7.7.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Передача энергии и силы дробления. При ударном дроблении выделяют два характерных способа передачи нагрузки на материал: свободным ударом, когда кусок не опирается на рабочие части дробилки, и ударом по наковальне, когда кусок опирается на детали дробилки. В первом случае сила удара уравновешивается силами инерции самого куска, во втором — реакцией опоры. Для первого способа передачи энергии ее баланс может быть представлен в виде графика (рис. 7.7.9), на котором по оси абсцисс отложена энергия $Э_1$, отданная билом при ударе, а по оси ординат — ее распределение: на разрушение камня $Э_р$ и на изменение его кинетической энергии $Э_v$.

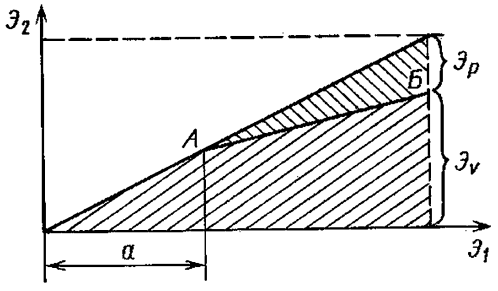


Рис. 7.7.9. Схема распределения энергии, поглощенной куском при ударе

Излом кривой в точке А объясняется тем, что передаваемая энергия до $Э_1 = a$ расходуется только на изменение кинетической энергии, а при $Э_1 > a$ часть ее уходит на разрушение камня. Значения скорости $v_{кр}$ удара или размеры $d_{кр}$ куска, соответствующие передаваемой энергии, равной a, называют *критическими*. Значения этих параметров используют при расчете режимов работы дробилок:

$$v_{кр} = 175(\sigma_р/\rho d_{кр})^{2/3},$$

где $\sigma_р$ — временное сопротивление при растяжении образцов, МПа; ρ — плотность материала, г/см^3; $d_{кр}$ — размер куска, мм.

Сила удара, возникающая при дроблении, передается на рабочие органы и конструкции дробилки.

Для определения ударного импульса кусков массой < 0,5 кг может быть применена формула внецентренного удара:

$$S = m_к v_р(1 + k)/[1 + (e^2/r^2)],$$

где $m_к$ — масса куска, кг; $v_р$ — окружная скорость ротора; k — коэффициент восста-

новления для соударяющихся тел; e — эксцентриситет ударной силы относительно центра масс куска; r — радиус инерции массы куска.

Для практических расчетов при дроблении кусков массой > 5 кг рекомендуется формула ударного импульса

$$S_p = k_m m_к v_p (1 + k),$$

где k_m — коэффициент активной массы куска.

За основу формулы принято положение о том, что в ударе участвует не вся масса куска, а только скалываемая билом по линии К–Л (рис. 7.7.10) некоторая часть А. Остальная часть Б, не вошедшая в непосредственное соприкосновение с билом, приобретает незначительную часть энергии по сравнению с частью А и в расчете не учитывается. Коэффициент k_m определяют как отношение массы скалываемой части куска к его полной массе, для кусков шаровидной формы — как отношение объемов шарового сегмента высотой h_p к объему шара диаметром D:

$$k_m = 0{,}75k_c^2[1 - (k_c/3)],$$

где $k_c = 2h/D$.

Максимальное значение ударной силы для дробления единичных кусков горной породы средней прочности (σ_p = 7...14,5 МПа)

$$P_y = 40 S_p v_p^{0,5}.$$

При массовом дроблении горной породы максимальное значение ударной силы возрастает в результате одновременного удара по нескольким кускам. Для условий работы дробилок, при которых крупность кусков исходного материала не превышает 0,3 длины ротора, значение ударной силы P_y следует увеличивать на 30...35 %.

Движение кусков породы в дробилках. Процесс дробления материала в камере дробления сочетается с одновременным его перемещением от приемного к выходному отверстию. Материал перемещается под действием сил тяжести, ударов бил и молотков, а также в результате отражения от плит и колосниковых решеток и соударения кусков между собой. Движение кусков зависит от случайных факторов, к которым относят форму и размеры кусков, физические свойства материала, положение куска относительно била в момент удара и др. Весь путь движения материала в дробилке может быть представлен в виде отдельных фаз движения: куска по приемному лотку в рабочую зону ротора; частиц после удара билом; частиц, отраженных от плит; частиц после выходной щели.

Схема движения куска по лотку в рабочую зону ротора представлена на рис. 7.7.11. Наибольшая глубина h_{max} проникновения

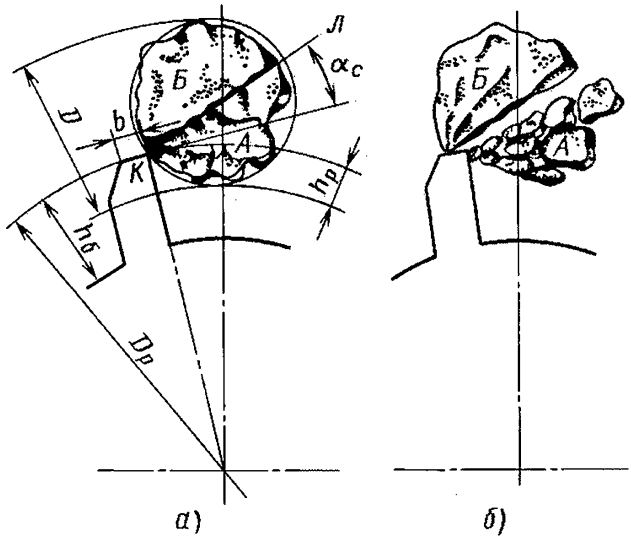


Рис. 7.7.10. Схема разрушения куска при ударе билом:
а — конец первой фазы удара; *б* — конец второй фазы удара

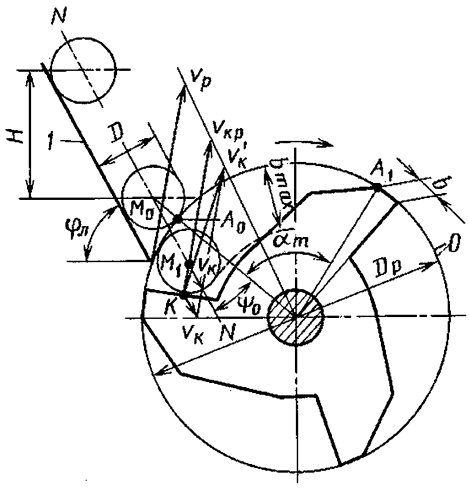


Рис. 7.7.11. Схема движения куска в рабочую зону ротора:

K — точка соударения бил с куском; $v'_к$ — результирующая скоростей $v_к$ и $v_{кр}$

куска в рабочую зону ротора будет при условии, если кусок пересечет линию окружности ротора в точке A_0 в момент прохода ее билом. Кусок будет двигаться по линии *NN*, пока не встретится со следующим билом в точке *K*. Тогда

$$h_{max} = (v_к/v_р)[(\pi D_р/z) - b - 0{,}5D],$$

где $v_к$ — средняя скорость куска; $v_р$ — окружная скорость ротора; $D_р$ — диаметр ротора; z — число бил; b — ширина внешней поверхности била; D — размер куска.

Средняя скорость куска на пути M_0M_1 приближенно равна скорости куска в момент касания окружности ротора:

$$v_к = [2gH(1 - \mu \operatorname{ctg} \varphi_л)]^{0,5},$$

где H — высота падения; μ — коэффициент трения куска по лотку.

Остальные куски будут иметь меньшую глубину проникновения — в пределах $0...h_{max}$.

Методы расчета конструктивных параметров. Закономерности движения частиц материала в камере дробления позволяют разработать основные положения проектирования камеры дробления.

Первая камера дробления образуется рабочими поверхностями приемного лотка первой отражательной плиты и окружностью вращения ротора *O*. Положение приемного лотка принято характеризовать двумя параметрами: углом $\varphi_л$ наклона и углом φ установки (см. рис. 7.7.11). Оба параметра влияют на показатели движения материала к ротору, а также условия его соударения и разлета частиц после удара. Угол наклона лотка отражается на скорости скольжения материала по лотку.

При угле наклона, меньшем угла трения, движение материала по лотку под действием сил тяжести невозможно. Поэтому угол наклона лотка принимают равным 45...60°. Угол установки приемного лотка определяют из условий максимального использования верхней полуокружности ротора для дробления материала и минимального выброса частиц обратно в приемное отверстие. Уменьшение угла установки позволяет увеличить рабочую часть окружности ротора. Однако при малых углах установки наблюдается выброс дробленого продукта навстречу исходному материалу.

Графоаналитические исследования показывают, что при углах $\varphi = 25...35°$ выброс частиц в зону приемного отверстия навстречу исходному материалу практически близок к нулю. Угол установки φ в таком диапазоне является наименьшим, при котором обеспечивается движение потоков дробимого материала без взаимного пересечения.

Следующим элементом, управляющим потоком материала в камере дробления, является отражательная плита, которая одновременно служит дробящим органом. Число отражательных плит в дробилке повышает вероятность ударов бил по материалу и его степень дробления. Параметры отражательной плиты зависят от угла установки β (см. рис. 7.7.11) и профиля отражательной поверхности. С увеличением угла β повышается производительность, но снижается степень дробления, и наоборот. Кроме того, с увеличением угла установки возрастает расстояние между приемным лотком и отражательной плитой. Поэтому угол установки отражательной плиты — важный параметр роторной дробилки. Обычно для дробилок среднего и мелкого дробления $\beta = 0...15°$, для дробилок крупного дробления $\beta = 15...90°$. Угол установки второй отражательной плиты $\beta_2 = \beta + 40°$. Неравномерность вращения ротора

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ном},$$

где ω_{max}; ω_{min}; $\omega_{ном}$ — угловые скорости ротора, $с^{-1}$.

Момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу ротора дробилки,

$$J_р = S_{р\,max} D_р / (2\omega_{ном}\delta).$$

Производительность роторных и молотковых дробилок. Производительность первой камеры дробления определяют по следующей схеме. Частицы материала под действием сил тяжести опускаются на ротор со скоростью v и проникают в рабочую зону ротора в период между проходами бил, а ротор подобно фрезе срезает каждым билом «стружки» объемом

$$V = AL_р h,$$

где A — горизонтальная проекция дуги между приемным лотком и первой отражательной плитой; $L_р$ — длина ротора; h — средняя толщина стружки.

Тогда для частного случая максимальная производительность дробилки

$$Q_{max} = AL_р hnz,$$

где n — частота вращения ротора в единицу времени; z — число бил ротора.

Общее выражение для определения максимальной производительности имеет вид

$$Q_{max} = 1390 L_р D_р K_\beta K_D K_S K_\sigma / (v_р^m z^q),$$

где $m = 0{,}35$; $q = 0{,}5$; K_β — функция от влияния угла β, $K_\beta = 1 - 0{,}49\sin\beta + 4{,}7\sin^2\beta$ при $\beta = 0...\ 90°$; K_D — функция, характеризующая влияние крупности кусков исходного материала, $K_D = 1 - 3{,}4 D/D_р$ [при $(D/D_р) \le 0{,}2$], $K_D = 0{,}3$ [при $0{,}2 < (D/D_р) < 0{,}6$]; K_S — функция от влияния выходной щели, $K_S = 1 + 1{,}9(S/D_р)$; K_σ — функция от влияния физико-механических свойств дробимого материала, $K_\sigma = 1 - \sigma_р / (\rho_о D_р - 700)$.

Определение мощности привода. Существующие формулы и рекомендации для определения установленной мощности электродвигателя дробилки в разной степени учитывают конструктивные и технологические параметры и показатели машины:

$$N = 7{,}5 D_р L_р (n/60);$$
$$N = 0{,}15 D_р^2 L_р n;$$
$$N = (0{,}1 - 0{,}15) iQ,$$

где $D_р$, $L_р$ — диаметр и длина ротора, м; n — частота вращения ротора, мин$^{-1}$; i — степень дробления; Q — производительность, т/ч.

Более точные формулы основаны на классических гипотезах дробления и энергетических показателях разрушения материалов и горных пород. По исследованиям ВНИИ стройдормаша за основу была принята гипотеза Риттингера, поэтому для расчета мощности была принята следующая формула:

$$N = \omega_{др}(1 - i)Q / (D_{с.в}\eta_{др}\eta_п),$$

где $\omega_{др}$ — энергетический показатель дробилки, кВт·ч/м^2; $D_{с.в}$ — средневзвешенный размер исходного материала, м; $\eta_{др}$ — КПД дробилки; $\eta_п$ — КПД привода.

Значение $\eta_{др}$ зависит от окружной скорости ротора и может быть определено по формулам:

- для роторных дробилок

$$\eta_{др} = 1 - 0{,}8 \cdot 10^{-7} n^2;$$

- для молотковых дробилок

$$\eta_{др} = 0{,}76 - 0{,}61 \cdot 10^{-7} n^2.$$

КПД клиноременной передачи принимают в пределах 0,9...0,94.

Энергетический показатель включает в себя все виды энергии, отдаваемой ротором при ударе, в которую кроме энергии, расходуемой непосредственно на рузрушение кусков, входит энергия, затрачиваемая на изнашивание бил, футеровок и отражательных плит, на перемещение материала и колебательные процессы, происходящие в материале и дробилке.

Глава 7.8
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ДРОБИЛКИ

7.8.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Центробежно-ударный способ дробления известен достаточно давно и в последнее время находит все большее применение. Достаточно сказать, что первый патент на дробилку типа «камень о металл» был получен Ц. Мелером в Германии еще в 1877 г. Разработанная им конструкция предполагала несколько стадий дробления в одном аппарате. Для этого на одном валу было расположено несколько ускорителей (роторов). Эта идея так и осталась нереализованной. В наши дни она представляется нерациональной из-за низкой надежности столь сложной конструктивной схемы.

7.8.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Все известные на сегодняшний день промышленные центробежно-ударные дробилки имеют один ускоритель.

Одноротор ный вариант схемы Ц. Мелера с открытым ротором, снабженным радиальными разгонными ребрами, был использован для дробления «камень о металл» в дробилке Tornado (рис. 7.8.1) фирмы WerCo Steel (США). В центральной части сварного ускорителя предусматривался распределительный конус. Цилиндрический корпус дробилки закрывался крышкой. Крышка фиксировалась на замках, обеспечивая тем самым удобный доступ в камеру дробления. Соосно ускорителю в крышке располагались загрузочный бункер и питающий патрубок. Брони крепились к внутренней стенке корпуса.

Дробилки такого же типа с открытым ротором в середине XIX в. выпускала фирма Spokane Crusher (США). Ребра в ускорителе дробилки были съемные и выполнены из специальных сталей. С целью снижения изнашивания ускорителя и повышения его динамической уравновешенности специалисты фирмы Spokane Crusher установили броневые плиты так, чтобы обеспечить при ударе прямой угол. Это было важно как для эффективности дробления, так и для снижения износа, поскольку уменьшало износ скольжением и минимизировало влияние рикошетов осколков. В дробилках с реверсивным приводом применяли броневые плиты симметричной угловой формы.

Расширение сферы применения центробежно-ударных дробилок в 80-е гг. XX в. произошло благодаря появлению компании Barmac Associates (Новая Зеландия) и ее дробилке с вертикальным валом. Первый образец дробилки Barmac Rotopuctor создан в 1975 г. Принцип самофутеровки, принятый для защиты ускорителя и отражательной поверхности дробилки, предполагает закрытый ускоритель. Сегодня данное решение используют многие производители таких дробилок.

Способ формирования самофутеровки состоит в следующем (рис. 7.8.2). Перед началом работы новый ускоритель, установленный в дробилку, приводится во вращение с номинальной или меньшей скоростью. В него понемногу подается некрупный сыпучий материал, который образует на разгонных лопастях ускорителя защитный слой самофутеровки, удерживаемый в канале лопаткой, установленной на выходе.

Момент окончательного образования защитного слоя каналов ускорителя песком определяют по тому, что песок появляется в разгрузочном отверстии дробилки. Только после этого в дробилку подается основное питание. Его движение происходит во внутренних каналах ускорителя по ранее образованному слою песка. Остальные участки поверхности ускорителя, не защищенные самофутеровкой, покрыты износостойкими съемными деталями, выполненными из специальных материалов: кромка загрузочного отверстия, кольцевые (верхняя и

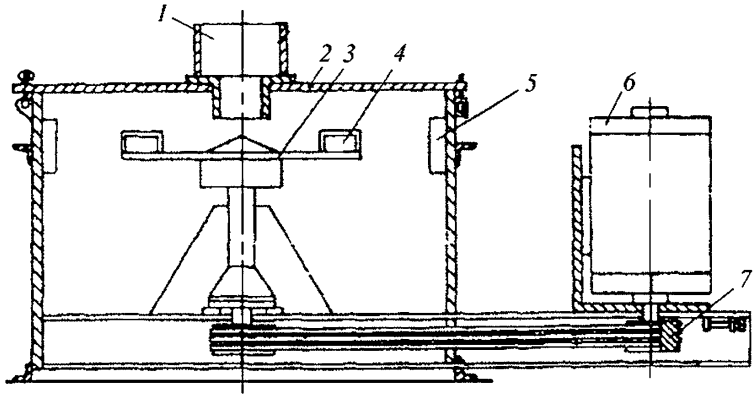


Рис. 7.8.1. Дробилка Tornado:
1 — питающий патрубок; *2* — крышка корпуса; *3* — ускоритель; *4* — разгонные ребра; *5* — брони; *6* — электродвигатель; *7* — клиноременная передача

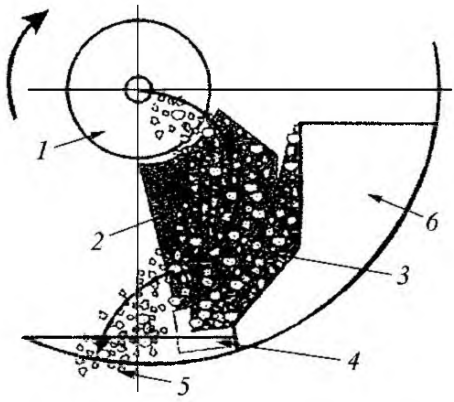


Рис. 7.8.2. Схема образования самофутеровки в ускорителе:
1 — рассекатель; *2* — подкладной лист; *3* — самофутерующийся карман; *4* — твердосплавная лопатка; *5* — сход материала с ускорителя; *6* — корпус ускорителя

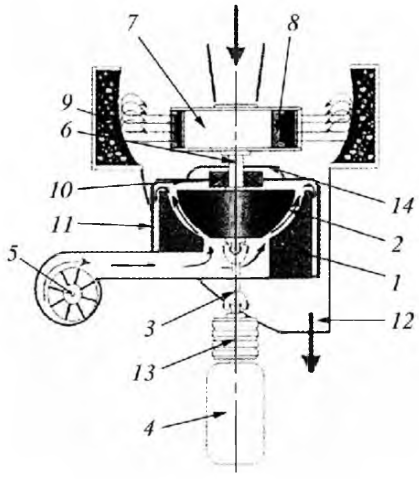


Рис. 7.8.3. Принципиальная схема опорной части дробилки «Титан Д»:
1 — статор; *2* — ротор; *3* — карданный вал; *4* — электродвигатель; *5* – вентилятор наддува; *6* — вал; *7* — ускоритель; *8* — концевая лопатка ускорителя; *9* — камера измельчения; *10* — предохранительный узел на случай аварийного отключения подачи воздуха; *11* — крышка опорной части; *12* — патрубок для выгрузки дробленого продукта; *13* — центробежная муфта

нижняя) пластины ускорителя и его центральная зона под отверстием, куда поступает питание.

В современных дробилках применяют сменные кольца, распределительный конус, подкладные листы из чугуна. Используемые марки чугунов отличаются особой твердостью, высокой прочностью и ударной вязкостью.

Чугунный конус (колпак) устанавливают в ускорителе в центре, на нижней кольцевой пластине. Он прикрывает шлицевое соединение ускорителя с приводным валом (крепится одним болтом) и встречает удар еще не закрученного потока горной массы. Подкладные листы, которые представляют собой профилированные чугунные пластины, образуют «берега» потока горной массы и защищают от абразивного износа в каналах ускорителя внутреннюю поверхность верхней и нижней пластин.

Кроме того, обе пластины играют роль главных деталей силового каркаса ускорителя, к которым крепятся разгонные каналы и вся чугунная футеровка. Для защиты кромки окна и удержания слоя самофутеровки в конце разгонного канала устанавливается стальная концевая лопатка. Для повышения ее износостойкости применяют одну или несколько твердосплавных вставок.

Описанная выше компоновка ускорителя Barmac стала прототипом ускорителя для современных центробежно-ударных дробилок, так как сочетает минимальный износ и удобство замены съемных деталей на демонтированном ускорителе.

Низкий ресурс и высокая чувствительность традиционных подшипниковых опорных узлов к ударным радиальным нагрузкам не позволяли увеличивать скорость вылета куска руды из ускорителя до требуемых при дезинтеграции руд значений (70...100 м/с), если крупность максимальных кусков остается в пределах 40...70 мм.

Таким образом, в центробежных дробилках в случае использования подшипникового узла для достижения высокой производительности требуется сделать нелегкий выбор: либо крупность питания, либо скорость удара. В результате дробилки на подшипниковой опоре имеют ряд ограничений. Так, например, крупность исходного питания не должна превышать 50...60 мм, диаметр ускорителя должен быть ≤ 1 м, его линейная скорость ограничена 60...70 м/с. Из-за малой скорости и, следовательно, низ-

7.8.1. Технические характеристики центробежных дробилок

Параметр	НПО «Центр» (г. Минск), ЗАО «Урал-Омега» (г. Магнитогорск), Уралмеханобр-Инжиниринг (г. Екатеринбург)				ЗАО «Новые технологии» (г. Санкт-Петербург)		
	ДЦ-0,63	ДЦ-1,0	ДЦ-1,25	ДЦ-1,6	«Титан» Д-125	«Титан» Д-160	«Титан» Д-250
Максимальная крупность питания, мм	25	40	60	70	До 60/70	До 70/110	До 100/150
Производительность, т/ч	5...15	15...40	80...160	150...250	До 150/220	До 250/330	До 500/650
Мощность электродвигателя, кВт	22...25	45...132	110...200	160...250	110...200	160...315	315...500
Масса, т	2,5	4,8	9,0	13,0	9	15	30
Энерговооруженность, кВт·ч/м^3 (МДж/м^3)	7,04...2,67 (25,3...9,6)	4,8...5,28 (17,3...19,0)	2,2...2,0 (7,9...7,2)	1,71...1,6 (6,2...5,8)	1,17...1,45 (4,2...5,2)	1,02...1,53 (3,7...5,5)	1,01...1.23 (3,6...4,4)
Показатель эффективности оборудования, м^3/(кВт·ч)	0,14...0,38	0,21...0,19	0,45...0,5	0,59...0,63	0,85...0,69	0,98...0,65	0,99...0,81

кого коэффициента измельчения высока степень возврата на додробливание.

Очевидно, что ударные дробилки, разработанные с применением традиционных подшипниковых узлов, пока не могут конкурировать с конусными дробилками мелкого дробления, стержневыми мельницами и мельницами полусамоизмельчения.

Для преодоления данных ограничений в ЗАО «Новые технологии» (г. Санкт-Петербург) была применена воздушная опора (рис. 7.8.3). Она представляет собой две полусферы (статор *1* и ротор *2*), в зазор между которыми нагнетается воздух вентилятором *5*. Требуется небольшое давление воздуха, для чего достаточно типового напорного вентилятора. Роторная часть «всплывает» и выбирает ось вращения под действием внешних факторов. При этом значительно снижается чувствительность к дебалансу (по сравнению с подшипниковыми аналогами до 5–10 раз). Снижение чувствительности вращающихся систем к нагрузкам на них позволяет вращать с высокими скоростями ускорители больших диаметров. Благодаря этому снижается износ рабочих органов оборудования, так как ускорение и прижимные силы измельчаемого материала на быстроизнашиваемые элементы при этом значительно ниже, чем на меньших ускорителях, придающих материалу заданную скорость [12, 13].

Технические характеристики центробежных дробилок приведены в табл. 7.8.1.

Для дробилок «Титан» производительность может изменяться в зависимости от максимального куска питания, например для дробилки Д-125 при максимальном куске 60 мм производительность составт 150 т/ч, при максимальном куске 70 мм она будет равна 220 т/ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1980. 395 с.

2. **Перов В.А., Андреев С.Е., Биленко Л.Ф.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1990. 372 с.

3. **Серго Е.Е.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1985. 285 с.

4. **Донченко А.С., Донченко В.А.** Справочник механика рудообогатительной фабрики. М.: Недра, 1986. 543 с.

5. **Горное** оборудование Уралмашзавода / коллектив авторов. Ответственный редактор-составитель Г.Х. Бойко. Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. 240 с.

6. **Масленников В.А.** Проектирование горных машин (конструирование, моделирование, оптимизация, управление). Алгоритм творческого процесса конструктора: учеб. пособие. Екатеринбург: УГГГА, 1996. 130 с.

7. **Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я.** Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического

применения / ред. Л.А. Вайсберг. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. 306 с.

8. **Блехман И.И., Иванов Н.А.** О пропускной способности и профилировании камеры дробления конусной дробилки // Обогащение руд. 1979. № 1. С. 41–49.

9. **Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П.** Новое оборудование для дробления и измельчения материалов // Горный журнал. 2000. № 3. С. 45–52.

10. **Ревнивцев В.И., Зарогатский Л.П., Барзуков О.П.** О динамическом уравновешивании конусных дробилок // Обогащение руд. 1987. № 5. С. 30–33.

11. **Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А.** Дробилки: конструкция, расчет, особенности эксплуатации. — М.: Машиностроение, 1990. 320 с.

12. **Титан**. // Новые технологии. 2006. № 3. 4 с.

13. **Лагунова Ю.А.** Проектирование обогатительных машин: учебник / Ю.А. Лагунова; Урал. гос. горный ун-т. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. 378 с.

Раздел 8
МЕЛЬНИЦЫ

Среди измельчительных машин наиболее распространенными и универсальными являются стержневые и шаровые барабанные мельницы сухого и мокрого измельчения.

Условное обозначение мельницы состоит из указания ее типа, размеров внутреннего диаметра барабана (без футеровки) и длины барабана в миллиметрах. Так, Уралмашзавод изготовляет мельницы следующих типов: МСЦ — стержневые мельницы с центральной разгрузкой; МСП — стержневые мельницы сухого помола с периферической разгрузкой; МСР — стержневые мельницы сухого помола с разгрузкой через решетку; МШЦ — шаровые мельницы с центральной разгрузкой; МШР — шаровые мельницы с разгрузкой через решетку; ММС — мельницы мокрого самоизмельчения; МСС — мельницы сухого самоизмельчения.

При вращении барабана измельчающая среда (шары) и измельчаемая руда благодаря трению поднимаются на некоторую высоту, а затем сползают, скатываются или падают вниз. Измельчение происходит вследствие удара падающей измельчающей среды, раздавливания и трения между перекатывающимися слоями содержимого мельницы.

Движение материала вдоль оси барабана происходит из-за перепада уровней загрузки, разгрузки и напора в результате непрерывной загрузки исходного материала: при мокром измельчении материал транспортируется водой, а при сухом — воздушным потоком.

Глава 8.1

БАРАБАННЫЕ ШАРОВЫЕ И СТЕРЖНЕВЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

8.1.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Конструктивные типы барабанных мельниц различаются по роду измельчающих тел, форме барабана, способам измельчения и разгрузки измельченного продукта (рис. 8.1.1). На обогатительных фабриках применяют шаровые и рудно-галечные мельницы с разгрузочной решеткой (рис. 8.1.1, *а*), шаровые мельницы с центральной разгрузкой (рис. 8.1.1, *б*), стержневые мельницы с центральной разгрузкой (рис. 8.1.1, *в*), рудные мельницы дла мокрого самоизмельчения типа «Каскад» (рис. 8.1.1, *г*) и рудные мельницы для сухого самоизмельчения типа «Аэрофол» (рис. 8.1.1, *д*).

Механика дробящей среды. Для того чтобы определить основные параметры мельницы, необходимо задаться механическим и технологическим режимами работы мельницы, а именно режимами движения измельчающих тел (шаров). Существует четыре типа режимов: каскадный, водопадный, смешанный и со сверхкритической скоростью.

Каскадный режим осуществляется при малой частоте вращения барабана посредством перекатывания измельчающих тел без их полета (рис. 8.1.2, *а*). Вся измельчающая среда поворачивается в сторону вращения на некоторый угол и при установившемся режиме остается в таком положении; измельчающие тела непрерывно циркулируют, поднимаясь по круговым траекториям и затем скатываясь «каскадом» параллельными слоями вниз. В центре измельчающей среды имеется зона, остающаяся малоподвижной.

Водопадный режим показан на рис. 8.1.2, *б*. Измельчающая среда поднимается по круговым траекториям на большую высоту и падает водопадом по параболическим траекториям, нанося удар по руде, находящейся на круговых траекториях.

Смешанный режим характеризуется постепенным переходом от чисто каскадного к чисто водопадному режиму. При этом внешние слои измельчающих тел падают на внутренние слои материала, скатывающегося по склону вниз. Такой режим наблюдается при промежуточных значениях частоты вращения барабана.

Сверхкритический режим наступает при частоте вращения барабана выше критической (критической называют частоту, при которой начинают центрифугировать тела, расположенные на внутренней поверхности барабана), когда в центрифугирование постепенно вступают

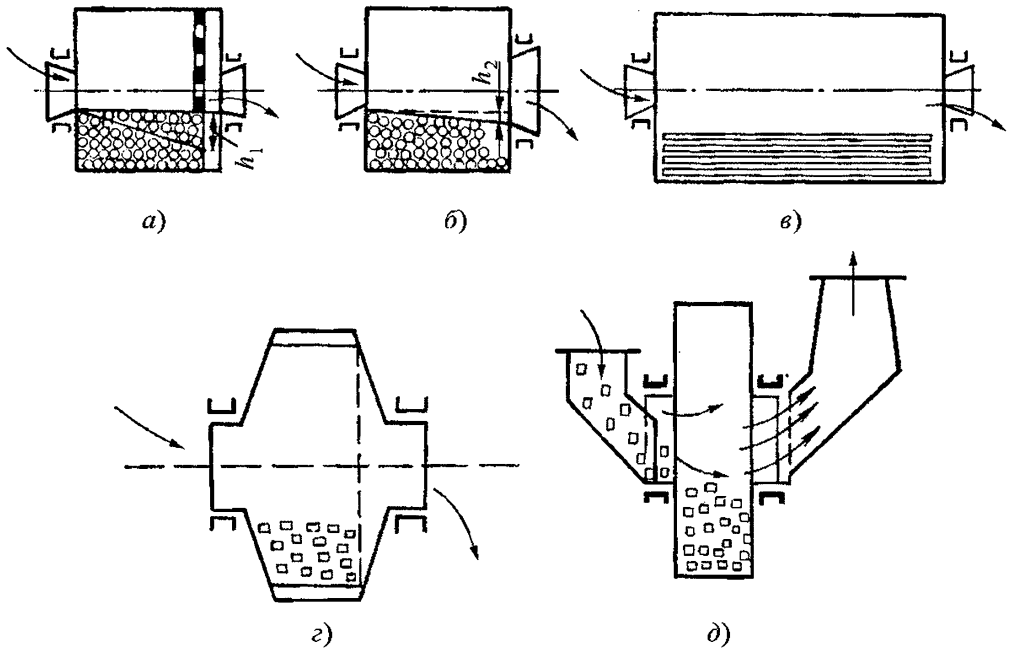


Рис. 8.1.1. Схемы барабанных мельниц:
а — шаровой и рудно-галечной с разгрузочной решеткой; *б* — шаровой с центральной разгрузкой; *в* — стержневой с центральной разгрузкой; *г* — рудной мокрого самоизмельчения типа «Каскад»; *д* — рудной сухого самоизмельчения типа «Аэрофол»; h_1, h_2 — разность уровней пульпы между загрузочным и разгрузочным концами барабана соответственно в мельницах с разгрузочной решеткой и в шаровых мельницах с центральной разгрузкой

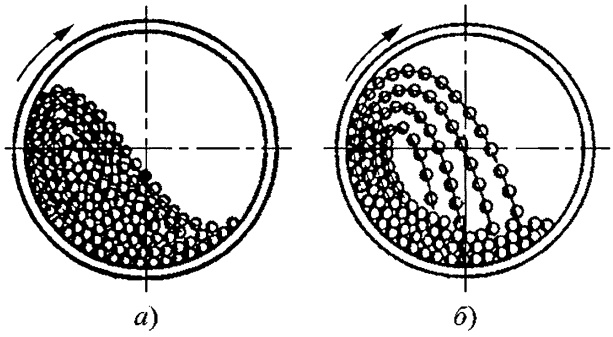


Рис. 8.1.2. Контур шаровой загрузки:
а — при каскадном режиме; *б* — при водопадном режиме

всё новые слои измельчающей среды. При этом работа измельчения практически равна нулю.

При любом режиме измельчающая среда движется по круговым траекториям под действием сил трения, возникающих между футеровкой мельницы и измельчаемой средой. Значение сил трения зависит от нормального давления материала на внутреннюю поверхность барабана и от коэффициента трения [1, 2].

8.1.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В мельницах с разгрузочной решеткой в качестве измельчающих тел применяют шары или рудную галю, измельченный продукт проходит через отверстия решетки, а затем подни-

мается лифтерами к центру разгрузочной цапфы мельницы. Разность уровней пульпы h_1 между загрузочным и разгрузочным концами барабана (см. рис. 8.1.1, *а*) значительна. Поэтому скорость движения материала вдоль мельницы сравнительно высокая, что предполагает получение продукта более грубого измельчения, чем в мельницах с центральной загрузкой.

В шаровых мельницах с центральной разгрузкой разность уровней h_2 пульпы в загрузочном и разгрузочном концах (см. рис. 8.1.1, *б*) небольшая, материал перемещается вдоль мельницы сравнительно медленно и получается более тонкий продукт измельчения.

Как шаровые, так и бесшаровые барабанные мельницы имеют ограниченные возможности в части повышения энергонапряженности и удельной производительности.

Шаровая мельница с разгрузочной решеткой (рис. 8.1.3) состоит из барабана *1* с торцо-

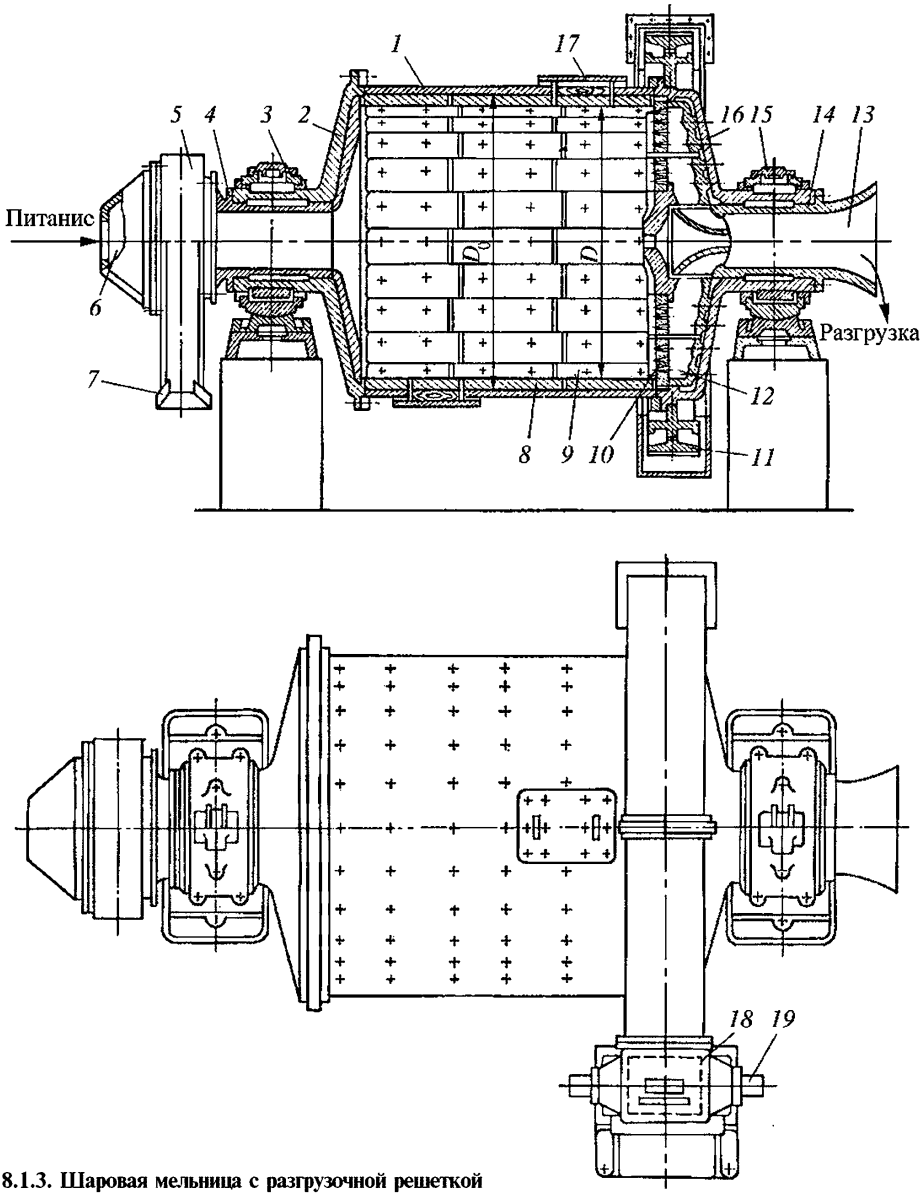


Рис. 8.1.3. Шаровая мельница с разгрузочной решеткой

выми крышками *2* и *16*, загрузочной *4* и разгрузочной *14* цапф, опирающихся на подшипники *3* и *15*. Барабан вращается от электродвигателя посредством малой шестерни *18*, насаженной на приводной вал *19*, и зубчатого венца *11*, закрепленного на барабане. В мельницах больших размеров тихоходный электродвигатель присоединяется к приводному валу с помощью эластичной муфты, а в мельницах малых размеров электродвигатель подключается к этому валу через редуктор.

Исходный материал загружается в мельницу питателем *5* через его центральное отверстие *6*, а пески классификатора — улитковым черпаком с козырьком *7*. Барабан и торцовые крышки для предотвращения от износа футеруются броневыми плитами *8*, которые закрепляются болтами *9*, а внутренняя поверхность пустотелых цапф — съемными воронками.

У разгрузочного конца мельницы установлена решетка *10*. Пространство между этой решеткой и торцовой крышкой *16* разделено радиальными перегородками — лифтерами *12* — на секторные камеры, открытые в цапфу *14*. Наличие решетки и секторных камер позволяет осуществлять принудительную разгрузку измельченного продукта из мельницы и поддерживать в ней низкий уровень пульпы.

При вращении мельницы лифтеры *12* поднимают пульпу до уровня разгрузочной цапфы *14*, через которую она удаляется из мельницы. В мельницу загружают стальные или чугунные шары разной крупности (40... 150 мм) примерно на половину ее объема. Во время вращения барабана шары, перекатываясь, скользя и падая, измельчают зерна полезного ископаемого.

Для разгрузки изношенных шаров, введения футеровки внутрь мельницы и ее осмотра служат люки *17*. Горловина *13* разгрузочной цапфы имеет несколько больший диаметр, благодаря чему происходит движение пульпы в сторону разгрузки. Номинальные размеры мельницы определяются внутренним диаметром D_o и его длиной L_o без учета толщины футеровки. Сокращенно мельницы с разгрузочной решеткой обозначаются МШР-D_o×L_o.

Технические характеристики шаровых мельниц с решеткой приведены в табл. 8.1.1.

Барабан мельницы изготовляют сварным или клепаным из листовой стали, а торцовые крышки отливают из чугуна и стали. Они соединяются между собой болтами. Сменные броневые плиты выполняют из износостойких материалов. Толщина новой футеровки h принимается в зависимости от D_o.

Зависимость толщины футеровки от диаметра барабана

D_o, мм	900	1200...2100	2700...3600	4000...4500
h, мм	70	100	120	140

8.1.1. Техническая характеристика мельниц МШР

Типоразмер	Диаметр барабана, мм	Длина барабана, мм	Номинальный объем барабана, м^3	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения барабана, мин$^{-1}$	Производительность, т/ч	Эксплуатационная масса, т
МШР-1200×1200	1200	1200	1	28	735	Нет данных	10,3
МШР-1500×1500	1500	1500	2,2	55	970		15,4
МШР-2100×1500	2100		4,3	132	24,3	6...18	41
МШР-2100×2200		2200	6,3	200	24,6	8,5...26	49
МШР-2100×3000		3000	8,6			11...34	51
МШР-2700×2100	2700	2100	10,0	400	21	16...47	81
МШР-2700×3600		3600	17,5			25...73	91
МШР-3200×3100	3200	3100	22	630	19,8	35...103	113
МШР-3600×5000	3600	5000	45	1250	18	68...192	180
МШР-4000×5000	4000		55	2000	17,18	Нет данных	261,5
МШР-4500×5000	4500		71	2500	16,66		295,9

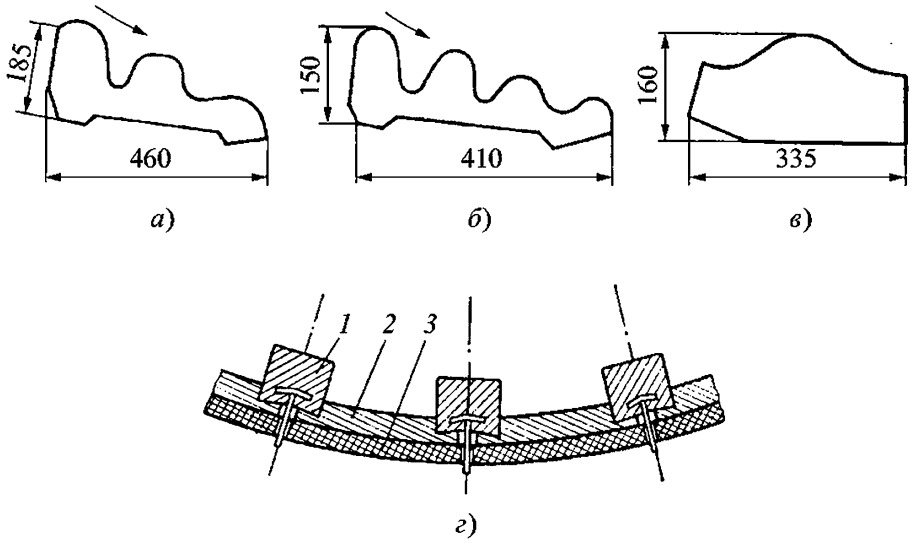


Рис. 8.1.4. Профиль футеровочных плит:
а — ребристый типа «Норильск-III»; *б* — то же, типа «Норильск-IV»; *в* — волновой; *г* — решетка типа «Скега»

От профиля и толщины футеровочных плит барабана зависят характер движения измельчающих тел (высота подъема и коэффициент скольжения по футеровке), рабочий объем барабана мельницы, износ футеровки, производительность мельницы, удельный расход электроэнергии и измельчающих тел.

Основными элементами резиновой футеровки (рис. 8.1.4) являются лифтеры *1*, плиты *2* и секторы решетки *3*. На загрузочную крышку барабана мельницы радиально укладывают плиты толщиной 60 мм, которые зажимают лифтерами с размерами в сечении 100×100 мм. На барабане располагают плиты толщиной 55 мм и лифтеры размером 140×125 мм. Резиновые секторы решетки толщиной 54 мм с отверстиями зажимают лифтерами, размер которых 100×110 мм.

На один комплект футеровочных плит и секторов решетки полагается иметь два комплекта лифтеров. Поскольку резиновая футеровка тоньше стальной, рабочий объем мельницы увеличивается примерно на 5...6 %.

Кроме того, срок службы резиновых и стальных футеровок либо одинаковый, либо первые служат на 15...20 % дольше вторых. Удельный расход шаров в мельнице с резиновой футеровкой меньше, чем в мельнице со стальной футеровкой, а производительность мельниц с резиновой футеровкой не ниже (а часто и выше), чем мельниц со стальной футеровкой. К преимуществам резиновых футеровок относятся меньшая трудоемкость монтажа, бóльшая герметичность, низкий уровень шума [4].

Конструкцию футеровок торцовых крышек и разгрузочных решеток подбирают с таким расчетом, чтобы срок их службы был равен или кратен сроку службы футеровки барабана. Это достигается путем подбора их толщины с учетом фактического износа. Футеровка цапф гладкая или спиральная. Направление спирали загрузочной цапфы должно способствовать продвижению исходного материала в мельницу, а в разгрузочной цапфе — возврату шаров и крупного материала.

Обычно футеровка изнашивается неравномерно. Скорость износа футеровочных плит из высокомарганцовистой стали марки 110Г13Л составляет несколько долей миллиметра в сутки. Промышленные испытания футеровок показали, что футеровки волнового профиля из чугуна марок ИЧХ12Г5 и ВУ-4 служат в 2–3 раза дольше, чем из стали марки 110Г13Л.

Питатель. Для загрузки мельницы исходным материалом, поднятым на уровень ее оси, применяют барабанный питатель (рис. 8.1.5, *а*), состоящий из цилиндрической камеры *1*, переходящей в конус, крышки *2* и диафрагмы *3*

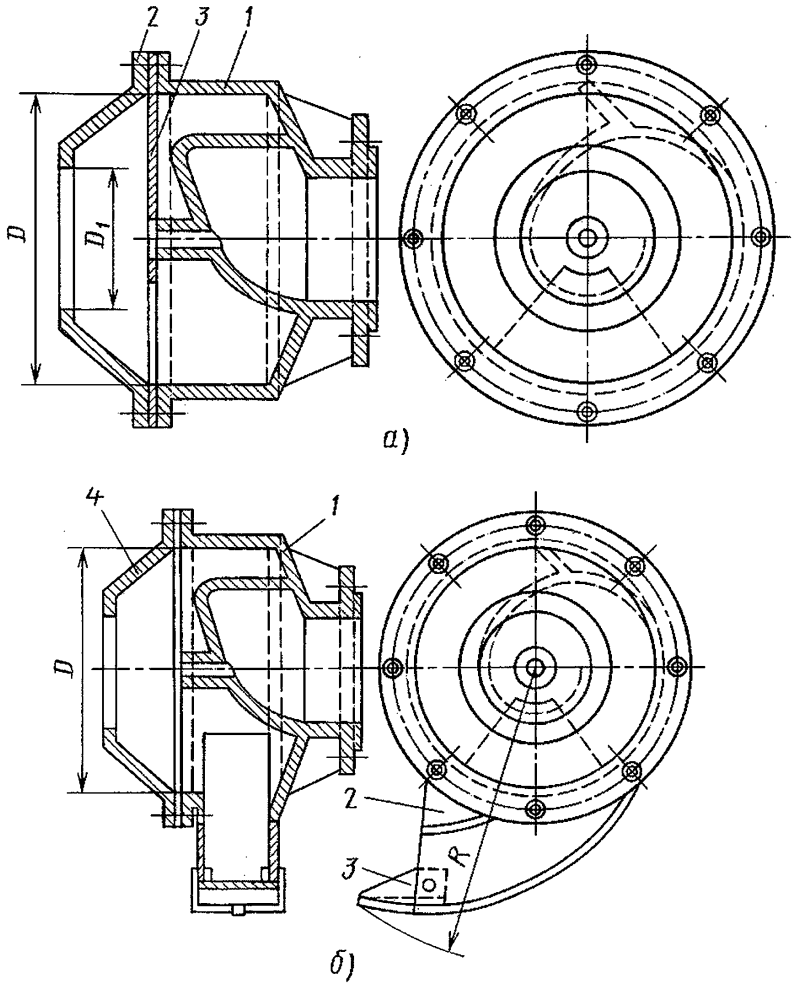


Рис. 8.1.5. Питатели:
а — барабанный; *б* — комбинированный

с секторным отверстием. Питатель крепится болтами к загрузочной цапфе мельницы. Материал проходит через отверстие диафрагмы и попадает на спираль футеровки загрузочной цапфы. Барабанные питатели применяют в мельницах, работающих в открытом цикле, когда пульпу, выходящую из мельницы, не требуется классифицировать по гранулометрическому составу и возвращать в мельницу на доизмельчение.

Для одновременной загрузки в мельницу исходного материала и песков классификатора, работающего в замкнутом цикле с этой мельницей, используют комбинированные питатели. Они кроме центрального отверстия имеют дополнительный один или два хобота, с помощью которых недоизмельченный материал, вышедший из мельницы и отделенный в классификаторе от кондиционного продукта, захватывается из сборника перед мельницей и повторно направляется внутрь мельницы для доизмельчения.

Комбинированный питатель (рис. 8.1.5, *б*) представляет собой комбинацию барабанного и улиткового питателей. К цилиндрическому барабану *1* прикреплен черпак *2*, на конце которого монтируется сменный козырек *3*. Питатель крепится болтами к загрузочной цапфе мельницы. Исходный материал загружается через отверстие крышки *4*, а пески захватываются черпаками из загрузочной коробки, рас-

положенной ниже уровня оси мельницы, и попадают внутрь барабана *1* питателя [3].

Питатели стержневых мельниц сухого помола представляют собой наклонный желоб, нижний конец которого вводится в цапфу загрузочной части, а верхний расширенный конец имеет горизонтально расположенный фланец, с помощью которого соединяется с питающим конвейером. В нижней части желоба предусмотрено уплотнение, предотвращающее просыпание мелочи и пыли из загрузочной части наружу. Желоб устанавливается перед мельницей на фундаментную плиту переднего подшипника (рис. 8.1.6).

Барабан. Барабан шаровых мельниц состоит из корпуса *1*, двух ремонтных люков с крышками *2*, резиновых прокладок *3* и футеровок *4* с крепежными деталями *5* (рис. 8.1.7). Корпус барабана представляет собой обечайку, сваренную из стального листа. К ее концам приварены кованые фланцы, которые служат для соединения барабана с загрузочной и разгрузочной частями мельницы.

Для шаровых мельниц обечайку выполняют из листов одинаковой толщины по всей длине обечайки. У стержневых мельниц крайние листы обечайки для уменьшения напряжений от рабочих нагрузок утолщены. Для обеспечения плотного прилегания литых футеровок, снижения шума и устранения гидроабразивного износа между корпусом барабана и футеровками укладывают прокладки из резины.

Основные требования к корпусу барабана — отсутствие овальности в сечениях, прямолинейность образующей барабана, перпендикулярность к продольной оси торцовых фланцев, прочность всех швов. Корпуса барабанов обычно отжигают для снятия внутренних напряжений. Сопряжение торцовой крышки с корпусом барабана является одним из самых ответственных узлов мельницы. При неправильной сборке этих узлов соединительные болты ослабевают и обрываются. Надежного соединения крышки с корпусом достигают путем чистой обработки сопрягаемых поверхностей соединяемых деталей и полного совпадения болтовых отверстий.

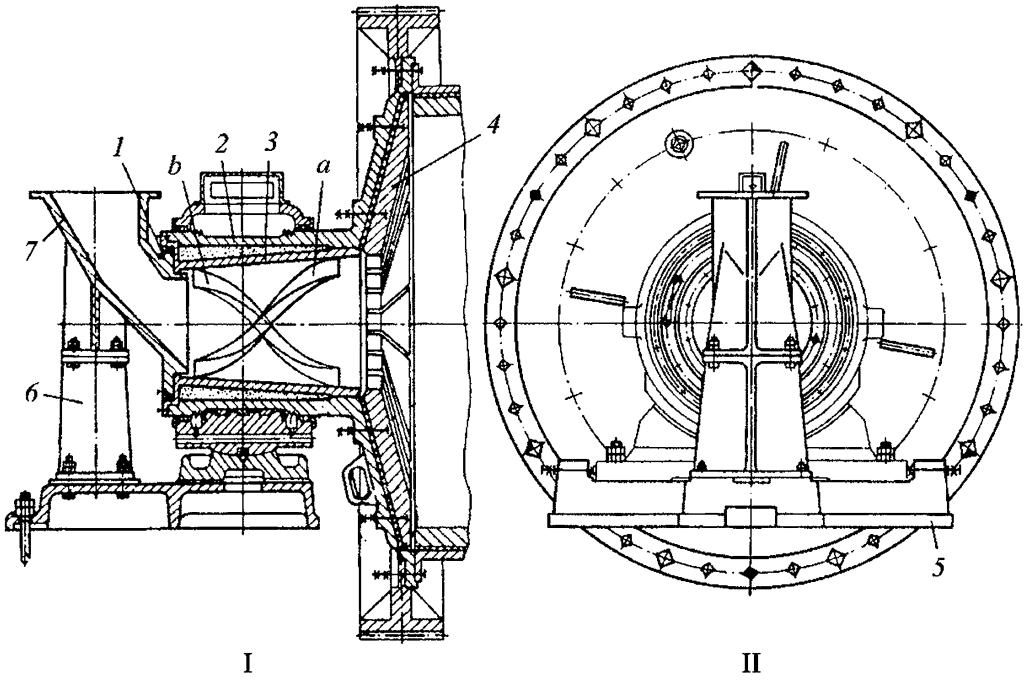


Рис. 8.1.6. Загрузочная часть стержневой мельницы сухого помола:
a и *b* — для правого и левого расположений привода соответственно; I — фронтальный разрез; II — вид сбоку; *1* — уплотнение; *2* — загрузочная крышка; *3* — загрузочный патрубок; *4* — торцовая футеровка; *5* — фундаментная плита; *6* — стойка; *7* — течка

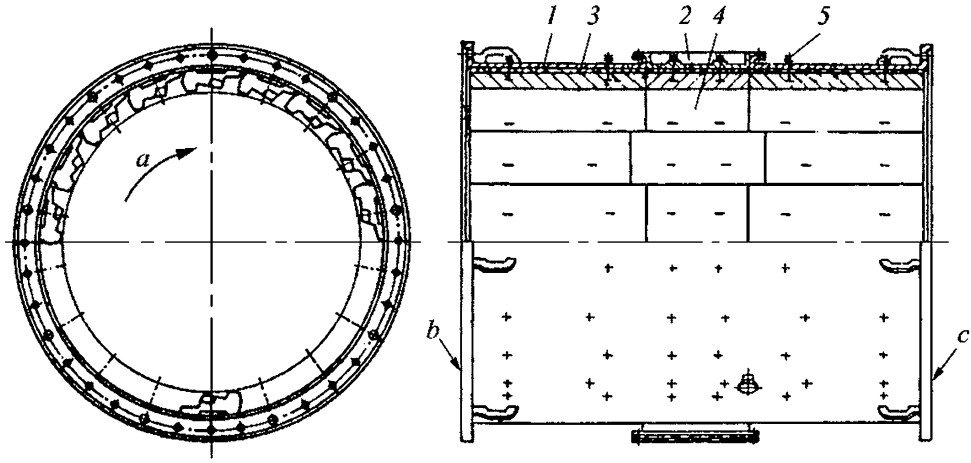


Рис. 8.1.7. Барабан шаровой мельницы:
a — направление вращения; *b* — сторона загрузки; *c* — сторона разгрузки; *1* — корпус барабана; *2* — люк; *3* — резиновые прокладки; *4* — футеровки; *5* — крепежные детали

Почти 20...25 % болтов должны быть призонными (поставлены с натягом без зазора), остальные следует устанавливать с зазорами ≤ 0,5...1 мм. Соединительные болты необходимо затягивать равномерно, чего практически достичь невозможно, поэтому часть болтов работает с напряжением, а часть — недогружены. При расчете учитывают только 50 % установленных болтов, которые размещаются с минимальным шагом. Люковые отверстия располагают диаметрально противоположно для равновесия. Крышки люка открываются отжимными винтами.

Футеровки крепятся к корпусу барабана болтами с головками овальной формы. Узлы крепления футеровок барабана уплотняют с помощью резиновых уплотнительных колец и шайб. На стержневых мельницах, работающих в тяжелых режимах эксплуатации, отверстия под футеровочные болты усилены приварными бонками и уплотнение болтового крепления их осуществляют с помощью резинового кольца и грундбуксы.

Разгрузочная часть. Разгрузочная часть стержневых мельниц состоит из торцовой крышки *1*, торцовых футеровок *2*, разгрузочной воронки *3*, горловины воронки *4*, бутары *5* и крепежных деталей для крепления зубчатого венца, футеровок, корпуса барабана, горловины воронки и бутары (рис. 8.1.8). Торцовая крышка и разгрузочная воронка сварные, на внутреннюю цилиндрическую поверхность воронки наплавлен износостойкий материал. Торцовые футеровки загрузочной и разгрузочной частей унифицированы. Горловина воронки чугунная.

Бутара предназначена для вывода из технологического процесса случайно попавших в мельницу недробимых предметов, а также обломков стержней и расколовшихся шаров. Бутара устанавливается на разгрузочной части стержневых и шаровых мельниц с центральной разгрузкой. Она представляет собой перфорированный цилиндр из стального листа или из резиновых элементов. Пульпа через отверстия бутары сливается в приемный желоб, а недробимые предметы с помощью винтовых ребер внутри бутары выводятся из потока.

Стержневые мельницы с низким уровнем слива имеют на внутреннем конце разгрузочной воронки диафрагму в виде кольца, отлитого на ребрах по внутреннему диаметру. Разгрузочная воронка выполняется литой из чугуна, внутренняя поверхность ее конусная, расширяющаяся в сторону разгрузки материала. На входе воронки предусмотрены винтовые ребра, которые предназначены для отбрасывания внутрь мельницы шаров или кусков неизмельченной породы.

В шаровых мельницах с разгрузкой через решетку рабочая полость барабана отделена от разгрузочной камеры системой сменных решеток *1* и крепежных клиньев *2* из высокомарганцовистой стали (рис. 8.1.9). Внутренняя поверхность разгрузочной крышки *3* разделена радиальными ребрами *4* на восемь секторов.

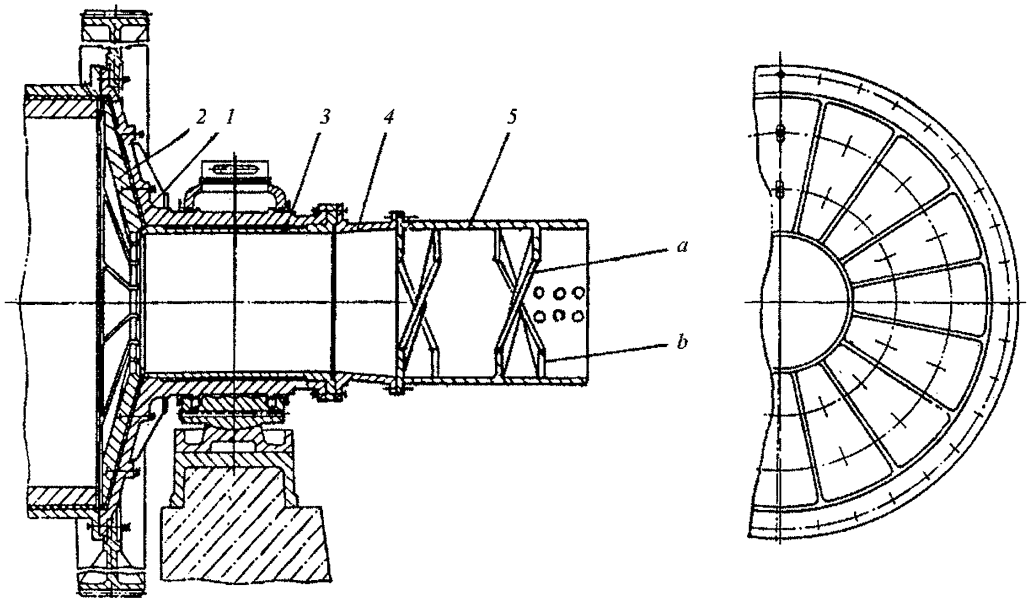


Рис. 8.1.8. Разгрузочная часть стержневой мельницы мокрого помола:
а и *б* — соответственно для правого и левого расположения привода

В каждом секторе установлены коробчатые чугунные футеровки (элеваторы) *5* и *6*, защищающие ребра крышки и стенку корпуса от износа и служащие черпаками для выливания пульпы из зарешеченного пространства в разгрузочную воронку.

Разгрузочная воронка *7* со стороны решеток имеет восемь внутренних секторов, ко-

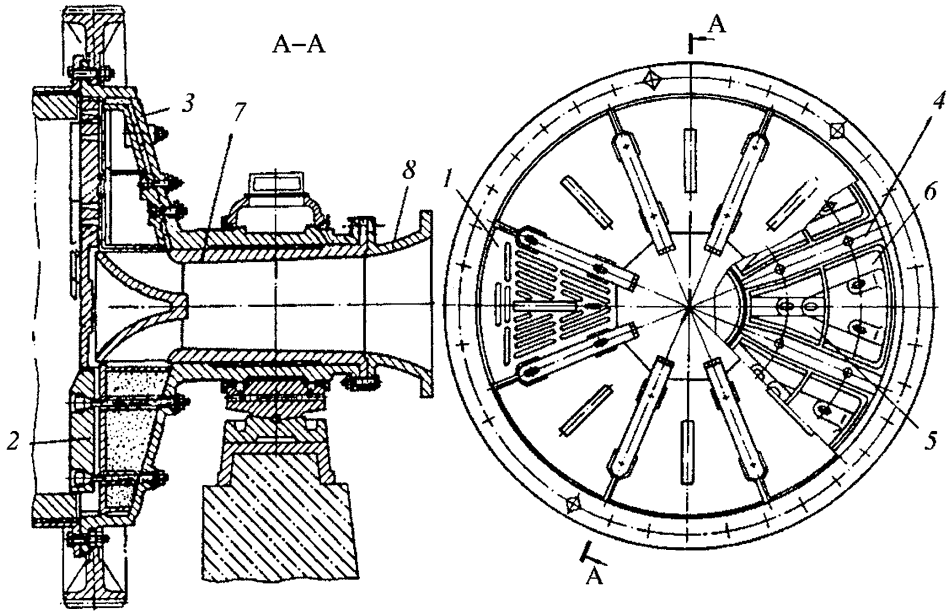


Рис. 8.1.9. Разгрузочная часть шаровой мельницы с разгрузкой через решетку

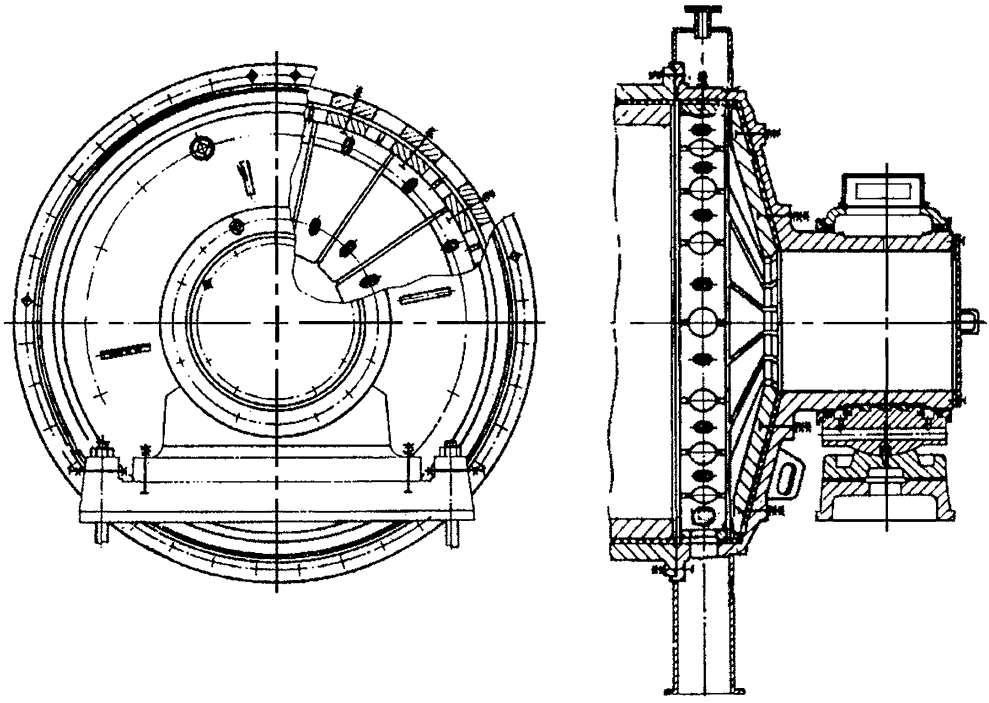


Рис. 8.1.10. Разгрузочная часть стержневой мельницы сухого помола с периферической разгрузкой

торые при сборке сопрягаются с секторами крышки. Пульпа из элеваторов при повороте барабана попадает в сектор воронки и далее сливается на внутреннюю поверхность воронки, которая выполнена с расширенным концом по ходу разгрузки. Затем пульпа поступает в разгрузочную горловину *8* и выливается наружу.

Зазоры между элеваторами и ребрами крышки заполнены заливкой из быстротвердеющего глиноземистого цемента. Решетки, клинья, элеваторы и другие элементы разгрузочной части крепятся к разгрузочной крышке с помощью болтов и гаек. Узлы крепления имеют резиновые уплотнения. На мельницах с диаметром барабана 3600 мм разгрузка материала выполняется с помощью литых элеваторов, установленных на торцовую конусную поверхность крышки. Со стороны барабана стоят решетки, которые помещены на открытую сторону элеваторов и закреплены болтами на торцовой крышке.

В центральной части каналы лифтеров сопрягаются с открытым концом разгрузочной воронки. Для снижения уровня шума на горловину разгрузочной части мельницы устанавливают специальные шумопоглощающие экраны, представляющие собой сварные кожухи, изнутри облицованные резиновой обкладкой. В стержневых мельницах сухого помола с периферической разгрузкой готовый продукт удаляется через отверстия, выполненные на цилиндрической части разгрузочной крышки (рис. 8.1.10).

Главные подшипники. Сила тяжести вращающейся части мельницы вместе с мелющими телами и размалываемым материалом, центробежная сила мелющих тел и материала, ударная нагрузка от падающих мелющих тел воспринимаются двумя главными подшипниковыми опорами скольжения. Подшипниковые опоры всех мельниц аналогичны по конструкции и отличаются только размерами (рис. 8.1.11).

Каждый подшипник состоит из фундаментной плиты *1*, корпуса подшипника *2*, вкладыша с баббитовой заливкой *3*, крышки подшипника *4*, смотрового фонаря *5*, смотрового люка *6*, уплотнений *7*. Фундаментную плиту после выверки и регулировки закрепляют на фундаменте с помощью анкерных бол-

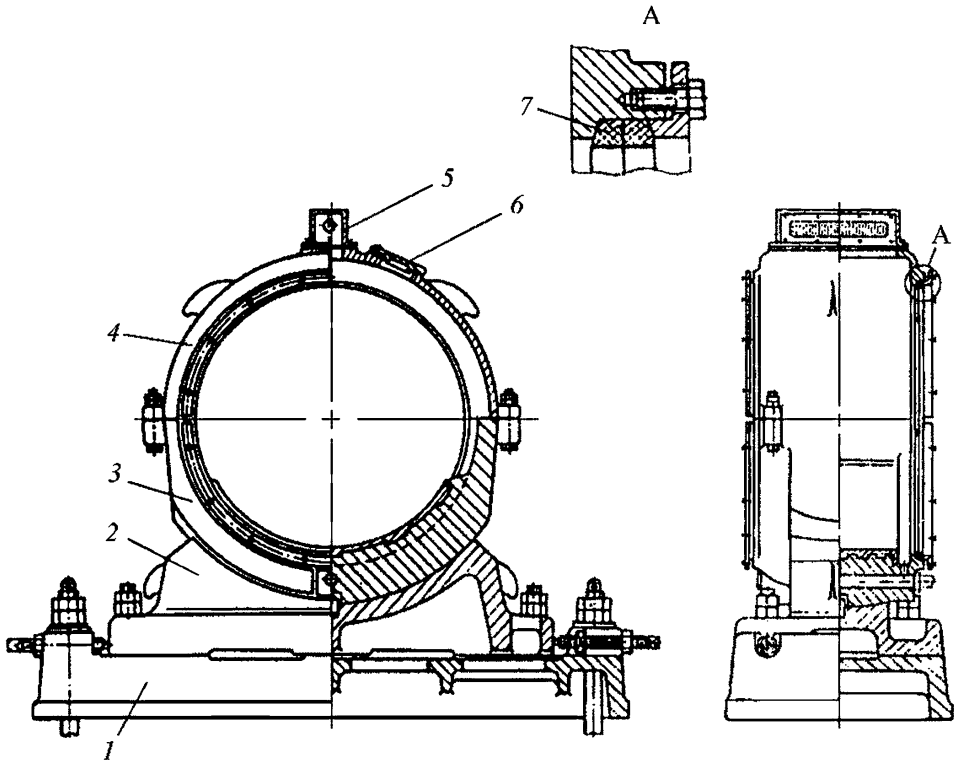


Рис. 8.1.11. Главный подшипник шаровых и стержневых мельниц мокрого помола

тов. Корпус подшипника монтируют на фундаментной плите. Для перемещения и фиксирования корпуса на фундаментной плите при установке мельницы и регулировке зубчатого зацепления привода используют четыре регулировочных винта. Вращающаяся часть мельницы цапфами торцовых крышек опирается на баббитовую цилиндрическую поверхность вкладыша, который своей выпуклой сферической поверхностью лежит на вогнутой сферической поверхности корпуса подшипника, что обеспечивает его самоустановку по шейке цапфы и крышки.

Поскольку равнодействующая всех сил, действующих на корпус барабана, направлена постоянно вниз и мало отклоняется от вертикали, угол обхвата баббитовой заливки подшипников всех мельниц принят равным 120...130°. Для компенсации температурных изменений длины мельницы и возможных отклонений от номинальных размеров при изготовлении ее составных частей один из подшипников является фиксированным, а другой плавающим. При этом ширина вкладышей обоих подшипников одинакова, а компенсирующим элементом служит одна из шеек цапф торцовых крышек, длина которой больше ширины вкладыша.

Шаровая мельница с центральной разгрузкой (рис. 8.1.12) конструктивно идентична мельнице МШР. Она состоит из цилиндрического барабана *1* с торцовыми крышками *2* и *14*, имеющими пустотелые цапфы *3* и *13*, посредством которых барабан опирается на подшипники *6* и *11*. Внутренняя поверхность барабана и крышек покрыта футеровочными плитами *8* и *10*. Вращение барабана проводится от электродвигателя посредством ведущей шестерни *16*, насаженной на вал *17*, и венцовой шестерни *9*, закрепленной на барабане. На загрузочной пустотелой цапфе смонтирован комбинированный питатель *5*. Полые цапфы снабжены сменными загрузочной *4* и разгрузочной *12* воронками; *7* и *15* — технологические отверстия.

Мельницы с центральной разгрузкой обозначают МШЦ. Мельница МШЦ характеризуется высоким уровнем пульпы в барабане,

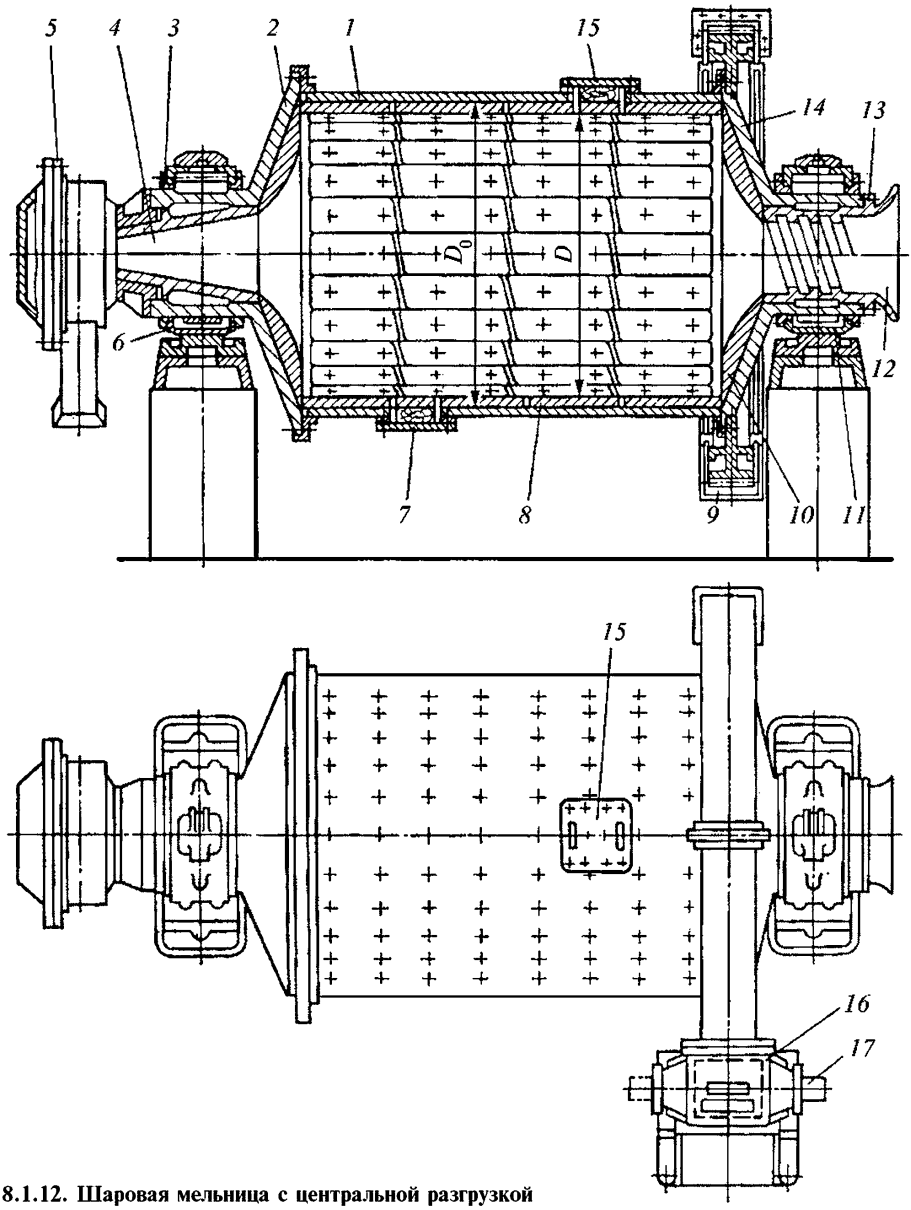


Рис. 8.1.12. Шаровая мельница с центральной разгрузкой

что предопределяет меньшую скорость движения в продольном направлении и более тонкое измельчение материала. Шаровые мельницы с разгрузкой через решетку более производительны (на 10...15 %) и выдают измельченный продукт с меньшим содержанием шламов, чем мельницы с центральной разгрузкой, но более сложны по конструкции.

Мельницы МШР обычно устанавливают в первой стадии измельчения, а МШЦ, обеспечивающие более тонкое измельчение, — во второй и третьей стадиях. Технические характеристики мельниц МШР приведены в табл. 8.1.1, а мельниц МШЦ в табл. 8.1.2.

Стержневая мельница по конструкции аналогична шаровой мельнице с центральной

8.1.2. Технические характеристики МШЦ

Типоразмер	Диаметр барабана, мм	Длина барабана, мм	Номинальный объем барабана, $м^3$	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения барабана, $мин^{-1}$	Производительность, т/ч	Эксплуатационная масса, т
МШЦ-2100×2200	2100	2200	6,3	200	24	7,5...22	45
МШЦ-2100×3000		3000	8,5			10...29	48
МШЦ-2700×3600	2700	3600	17,5	400	21	22...63	86
МШЦ-3200×3100	3200	3100	22,4	630	19,8	30...86	91
МШЦ-3200×4500		4500	32	900	19,72	Нет данных	139
МШЦ-3600×4500	3600		40	1120	18	40...110	172
МШЦ-3600×4000		4000	36	900		Нет данных	144
МШЦ-3600×5500		5500	49	1250	16,6		162
МШЦ-4000×5500	4000	5510	60	2000	17,2		235
МШЦ-4500×6000	4430	6010	82	2500	16,6		275

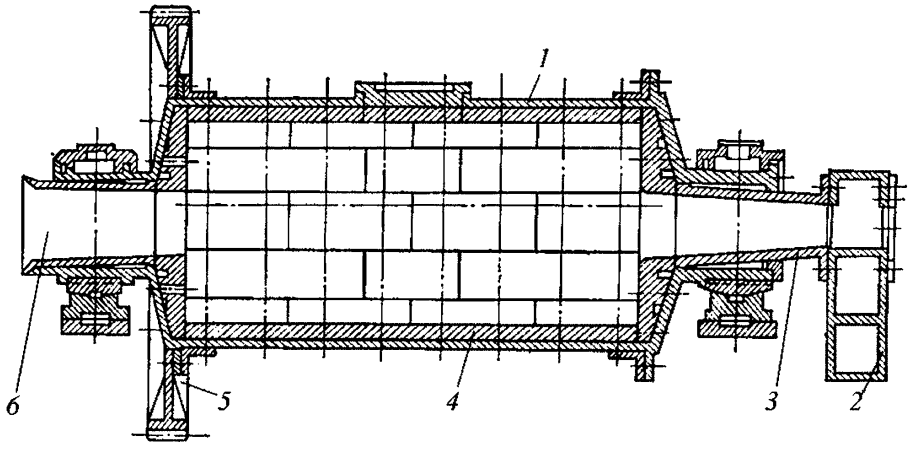


Рис. 8.1.13. Стержневая мельница с центральной разгрузкой

разгрузкой (рис. 8.1.13). Она состоит из горизонтального цилиндрического барабана *1*, загрузочного устройства в виде комбинированного питателя *2* и приводного механизма *5*. С целью увеличения скорости прохождения материала через стержневую мельницу загрузочную *3* и разгрузочную *6* цапфы делают увеличенных диаметров по сравнению с цапфами шаровой мельницы такого же диаметра. В стержневых мельницах устанавливают футеровки *4* волнистого или ступенчатого профиля. Стержневые мельницы обозначают МСЦ [4–7]. Их используют как аппараты для мелкого дробления перед шаровыми мельницами, а также для подготовки мелковкрапленных руд перед гравитационными и магнитными способами обогащения (для измельчения до 0,5...3 мм). Технические характеристики стержневых мельниц приведены в табл. 8.1.3.

8.1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

При проектировании барабанных мельниц или их подборе в процессе эксплуатации необходимо определить частоту вращения барабана, размеры мелющих тел, габаритные размеры мельницы, ее производительность и потребляемую мощность.

8.1.3. Технические характеристики стержневых мельниц

Типоразмер	Диаметр барабана, мм	Длина барабана, мм	Номинальный объем барабана, $м^3$	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения барабана, $мин^{-1}$	Производительность, т/ч	Эксплуатационная масса, т
Мокрый помол							
МСЦ-2100×2200Н	2100	2200	6,3	200	18,7	26...45	54
МСЦ-2100×3000		3000	8,5		19,7	33...60	52
МСЦ-2700×3600	2700	3600	17,5	400	15,6	75...130	89
МСЦ-3600×4500	3600	4500	40	1000	14,4	120...180	175
МСЦ-3200×4500	3200		32	900	14,46	–	138
МСЦ-3600×4500	3600	4520	40	1000	14,66		153
МСЦ-3600×5000		5000	45		13,7		160
МСЦ-4000×5500	4000	5510	60	1600	13,02		230
Сухой помол							
МСП-2100×3000	2100	3000	10	200	16,8	8...25	50
МСР-2500×3000	2500		12,5	315	17,4	10...35	65
МСП-2700×3600	2700	3600	20	400	14,4	20...50	80

Особенности расчета мельниц по методике МК «Уралмаш»

Режим работы шаровой мельницы в зависимости от скорости вращения барабана может быть при низкой скорости каскадным, а при высокой водопадным [1, 9]. При каскадном режиме вся шаровая загрузка мельницы делает поворот в сторону вращения на некоторый угол и при постоянной скорости вращения остается в этом положении. Шары непрерывно циркулируют, поднимаясь по концентрическим круговым траекториям и скатываясь параллельными слоями, каскадом вниз. Измельчение материала при каскадном режиме происходит раздавливанием и истиранием его перекатывающимися шарами.

При водопадном режиме шары поднимаются по круговым траекториям до определенной высоты с заданной скоростью вращения барабана и затем падают на свои круговые траектории. Измельчение материала осуществляется ударом падающих шаров и истиранием.

Критическая частота вращения мельницы. Диаметр шара по сравнению с диаметром корпуса барабана очень мал. Поэтому радиус вращения шара принимают равным радиусу сечения барабана в свету. При вращении барабана шар находится под действием центробежной силы $P_ц$ и силы тяжести G (рис. 8.1.14). При определенном соотношении между силами шар отрывается от корпуса барабана и падает вниз.

Основное уравнение движения шара [1]

$$n^2R/900 \le \cos\alpha,$$

где n — частота вращения барабана, $мин^{-1}$; R — радиус барабана в свету с учетом толщины футеровки, м; α — угол отрыва шаров от вертикальной оси, град.

Из этого уравнения следует, что высота подъема шара зависит от частоты вращения мельницы, радиуса барабана в свету и не зависит от массы шара.

Увеличивая частоту вращения корпуса, можно достигнуть положения, при котором шар поднимется на максимально возможную высоту, т.е. переместится вместе с вращающимся корпусом в точку A_2 и будет вращаться вместе с корпусом барабана, не измельчая материал. Такую частоту вращения мельницы называют *критической*.

Угол α для шара, находящегося в положении A_2, т.е. при критической частоте вращения, равен нулю, поэтому основное уравнение движения шара для этой частоты вращения мельницы примет вид n^2R / 900 = 1. Следовательно,

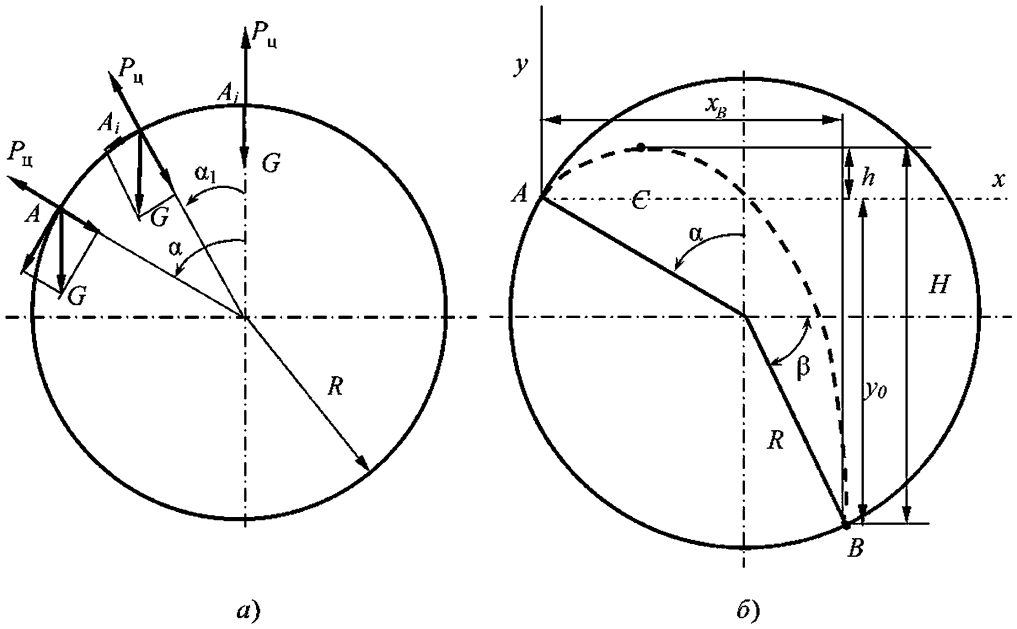


Рис. 8.1.14. Движение шара:
а — силы, действующие на шар; *б* — траектория падения шара

критическая частота вращения мельницы составит

$$n_{кр} = 30R^{0,5} = 42,3/D^{-0,5},$$

где D — диаметр барабана в свету с учетом толщины футеровки, м.

Чтобы шары могли измельчать материал, частота вращения мельницы должна быть меньше критической.

Кроме того, частоту вращения барабана можно определить по уравнению А.С. Донченко

$$n = k_c n_{кр} = 42,3k_c/D^{0,5},$$

где k_c — коэффициент снижения частоты вращения мельницы (для шаровой k_c = 0,75...0,85; для стержневой 0,6...0,65; для рудно-галечной 0,8...0,85; для мокрого самоизмельчения k_c = = 0,7...0,8).

Наилучший угол отрыва шаров. Работа шара в мельнице определяется его кинетической энергией, приобретаемой в процессе падения. Точку B (см. рис. 8.1.14), в которой падающий шар сталкивается с вращающимся корпусом барабана, называют *точкой падения шара*. Расстояние H между наивысшей точкой траектории движения шара C и точкой его падения B, измеренное по вертикали, называют *высотой падения шара*. Из теории движения шаровой загрузки известно, что наилучший угол отрыва шара $\alpha = 54°40'$. При этом угле отрыва высота падения шара наибольшая и шар в момент падения приобретает максимальную кинетическую энергию.

Наилучшая частота вращения мельницы. Частоту вращения мельницы определяют исходя из условий наиболее эффективной работы шара, самого удаленного от центра сечения мельницы. Практикой установлено, что в этом случае производительность мельницы будет максимальной. Подставляя в уравнение наилучшее значение угла отрыва шара, получают частоту вращения мельницы, при которой шар, находящийся в самом удаленном от центра ряду, будет производить наибольшую работу по измельчению материала: $n^2R/900 \leq \leq \cos 54°40'$. Следовательно, наилучшая частота вращения мельницы $n_{кр} = 22,8R^{-0,5} = 32D^{-0,5}$.

8.1.4. ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МОЩНОСТЬ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Расчет мощности привода мельниц. Мощность, затрачиваемая на приведение в движение измельчающих тел (шаров, стержней, ру-

ды), условно называют *полезной мощностью* N, кВт. Мощность, расходуемая на вращение барабана, кВт,

$$N_б = N + N_х + N_д,$$

где $N_х$ — мощность, затрачиваемая в режиме холостого хода (без измельчения); $N_д$ — дополнительная мощность, расходуемая на преодоление сил трения в цапфах мельницы при загрузке измельчающей среды.

Мощность на валу двигателя

$$N_{в.д} = N_б/\eta,$$

где η — КПД привода, $\eta = 0{,}8$.

Установленная (номинальная) мощность электродвигателя

$$N_{дв} = k_у N_{в.д},$$

где $k_у$ — коэффициент запаса ($k_у = 1{,}1$).

Полная мощность, потребляемая электродвигателем из сети

$$N_э = N_{дв}/\eta_э,$$

где $\eta_э$ — КПД электродвигателя, $\eta_э = 0{,}92$.

Мощность, затрачиваемую только на трение в главных подшипниках $N_п = N_х + N_д$, определяют по мощности, потребляемой на вращение барабана при концентрически расположенном на нем грузе, равном по массе общей загрузке барабана.

Для мельниц диаметром $D > 2$ м (шаровых и самоизмельчения) потери мощности $N_п$ в венцовой зубчатой передаче и подшипниках вала шестерни составляют примерно 2,5 % от полезной мощности. С учетом вышесказанного $N_э = 1{,}025N/h\eta_э$.

Полезная мощность N, кВт, потребляемая шаровой мельницей при каскадном режиме измельчения (рис. 8.1.15), может быть рассчитана по формуле С.Е. Андреева:

$$N = 3{,}63D^{2,5}L\delta\psi \sin\theta \sin^3\Omega/2,$$

где D, L — диаметр и длина барабана, м; δ — насыпная плотность шаров, т/м^3; ψ — относительная частота вращения барабана; θ — угол поворота шаровой нагрузки, град; Ω — центральный угол кругового сегмента, град.

Учитывая, что масса шаровой загрузки $m = D^2L\delta\varphi\pi/4$, где φ — степень заполнения барабана мельницы шарами, имеем

$$N = 4{,}62(m/\varphi)D^{0,5}\psi \sin\theta \sin^3\Omega/2.$$

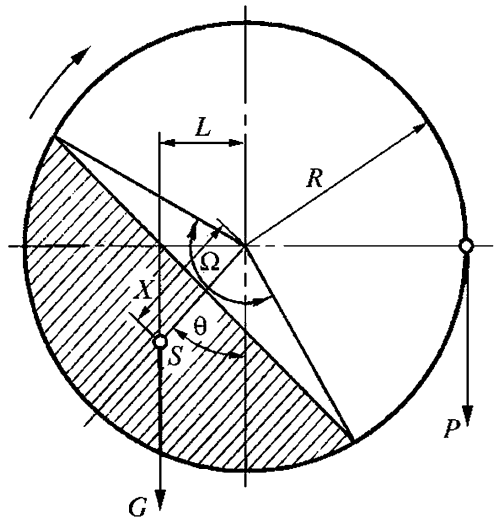


Рис. 8.1.15. Схемы каскадного режима работы барабанной мельницы:
S — частица породы; X — расстояние от оси мельницы до центра тяжести частицы по нормали

Для мельниц различных размеров при одинаковых значениях φ и ψ углы θ и Ω остаются постоянными, тогда, заменив произведение всех постоянных одним коэффициентом k, получим $N = kD^{2,5}L$.

Для расчета полезной мощности, потребляемой шаровой мельницей при водопадном режиме, Н.П. Неронов предложил формулу

$$N = 3{,}46(M/\varphi)D^{0,5}\varphi^3\{2(1 - k_1^4) - [4\psi^4(1 - k_1^6)]/3\},$$

где M — масса шаров в мельнице, т; φ — степень заполнения мельницы шарами; k_1 — отношение радиусов внутреннего и наружного слоев измельчающих тел (рис. 8.1.16).

Формула учитывает только мощность, потребляемую для подъема шаров от точки падения на круговые траектории до точки перехода на параболическую траекторию. Формула выведена без учета скольжения шаров по футеровке барабана, поэтому ее применение ограничено. В.А. Олевский предложил обобщенную формулу для расчета полезной мощности:

$$N_б = N = N_o S,$$

где N_o — основной параметр мощности; S — безразмерный параметр режима, зависящий от φ и ψ.

Можно воспользоваться другой формулой:

$$N_б = A\delta VD^{0,5}S,$$

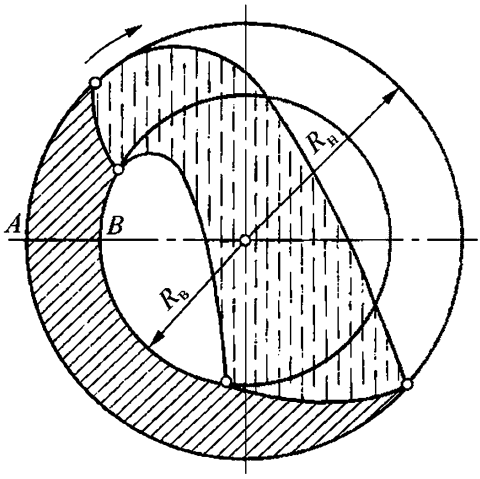


Рис. 8.1.16. Оборачиваемость всей измельчающей среды в мельнице

где A — постоянная величина, $A = g^{1,5}/(6\pi)$; V — объем барабана, м^3; D — внутренний диаметр барабана, м.

При постоянной степени заполнения и скорости вращения теоретическая формула для мощности при водопадном режиме измельчения принимает вид

$$N = k_п D^{2,5} L,$$

где $k_п$ — коэффициент пропорциональности.

Удельной полезной мощностью $N_{уд}$ называют мощность, приходящуюся на единицу внутреннего объема мельницы:

$$N_{уд} = N/V = k_п D^{0,5}.$$

Для расчета мощности, потребляемой барабанными мельницами при смешанном режиме, используют формулу

$$N = 4,67\delta D^{2,5} L\varphi^{0,9}\psi.$$

Для определения полезной мощности, потребляемой мельницей самоизмельчения типа ММС, рекомендована следующая формула:

$$N = 4,67\delta_н D^{2,5} L\varphi^{0,9}\psi k_с k_в,$$

где $\delta_н$ — насыпная плотность загрузки мельницы, т/м^3; $k_с$ — коэффициент, учитывающий переход от сухого способа измельчения к мокрому; $k_в$ — коэффициент, учитывающий изменение содержания твердого P в пульпе.

При 55 % < P < 75 % коэффициент $k_с$ = = 1,1...1,2; $k_в = 0,93 + 0,007(P - 55)$.

Для расчета полезной мощности, потребляемой шаровыми и стержневыми мельницами, а также мельницами самоизмельчения (полусамоизмельчения), Бонд предложил следующие эмпирические формулы:

для шаровых мельниц

$$N_ш = 3,86D^{2,3} L\delta_н\psi(3,2 - 3\varphi)\psi(1 - 0,1/2^{9-10\psi}),$$

где φ — степень заполнения мельницы, для мельниц самоизмельчения и полусамоизмельчения φ = 0,3...0,35;

для стержневых мельниц

$$N_{ст} = 1,375D^{2,33} L\delta_н\varphi(6,3 - 5,4\varphi)\psi,$$

где $\delta_н$ — насыпная плотность стержневой нагрузки (для новых стержней $\delta_н$ = 6,25 т/м^3; для бывших в работе сортированных $\delta_н$ = 5,75 т/м^3; для бывших в работе, но не сортированных $\delta_н$ = 5,6 т/м^3).

По вышеприведенным формулам определяют мощность на валу малой шестерни зубчатой венцовой передачи для мельниц сливного типа.

Производительность барабанных мельниц. Она зависит от многих факторов. Первый ряд факторов: крупность исходной руды, крупность измельченного продукта и измельчаемость руды. Крупность исходного материала принимают на основании технико-экономических расчетов с учетом наименьших общих затрат на дробление и измельчение. Производительность мельницы тем выше, чем меньше крупность исходного материала и крупнее продукт измельчения. Определить количественные закономерности измельчения можно только на основе опытных данных для конкретного материала, так как в зависимости от физических свойств различные материалы при измельчении ведут себя по-разному.

Установлено, что крупность исходного материала влияет на производительность мельницы. Поэтому следует пользоваться коэффициентом, учитывающим крупность исходного материала и измельченного продукта.

Второй ряд факторов: конструкция мельницы, размеры мельницы, форма и толщина футеровки, частота вращения барабана. Влияние конструкции мельницы и формы футеровки на ее производительность также устанавливают практическим путем. Мельницы, работающие с низким уровнем слива, отличаются производительностью несколько большей, чем мельницы с нормальным уровнем

слива. Производительность шаровых мельниц с решеткой приблизительно на 15 % больше производительности мельниц с центральной разгрузкой. Мельницы с гладкой футеровкой имеют производительность меньшую, чем мельницы с ребристой футеровкой. На производительность существенно влияет толщина футеровки. Толщина футеровки

$$t = 0{,}04 + 0{,}02D,$$

где D — диаметр барабана без футеровки, м.

Для мельниц с диаметром барабана > 4 м рекомендуемая толщина футеровки 120 мм. По мере износа футеровок производительность мельницы повышается.

Существенное влияние на производительность мельницы оказывает частота вращения барабана, которая обычно не регулируется, поэтому резервом повышения производительности мельниц является создание мельниц с регулируемой частотой вращения.

Третий ряд факторов эксплуатационного и технологического характера: открытый или замкнутый цикл, эффективность работы классифицирующего аппарата, степень заполнения мельницы мелющей средой, а также размеры и форма мелющих тел. С ростом степени заполнения мельницы мелющей средой растет расход энергии на измельчение. Число ударов шаров в мельнице увеличивается с уменьшением их размера, так как число шаров при такой же их общей массе становится больше. Поэтому желательно применение шаров наименьшего размера, при котором они еще способны хорошо измельчать материал заданных крупности и твердости.

Диаметр максимального шара в шаровой загрузке определяется так:

$$D = 28d^{1/3},$$

где D — диаметр максимального шара, мм; d — размер максимального куска материала в загрузке мельницы, мм.

Итак, по первому фактору производительность мельницы

$$Q = \text{Э}N,$$

где Э — эффективность измельчения, т/(кВт·ч), $\text{Э} = k_{\text{и}}/[b\delta^{-1}(d^{-1} - D^{-1})]$.

Таким образом, при постоянных условиях измельчения материала производительность мельницы пропорциональна потребляемой полезной мощности.

Между геометрическими параметрами барабанной мельницы и полезной мощностью существует определенная зависимость:

$$N = kD^{2,5...2,6}L,$$

где k — коэффициент пропорциональности; 2,5 — показатель степени для шаровых мельниц; 2,6 — то же, для мельниц самоизмельчения.

Формула справедлива при определенном и постоянном режимах работы мельницы. При увеличении длины шаровой мельницы с решеткой и работе ее в замкнутом цикле с классификатором необходимо снижать циркулирующую нагрузку, что предопределяет снижение ее удельной производительности. Оптимальная циркулирующая нагрузка этих мельниц при определенном режиме работы обратно пропорциональна длине их барабана.

Таким образом,

$$Q = \text{Э}kD^{2,5...2,6}L = cD^{2,5...2,6}L.$$

Удельной производительностью барабанной мельницы называют производительность, приходящуюся на 1 м^3 объема барабана:

$$q = cD^{2,5...2,6}L/(\pi D^2 L/4).$$

Отношение удельных производительностей двух мельниц, измельчающих один и тот же материал при одинаковом режиме работы,

$$q_2/q_1 = (D_2/D_1)^{0,5...0,6}.$$

С ростом степени заполнения мельницы измельчающей средой увеличивается расход энергии на измельчение, достигая максимума при φ = 50 % (каскадный режим). При этом соответственно повышается производительность мельницы. Наиболее высокие показатели измельчения достигаются при значениях φ и ψ, приведенных в табл. 8.1.4.

8.1.4. Оптимальные значения φ и ψ

Показатель, %	Типы мельниц				
	шаровые	стержневые	«Каскад»	«Аэрофол»	рудно-галечные
φ	40...50	35...40	38...42	35...42	45...50
ψ	75...80	65...70	70...75	85...95	75...85

С увеличением относительной частоты наблюдается рост потребляемой удельной мощности. Производительность и выход клас-

са –0,074 мм в расчете на 1 кВт·ч возрастают так же, как и частота. Однако это справедливо до некоторого предела: для мельниц «Аэрофол» до $\psi = 0,95$, «Каскад» до $\psi = 0,85$. Когда в питании мельницы самоизмельчения содержится много мелочи, ее производительность снижается. Производительность мельницы тем выше, чем выше эффективность классификации.

Увеличение скорости прохождения материала через мельницу, имеющее место при возрастании циркулирующей нагрузки, способствует повышению эффективности работы измельчающей среды, уменьшению степени переизмельчения и улучшению производительности мельницы.

Увеличение производительности мельницы, работающей в открытом цикле, приводит к росту скорости прохождения руды через мельницу, т.е. играет такую же роль, как циркулирующая нагрузка в замкнутых циклах. Каждой разновидности руды соответствуют оптимальные значения общей производительности и циркулирующей нагрузки, при которых обеспечивается наиболее высокая производительность мельницы по готовому продукту.

Производительность барабанных мельниц рассчитывают по методу подобия, т.е. исходя из практических данных их работы при режимах, близких к оптимальному. При этом учитывают различия в измельчаемости, крупности исходного и измельченного продукта, размерах и способе разгрузки мельницы. Расчет проводят по удельной производительности или эффективности измельчения.

Экспериментально определяют удельную производительность эталонной мельницы q_1 по вновь образованному расчетному классу (–0,074 мм).

Удельную производительность проектируемой мельницы q_2 рассчитывают по формуле К.А. Разумова[1]:

$$q_2 = q_1 k_и k_к k_D k_т,$$

где $k_и$ — коэффициент, учитывающий различие в измельчаемости руд (определяется экспериментальным путем и представляет собой отношение производительностей мельницы по вновь образованному расчетному классу при измельчении исследуемой и эталонной руд); $k_к$ — коэффициент, учитывающий различие в крупности исходного материала и измельченного продукта [при ориентировочных расчетах $k_к = m_2/m_1$, где m_2 и m_1 — относительные удельные производительности шаровых мельниц при проектируемой и эталонной крупности исходного материала и измельченного продукта (см. табл. 8.1.5)]; k_D — коэффициент, учитывающий различие в размерах мельниц, $k_D = (D_2/D_1)^{0,5}$; $k_т$ — коэффициент, учитывающий различие в типе мельниц (при переходе от шаровой мельницы с центральной разгрузкой к мельнице с принудительной разгрузкой $k_т = 1,1...1,15$; при обратном переходе $k_т = 0,9...0,85$).

Удельная производительность проектируемой мельницы по руде

$$q = q_2/(\beta_2 - \alpha_2),$$

где α_2 и β_2 — содержание расчетного класса в исходном материале и измельченном продукте.

Производительность Q_2 проектируемой мельницы по руде:

$$Q_2 = qV_2 = q_2V_2/(\beta_2 - \alpha_2),$$

где V_2 — объем проектируемой мельницы, м^3.

8.1.5. Значения относительной производительности шаровых мельниц

Крупность исходного материала, мм	Содержание класса –0,074 мм в измельченном продукте, %					
	40	48	60	72	85	95
–40+0	0,77	0,81	0,83	0,81	0,80	0,78
–20+0	0,89	0,92	0,92	0,88	0,86	0,82
–10+0	1,02	1,03	1,00	0,93	0,90	0,85
–5+0	1,15	1,13	1,05	0,95	0,91	

Эффективность измельчения работающей $Э_1$ и проектируемой $Э_2$ мельниц по вновь образованному расчетному классу

$$Э_1 = q_1V_1/N_1;\ Э_2 = q_2V_2/N_2,$$

где V_1 и V_2 — объемы работающей и проектируемой мельниц, м^3; N_1 и N_2 — мощности, потребляемые мельницами, кВт.

Заменив q_2, получают

$$Э_2 = q_1 k_и k_к k_D k_т V_2/N_2.$$

Между удельной мощностью проектируемой $N_2^{уд}$ и эталонной $N_1^{уд}$ мельниц существуют зависимости

[1] **Разумова К.А.** Зависимость между производительностью мельницы и величиной циркулирующей нагрузки // Горный журнал. 1949. № 6.

$$N_2^{уд} = N_1^{уд}(D_2/D_1)^{0,5},$$

$$N_2 = N_1^{уд}(D_2/D_1)^{0,5}k_т V_2.$$

Тогда

$$Э_2 = q_1 k_и k_к (D_2/D_1)^{0,5} k_т V_2 / [N_1^{уд}(D_2/D_1)^{0,5} k_т V_2] =$$

$$= q_1 V_1 k_и k_к / (N_1^{уд} V_1) = Э_1 k_и k_к.$$

Эффективность измельчения по руде проектируемой мельницы

$$Э = Q_2/N_2 = qV_2/[N_2(\beta_2 - \alpha_2)] = Э_2/(\beta_2 - \alpha_2).$$

Производительность проектируемой мельницы по руде

$$Q_2 = ЭN_2 = Э_2 N_2/(\beta_2 - \alpha_2).$$

Силы, действующие на корпус барабана. При установившемся режиме работы на детали вращающейся части мельницы, привода, главных подшипников и фундамент действуют следующие силы: силы тяжести вращающейся части мельницы, шаровой загрузки, пульпы; центробежная сила инерции, развиваемая массой мелющих тел и материала; сила ударов и вибрация, возникающие от падения мелющих тел и размалываемого материала; силы в зацеплении открытой пары привода мельницы.

Центробежная сила

$$P_ц = 0{,}23G,$$

где G — сила тяжести загружаемых мелющих тел.

Центробежная сила $P_ц$ (рис. 8.1.17) направлена вдоль радиуса, проходящего через

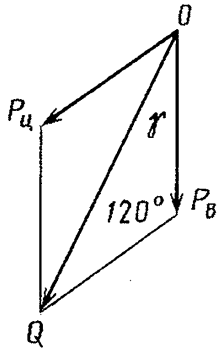


Рис. 8.1.17. Силы, действующие на корпус барабана:
$P_ц$ — центробежная сила; $P_в$ — сила тяжести вращающихся деталей мельницы с мелющими телами; Q — равнодействующая сил

центр тяжести вращающейся массы, мелющих тел и материала. Все действующие на барабан силы, за исключением центробежной, равномерно распределены по длине барабана и направлены вертикально вниз. Так как мелющие тела и материал при вращении барабана мельницы распределяются относительно вертикальной плоскости симметрии мельницы на две неравные по массе части, то центр их тяжести не лежит в этой плоскости.

Учитывая, что сила тяжести мелющих тел составляет небольшую долю от общей силы тяжести деталей мельницы, участвующих во вращении, можно принять, что равнодействующая всех перечисленных сил лежит в вертикальной плоскости симметрии барабана мельницы. Если $P_в$ — сила тяжести вращающихся деталей мельницы вместе с мелющими телами, то равнодействующая сила

$$Q^2 = P_в^2 + P_ц^2 - 2P_в P_ц \cos(180 - 60°).$$

После подстановки значения cos 120°

$$Q = (P_в^2 + P_ц^2 + P_в P_ц)^{0,5}.$$

Силы в зацеплении зубчатой пары. Направление вращения вал–шестерни принимают таким, чтобы вертикальная составляющая окружной силы зубчатого венца прижимала корпус приводного вала к фундаменту.

Опорные реакции подшипников. На подшипники действуют силы тяжести питателя, загрузочной, средней и разгрузочной частей, зубчатого венца, силы от зацепления, силы от мелющих тел и размалываемого материала. Результирующие реакции подшипников определяют по формулам

$$R_А = (R_{А.г}^2 + R_{А.в}^2)^{0,5};$$

$$R_Б = (R_{Б.г}^2 + R_{Б.в}^2)^{0,5},$$

где $R_А$ и $R_Б$ — результирующие реакции на каждой опоре; $R_{А.г}$, $R_{А.в}$, $R_{Б.г}$, $R_{Б.в}$ — горизонтальные и вертикальные составляющие реакций на каждой опоре.

Эти реакции используют при определении нагрузок на фундамент. Динамические нагрузки на фундамент, возникающие при пуске и работе мельницы, устанавливают проектные организации, проектирующие фундамент. Для шаровых и стержневых

мельниц коэффициент динамики принимают равным 2,5.

Напряжения в корпусе барабана и торцевых крышках определяют по методикам, принятым для расчета оболочек и балок.

Расчет на ЭВМ методом конечных элементов позволяет выявить реальный характер распределения нагрузок и уровень напряжений в любом сечении корпуса барабана и торцовых крышек. Расчеты открытой зубчатой пары, приводного вала, подшипников приводного вала и редуктора, болтовых соединений, главных подшипников, деталей редуктора выполняют по общепринятым методам расчета деталей машин.

При выборе электродвигателя привода мельницы ведут расчеты по определению значений статического момента сопротивления и махового момента вращающейся части с шаровой загрузкой и пульпой, а также вращающихся деталей привода.

Глава 8.2

МЕЛЬНИЦЫ САМОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Конструкция мельниц сухого самоизмельчения незначительно отличается от конструкции мельниц мокрого самоизмельчения. Основное отличие в способе разгрузки состоит в следующем: при сухом самоизмельчении разгрузка осуществляется через полую разгрузочную цапфу с помощью отсоса из барабана мельницы воздуха с мелкими фракциями продукта.

Конструкция разгрузки мельниц мокрого самоизмельчения подобна конструкции разгрузки через решетку шаровых мельниц. Исходный материал, поступающий в барабан мельницы, претерпевает деформацию при ударе падающих кусков руды о находящийся в нижней части мельницы материал. При вращении барабана, имеющего лифтеры и профильные футеровки крышек, материал поднимается вверх на бóльшую высоту, чем при вращении барабана шаровой мельницы. Одновременно с этим проходит частичная сегрегация материала по крупности: мелкие куски сосредоточиваются на периферии, крупные — ближе к оси вращения, что обусловливает их движение по разным траекториям.

Разрушение материала происходит в результате удара кусков друг о друга при падении, вследствие истирания при качении кусков в каскадной зоне, а также вследствие ударов и сжатий, наносимых набегающими лифтерами в зоне «ложного носка» по уплотненной компактной части материала. Действие лифтеров в этом случае подобно действию подвижной щеки в щековой дробилке.

Дополнительное разрушение материала происходит в зоне «истинного носка», где материал подвергается всестороннему сжатию, затем при подъеме материала нагрузка сжатия снимается, что приводит к развитию естественных дефектов и снижению прочности самоизмельчаемого материала. В мельницах сухого самоизмельчения материал, покидая круговые траектории, пересекается потоком воздуха, проходящим через полые цапфы. Частицы материала определенной крупности извлекаются потоком воздуха из зоны свободного падения и удаляются из мельницы, что является первичной классификацией измельчаемого материала.

В мельницах мокрого самоизмельчения материал определенной крупности выводится как путем фильтрации через компактную часть, так и частично через рыхлую часть загрузки. Скорость удаления материала при этом ниже, чем в случае его извлечения воздушным потоком из зоны свободного падения в мельницах сухого самоизмельчения, что предопределяет разницу в характеристике крупности получаемых продуктов измельчения.

8.2.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Мельница для мокрого самоизмельчения ММС-7000×2300 (рис. 8.2.1) состоит из барабана *1* с торцовыми крышками *3* и *14*, загрузочной *4* и разгрузочной *12* цапф, опирающихся на подшипники *5* и *11*. Вращение барабану передается электродвигателем *7* посредством зубчатой муфты *8*, приводной шестерни, установленной на сферических роликовых подшипниках, и зубчатого венца *10*, смонтированного на фланце разгрузочной цапфы *12*.

Корпус барабана состоит из двух половин, соединенных фланцами. К нему присоединены полые цапфы *4* и *12*. В цапфах находятся загрузочная и разгрузочная втулки. Загрузочная втулка имеет спирали, предназначенные для ус-

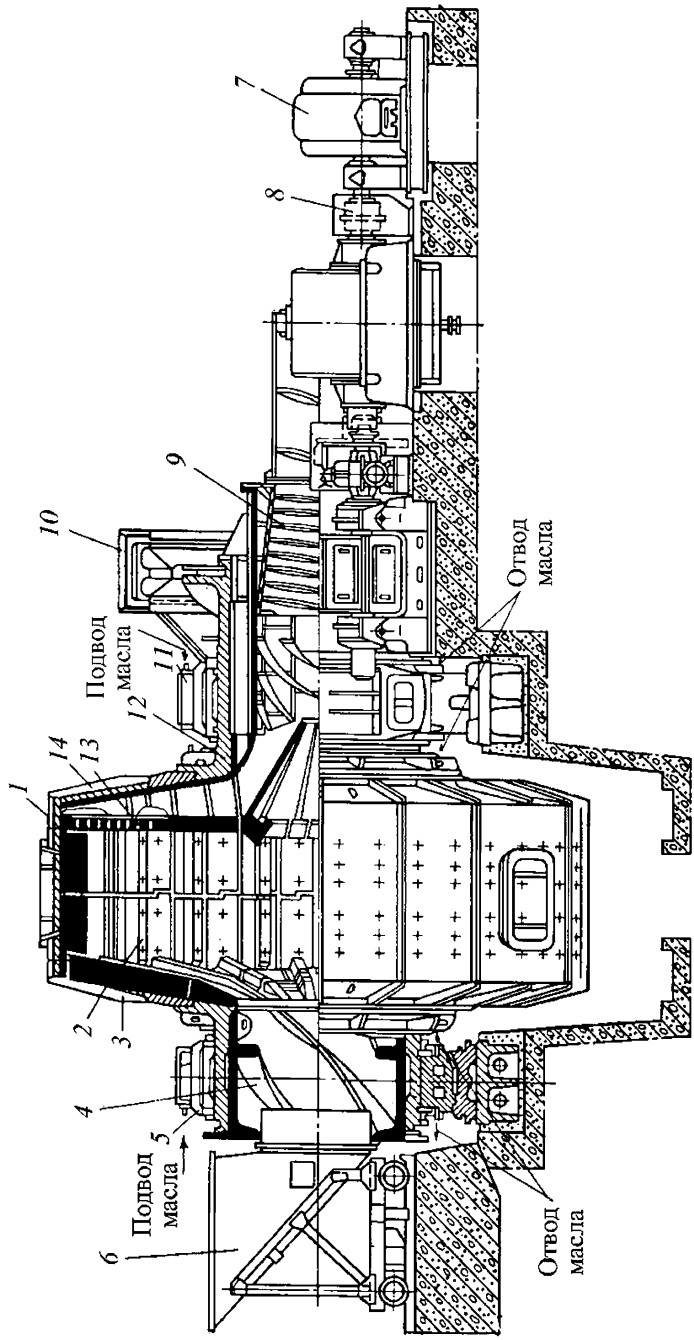


Рис. 8.2.1. Продольный разрез мельницы для мокрого самоизмельчения руд типа ММС-7000×2300

корения подачи руды в мельницу, и спиральное устройство для возвращения в мельницу пульпы, протекающей через уплотнение.

Исходная руда загружается в мельницу при помощи загрузочного устройства *6*, представляющего собой патрубок, передвигаемый по рельсам механическим приводом. Футеровка барабана включает в себя броневые плиты и лифтеры (клинья) *2*. Для сопряжения с лифтерами стыки броневых плит имеют наклонные скосы. Футеровка торцовых стенок выполнена из двух рядов плит. Крепление плит осуществляется лифтерами и болтами с потайными головками.

У разгрузочного конца мельницы установлена решетка *13*. Щели ее имеют ширину 20 мм и расширяются в сторону разгрузки. Крепятся решетки боковыми лифтерами и болтами. Наличие решетки и разгрузочных лифтеров позволяет осуществлять принудительную выгрузку из мельницы измельченного материала и поддерживать низкий уровень пульпы в мельнице.

Классификация разгрузки мельницы выполняется на бутаре *9*, закрепленной на разгрузочной цапфе. Рудная галя выделяется из мельницы через окна, которые вырезаются в разгрузочной решетке. Мельницы мокрого самоизмельчения в зависимости от типоразмера приводятся в движение одним или двумя двигателями мощностью до 3000...4000 кВт. Зубчатый венец привода смонтирован на разгрузочной цапфе, с ним сопряжены через одну или две малые шестерни один или два приводных вала [8].

Мельница типа «Аэрофол» по конструкции во многом аналогична мельнице ММС. Принцип действия мельницы «Аэрофол» показан на рис. 8.2.2. Исходная руда поступает в мельницу через загрузочную цапфу. При вращении барабана — короткого цилиндра *1* — под действием центробежных сил и с помощью лифтеров *2* куски руды поднимаются на определенную высоту и падают в нижнюю зону, в результате чего происходит измельчение (самоизмельчение) материала.

Торцовые крышки *3* барабана снабжены отражательными кольцами *4* для предотвращения сегрегации материала в рабочем простран-

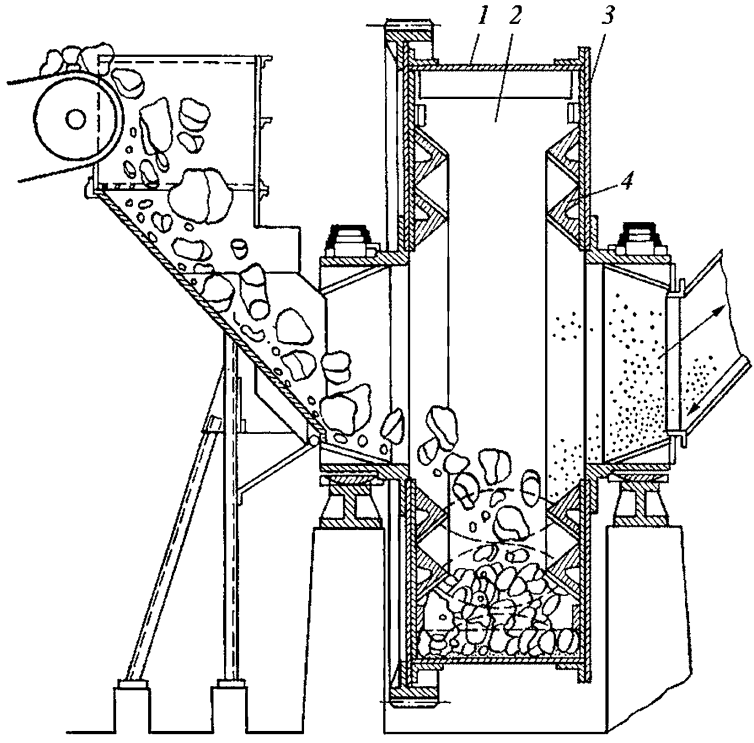


Рис. 8.2.2. Мельница типа «Аэрофол»

стве мельницы. Эти кольца также способствуют измельчению материала в результате трения и повышению производительности мельницы.

Мельница «Аэрофол» работает в замкнутом цикле с воздушным сепаратором и циклоном. Через мельницу и классифицирующие аппараты (сепаратор и циклоны) вентилятором (эксгаустером) подается воздух. Измельченный материал выносится воздушным потоком из барабана через разгрузочную цапфу.

Крупность продукта измельчения регулируется изменением скорости воздушного потока, проходящего через мельницу. Мелкие частицы материала заданного размера попадают в воздушный поток и выносятся за пределы рабочего пространства мельницы в классификатор и далее в циклон и сепаратор, откуда готовый продукт идет на обогащение, а крупные куски возвращаются на доизмельчение.

Технические характеристики мельниц самоизмельчения приведены в табл. 8.2.1.

Сущность процесса рудного самоизмельчения заключается в том, что куски крупнее 75 мм играют роль измельчающих тел для более мелких частиц руды и сами при этом измельчаются. Такие мельницы имеют большой диаметр (до 15 м) и сравнительно малую длину ($D/L \geq 3$).

Конструктивные части мельницы ММС-8700×2600

Загрузочный короб состоит из корпуса *1*, рамы *2* и основания *3* (рис. 8.2.3). Рабочая камера загрузочного короба начинается горизонтальным фланцем с входным прямоугольным отверстием и заканчивается боковым патрубком цилиндрической формы с проходным отверстием диаметром 2390 мм. Рабочая камера может загружаться непосредственно экскаватором с ковшом вместимостью 5 м^3. Боковой патрубок имеет два неподвижных уплотнения: торцовое по стыку с вращающейся воронкой и внутреннее радиальное. Боковые стенки рабочей камеры футеруются плитами из износостойкой стали или плитами с износостойкой наплавкой. Футеровки крепятся болтовыми соединениями с уплотнением.

Вращающаяся часть является основным узлом мельницы, в котором поступающие в мельницу куски материала размером до 900 мм дробятся и измельчаются до размера −5 мм и смешиваются с водой. Вращающаяся часть мельницы состоит из загрузочной воронки, барабана, двух подшипниковых цапф и камеры домола. Загрузочная воронка — сварная металлоконструкция, защищенная внутри слоем износостойкого материала. Форма воронки конусная, направлен-

8.2.1. Технические характеристики мельниц мокрого и сухого самоизмельчения

Типоразмер	Диаметр барабана, мм	Длина барабана, мм	Номинальный объем барабана, м^3	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения барабана, мин$^{-1}$	Производительность, т/ч	Эксплуатационная масса, т
Мокрый помол							
ММС-5000×2300	5000	2300	38	60	15,24	–	187,21
ММС-7000×2300	7000		80	1600	13		422,5
ММС-7000×6000А		6000	195	4000			719
ММС-8700×2600	8700	2600	140	3150	11,4	350...500	840
ММС-9000×3000А	9000	3000	160	4000	11,5	–	820
Сухой помол							
МСС-5700×1850	5700	1850	44,5	800	13,2	60...70	250
МСС-8700×2600	8700	2600	140	3150	11,4	200...260	680
МГР-4000×7500	4000	7500	83	2000	–	–	311
МГР-5500×7500	5500		160	3150	14,88		694,63
МГР-4500×6000	4500	6000	83	2500	16,7		333,415

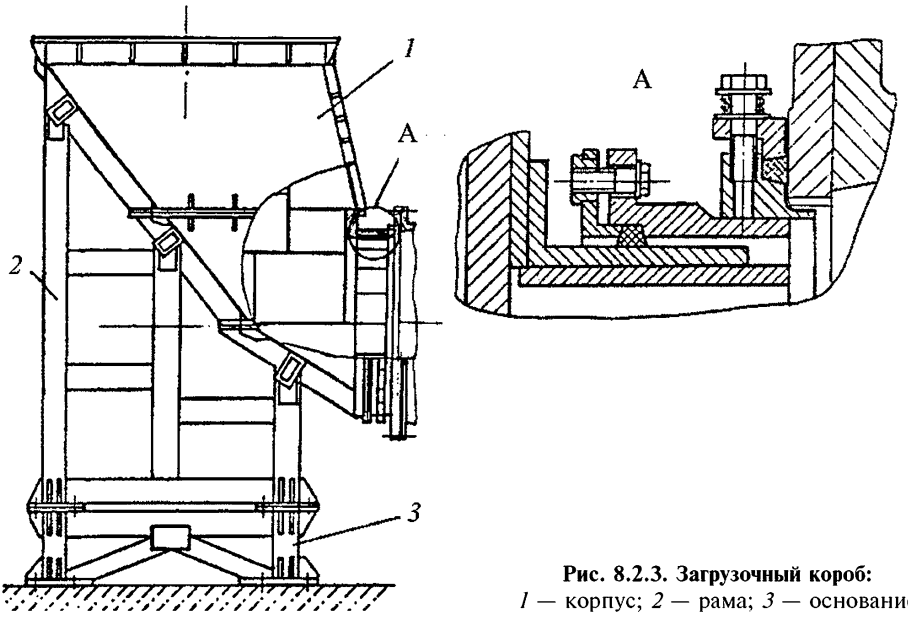


Рис. 8.2.3. Загрузочный короб:
1 — корпус; *2* — рама; *3* — основание

ная раструбом внутрь барабана. Передним коническим пояском и выступом среднего фланца воронка устанавливается в полость подшипниковой цапфы. Средний фланец воронки крепится к цапфе болтами и дополнительно фиксируется приварными силовыми втулками.

Корпус барабана выполняют из четырех равных секторов, соединяемых между собой болтами с последующей фиксацией штифтами и приварными силовыми втулками. Футеровки и лифтеры крепят к барабану болтами через резиновые прокладки, снижающие уровень шума и динамических нагрузок на корпус барабана.

Зазоры между элеваторами и стенками секторов и промежуточных ребер, а также внутренние полости подрешетных ребер заливают цементным раствором. Для предотвращения течи пульпы через болтовые соединения футеровочных элементов с барабаном применены уплотнительные кольца из сальниковой набивки. Поддержание рабочего натяга в болтах и исключение их обрывов обеспечивают пакетами тарельчатых пружин в болтовых соединениях. Со стороны загрузки к барабану мельницы крепится зубчатый венец привода.

Крепление включает в себя болты, установленные с зазором в отверстия фланцев барабана и зубчатого венца, и болты с призонной частью в отверстиях фланца барабана и скользящей частью по овальному отверстию во втулке фланца зубчатого венца для компенсации температурных расширений корпуса барабана. С обоих торцов в корпус барабана вставлены цапфы с помощью центрирующих зажимных посадок с натягом.

Такая конструкция исключает возможность появления зазора в этом соединении. Цапфы закрепляют специальными высокопрочными болтами и приваренными силовыми втулками. Гайки специальных болтов имеют вмонтированные пластмассовые кольца, предотвращающие самоотвинчивание. Поскольку корпус барабана подвержен значительным знакопеременным нагрузкам, предусмотрено оребрение всей наружной поверхности и выполнение на внутренней поверхности торцовых стенок дополнительных радиальных ребер жесткости, что обеспечивает повышенную прочность корпуса.

Главные подшипники. Подшипник состоит из четырех отдельных секций, опирающихся на самоустанавливающиеся элементы на плите корпуса подшипника с возможностью регулирования по высоте. Сварные корпус и крышка защищают секции подшипника от внешней среды и служат также для сбора и отвода охлаждающего масла (рис. 8.2.4).

Вкладыш изготовлен из поковки. На цилиндрическую поверхность, выполненную

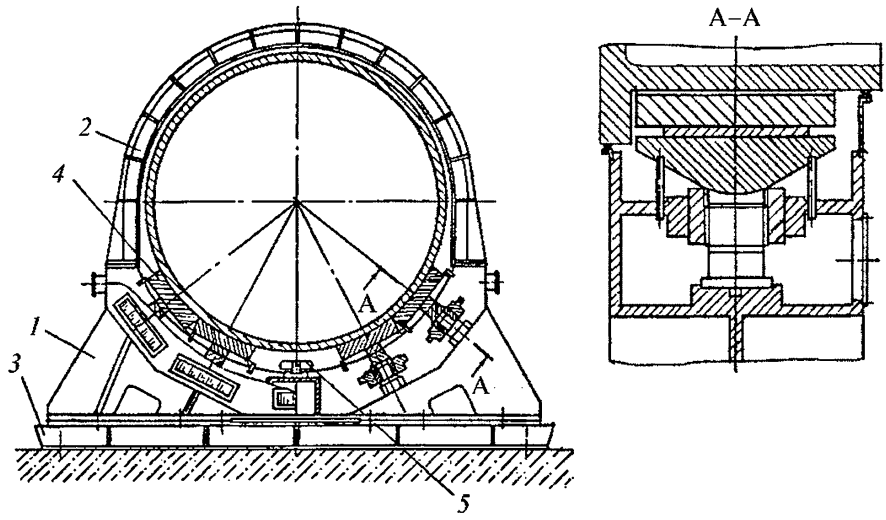


Рис. 8.2.4. Главный подшипник:
1 — корпус; *2* — крышка; *3* — основание; *4* — вкладыш; *5* — упор

с пазами типа ласточкин хвост, нанесен антифрикционный слой из баббита. Охлаждение антифрикционного слоя осуществляется водой, циркулирующей по каналам опорного сегмента. Для обеспечения гидродинамического режима работы подшипника на конце каждого опорного сегмента имеется карман специального профиля, куда под давлением

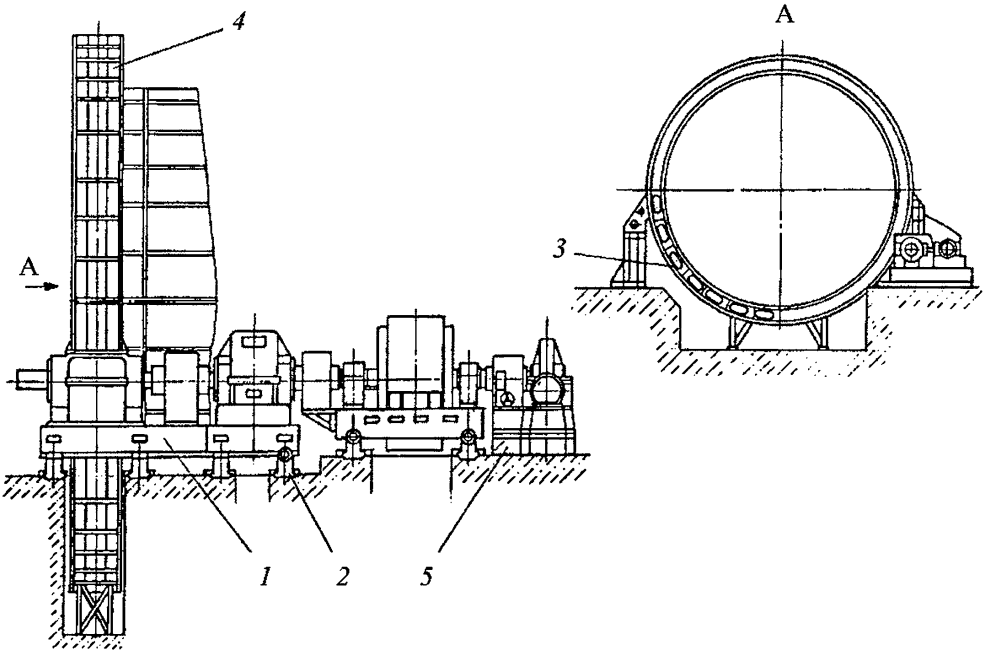


Рис. 8.2.5. Привод:
1 — главный привод; *2* — установка салазок; *3* — зубчатый венец; *4* — кожух зубчатого венца; *5* — вспомогательный привод

0,6 МПа подается масло. Заходный профиль кармана выполняется по кривой согласно гидродинамическому расчету. Осевая нагрузка, передаваемая буртом цапфы, воспринимается упорами, расположенными в нижней части подшипника между опорными сегментами.

Привод мельницы (рис. 8.2.5) осуществляется от синхронного электродвигателя через одноступенчатый редуктор и открытую зубчатую пару. В креплении зубчатого венца на фланце барабана предусмотрена возможность компенсации температурного расширения корпуса барабана. Редуктор главного привода мельницы одноступенчатый цилиндрический с шевронным зацеплением. Узел приводного вала состоит из корпуса подшипников, крышки корпуса, подвенцовой шестерни и вала.

В сквозные крышки, закрывающие и фиксирующие подшипники качения приводного вала, встроены уплотнения, исключающие вытекание масла из полостей подшипников и проникновение туда пыли. Муфты соединения электродвигателя с редуктором и редуктора с приводным валом эластичные с вилкообразными торцовыми кольцевыми выступами полумуфт, входящими лабиринтно друг в друга.

Кольцевые выступы полумуфт перерезаны радиальными пазами, в которые входят сухари-амортизаторы, передающие вращающий момент. Моторная полумуфта насаживается на вал электродвигателя с натягом, остальные полумуфты — через эвольвентное шлицевое соединение.

Мельница сухого самоизмельчения МСС-8700×2600 предназначена для помола и одновременной сушки сырьевых материалов повышенной влажности в технологических линиях сухого способа производства цемента.

Загрузочное устройство (рис. 8.2.6) представляет собой массивную крупногабаритную металлоконструкцию, разделенную на части. Состоит она из желоба, опоры, тележки с подъемной платформой и монтажной лебедки. Желоб является цельной металлоконструкцией и выполняет функцию соединения мельницы с технологическим оборудованием, обеспечивая подачу измельчаемого материала в барабан мельницы.

Рабочая камера желоба начинается входным отверстием, имеет в нормальном сечении овал 1828×2585 мм и заканчивается патрубком с проходным отверстием диаметром 2535 мм. Течь желоба защищена от износа футеровочными элементами. Желоб включает в себя два неподвижных и одно подвижное уплотнение с цапфой вращающейся части. Нагрузки от силы тяжести желоба и транспортируемого материала передаются на металлоконструкцию опоры. Исполнительным органом подъема и опускания желоба с опорой являются четыре гидродомкрата, установленные на несущей раме тележки.

Вращающаяся часть (рис. 8.2.7) является основным узлом мельницы, в котором прохо-

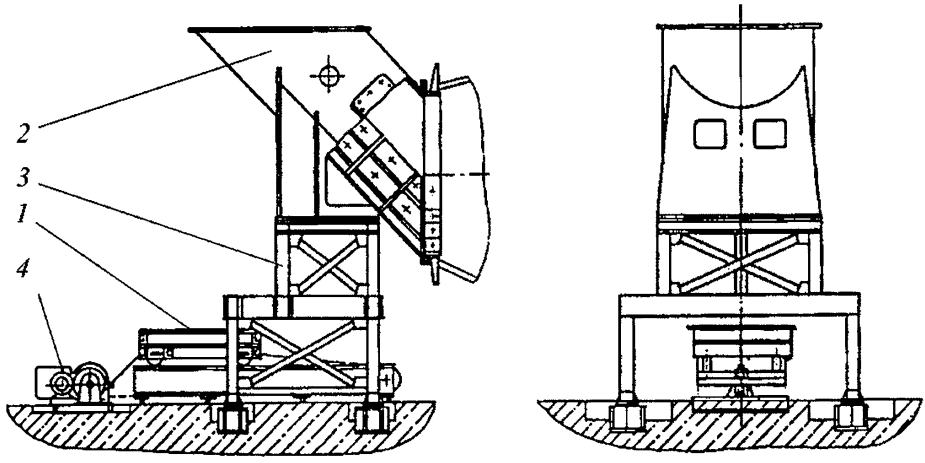


Рис. 8.2.6. Загрузочное устройство:
1 — тележка с подъемной платформой; *2* — желоб; *3* — опора; *4* — монтажная лебедка

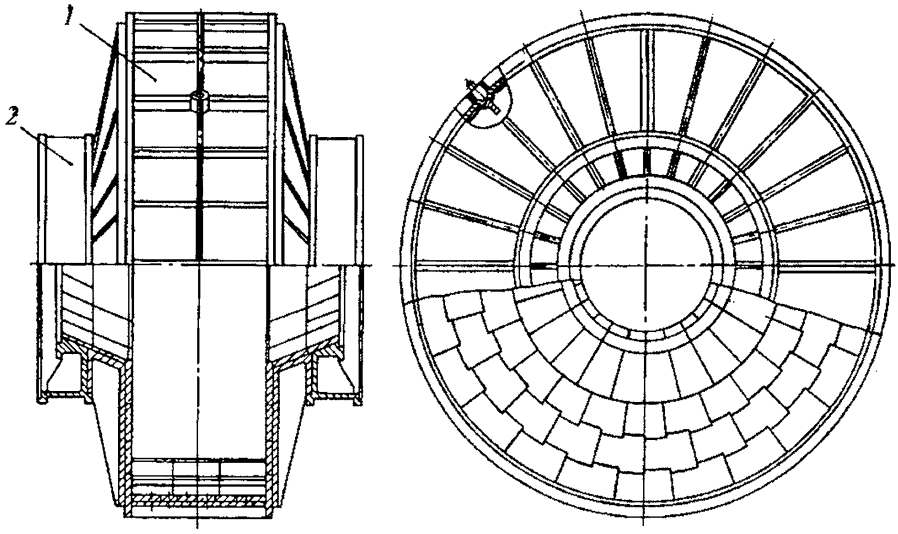


Рис. 8.2.7. Вращающаяся часть:
1 — барабан; *2* — подшипниковая цапфа

дит рабочий процесс получения готового продукта необходимой крупности. Корпус барабана выполнен из четырех секторов. На внутреннюю поверхность барабана устанавливают сменные футеровочные элементы: четыре ряда плоских футеровок на торцовых стенках; три ряда лифтеров и шесть рядов прижимных плит на обечайке. На внутреннюю поверхность цапф устанавливают по два ряда футеровок. Остальная конструкция аналогична мельнице ММС.

8.2.2. МЕЛЬНИЦЫ ДИНАМИЧЕСКОГО САМОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

Одним из современных направлений в технике измельчения материалов является, разработанный в Северо-Кавказском горно-технологическом университете (г. Владикавказ) способ динамического самоизмельчения. На его основе созданы мельницы динамического самоизмельчения типа МАЯ (мельница Александра Ягупова), которые относятся к классу центробежных мельниц. Отличительная особенность мельниц МАЯ состоит в интенсивном динамическом воздействии на разрушаемый материал, вызывающем его самоизмельчение. Мельница динамического самоизмельчения МАЯ относится к классу роторных центробежных мельниц. В основу ее работы положен способ измельчения материала в результате соударения, сжатия, скалывания и истирания частиц друг о друга.

Мельница МАЯ К-10 (рис. 8.2.8) состоит из ротора *4*, чаши *9*, вала *6*, подшипниковых узлов *3*, *11*, лабиринтной защиты нижнего подшипника *10*, кольца *8*, винтовых домкратов *7*, корпуса *5*, металлоконструкции *13*, коллектора *12*, привода *1*, загрузочной течки *2*. Измельченный материал выгружается через горизонтальную кольцевую щель, которая образована верхней кромкой чаши *9* и кольцом *8*.

Преимущества данной мельницы кроются в том, что ее удельная производительность в 1,5–2,5 раза больше, чем традиционного измельчительного оборудования; удельный расход энергии в 2–3 раза меньше, значительно меньше также удельный износ металла рабочих органов по сравнению с шаровыми барабанными мельницами.

Существенный технологический недостаток мельницы МАЯ — это переизмельчение материала и невозможность получения зерновых фракций требуемого состава. К конструктивному недостатку следует отнести отсутствие механизма регулирования гранулометрического состава продукта измельчения.

В промышленность также внедряют новейшую технику, примером которой является

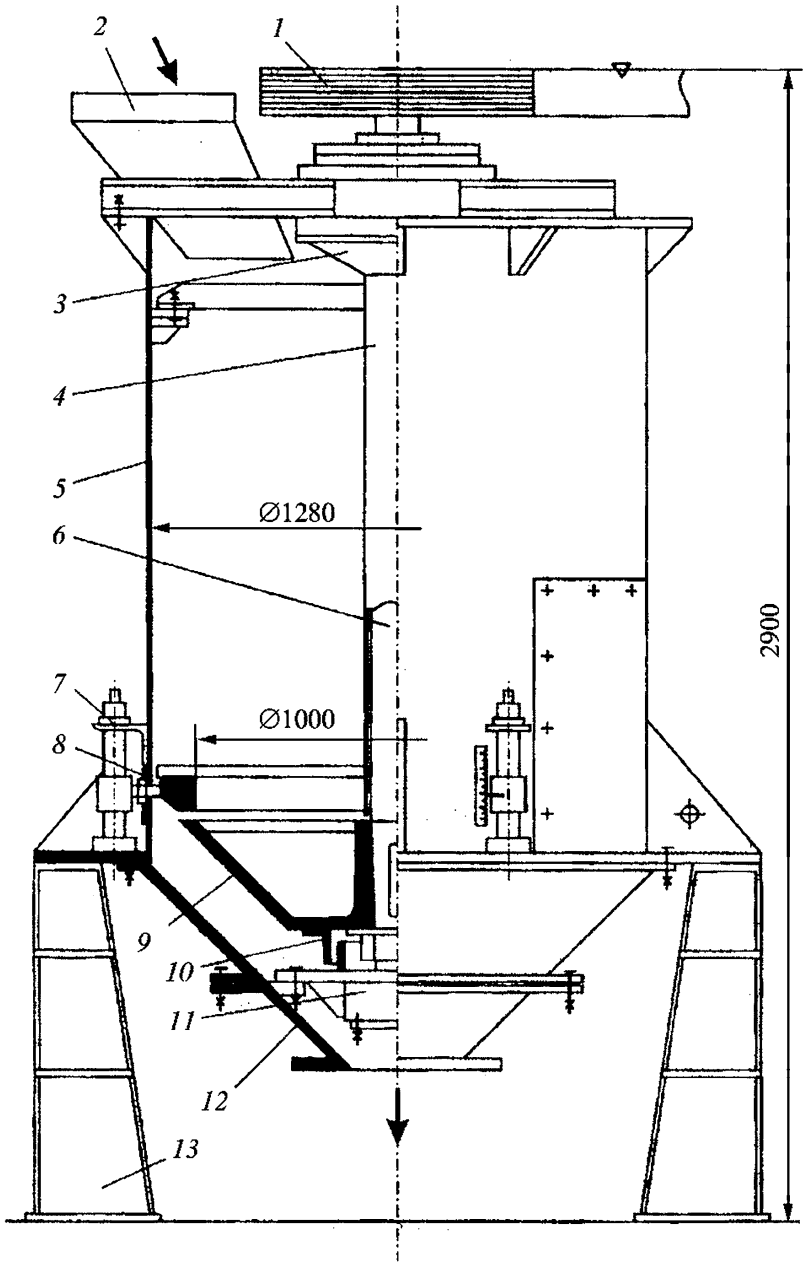


Рис. 8.2.8. Мельница МАЯ

центробежно-ударная мельница «Титан М» (рис. 8.2.9). Мельница «Титан М» работает следующим образом. Исходный материал подается через бункер-питатель *1* в центр ускорителя *2*, вращение которому передает электродвигатель *7*. Вылетающий из ускорителя материал измельчается об отбойные плиты *3*. Мельница просасывается вентилятором. Материал крупнее граничной крупности выгружается через патрубок *5* и возвращается на доизмельчение элеватором. Материал крупностью, меньшей граничной, в виде аэросмеси посту-

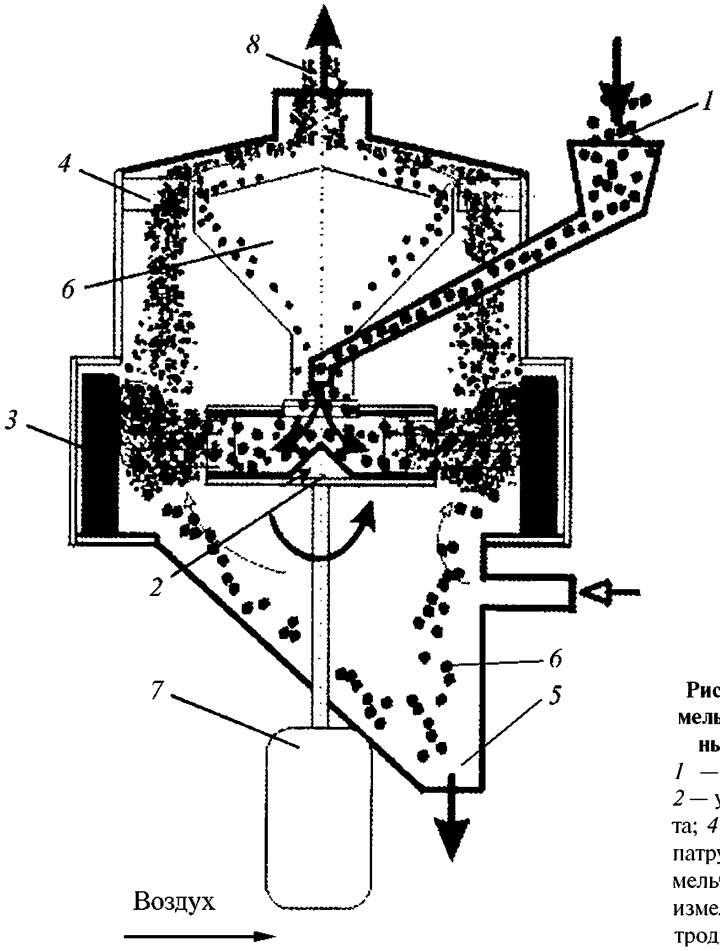


Рис. 8.2.9. Схема центробежной мельницы «Титан М» со встроенным воздушным сепаратором:
1 — бункер-питатель мельницы; *2* — ускоритель; *3* — отбойная плита; *4* — воздушный сепаратор; *5* — патрубок для выгрузки недоизмельченного материала; *6* — недоизмельченный материал; *7* — электродвигатель; *8* — готовый продукт

8.2.2. Технические характеристики мельниц динамического самоизмельчения

Параметр	МЦ-0,36	МЦ-063	МЦ-1,25	МЦ-1,6	МАЯ-Р6	МВ-1	«Титан» М-63	«Титан» М-125	«Титан» М-160
Питание, мм	До 10		До 40		+50 (18,5 %)	70	До 30	До 40	До 70
Продукт, мм	0,06...0,3	0,04...0,3		0,06...0,5	–0,08 (37,7 %)	0,08... 0,03	0,04... 0,3	0,05... 0,5	0,06...3
Производительность по исходной руде (продукту), т/ч	0,5	0,5...2,5	3,0...8,0	5,0...15,0	2 (0,75 %)	5	1...3	3...15	10...55
Установленная мощность привода, кВт	15	82,5	218,5	272	20	100	110	305	850
Эксплуатационная масса, т	1,5	2,4	9	13...16	19	–	8	22	35

пает в сепаратор *4*, где происходит дополнительное разделение. Недоизмельченный материал *6* возвращается в ускоритель, а готовый продукт осаждается в циклонах *8*.

Технические характеристики мельниц динамического самоизмельчения приведены в табл. 8.2.2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1980. 395 с.

2. **Серго Е.Е.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых: учеб. для вузов. М.: Недра, 1985. 285 с.

3. **Вайсберг В.М.** Эксплуатация дробильных и измельчительных установок. М.: Недра, 1989. 315 с.

4. **Головин В.С., Кононенко А.Е., Калюнов Г.А., Курганский В.И.** Акустическая оптимизация мельницы сухого самоизмельчения ММС- 5700×1850 // Строительные и дорожные машины. 1984. № 10. С. 17, 18.

5. **Калюнов Г.А., Курганский В.И., Мазо В.И. и др.** Исследование опыта проектирования мельниц сухого самоизмельчения. М.: ВНИИметмаш, 1978. С. 88–110.

6. **Калюнов Г.А., Курганский В.И., Скрипов М.А.** Из опыта проектирования привода мельниц сухого самоизмельчения // Строительные и дорожные машины. 1977. № 12. С. 25–28.

7. **Кононенко А.Е., Курганский В.И.** К вопросу прочности футеровки барабана шаровых мельниц // Строительные и дорожные машины. 1982. № 6. С. 11–12.

8. **Курганский В.И.** Опыт конструирования и расчет мельниц сухого самоизмельчения // Строительные и дорожные машины. 1979. № 12. С. 17–19.

9. **Горное** оборудование Уралмашзавода / Колл. авторов; отв. ред.-составитель Г.Х. Бойко. Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. 240 с.

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Лагунова Юлия Андреевна,
Комиссаров Анатолий Павлович,
Шестаков Виктор Степанович и др.

МАШИНОСТРОЕНИЕ. ЭНЦИКЛОПЕДИЯ
Том IV-24

ГОРНЫЕ МАШИНЫ

Редактор *А.П. Лебедева*
Дизайнер *Н.А. Свиридова*
Корректор *М.Я. Барская*
Инженер по компьютерному макетированию *В.Г. Верхозин*

Сдано в набор 01.02.2011 г. Подписано в печать 11.08.2011 г.
Формат 70×100 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура NewtonC.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 40,3.
Уч.-изд. л. 39,8. Тираж 500 экз. Заказ .

ООО «Издательство Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Отпечатано в ГУП ППП «Типография "Наука" РАН»,
121099, Москва, Шубинский пер., 6

ISBN 978-5-94275-567-6

9 785942 755676

УЗТМ

УРАЛМАШЗАВОД

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ПРОИЗВОДСТВО, ПРОДАЖА,
МОНТАЖ ОБОРУДОВАНИЯ У ЗАКАЗЧИКА,
ПОСТАВКА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ, СЕРВИСНЫЕ УСЛУГИ,
В ТОМ ЧИСЛЕ ЗАВОДСКОЙ РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ**

620012, Екатеринбург, пл.Первой пятилетки, тел: (343) 336-62-00, факс: (343) 336-67-02
http://www.uralmash.ru e-mail: mail@uralmash.ru

УЗТМ УРАЛМАШЗАВОД

проектирование, производство, продажа,
монтаж оборудования у заказчика,
поставка запасных частей, сервисные услуги,
в том числе заводской ремонт оборудования

Экскаваторы драглайны

Экскаваторы карьерные

Дробилки

Мельницы

Оборудование
для цементной
промышленности

ЗИП и сервис

620012, Екатеринбург, пл.Первой пятилетки, тел: (343) 336-62-00, факс: (343) 336-67-02
http://www.uralmash.ru e-mail: mail@uralmash.ru