САТТОРОВ З.М.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБОРУДОВАНИЮ СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ

ТАШКЕНТ – 2020

МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬСТВО РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

САТТОРОВ З.М.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБОРУДОВАНИЮ СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ

Рекомендовано научно-методическим Советом Ташкентского архитектурно-строительного института протоколом за №4 от 14 февраля 2020 года в качестве методического пособия для направления образования 5340500 – "Производство строительные материалы, изделия и конструкции".

Полиграфия ООО "PRINT REBEL"
ТАШКЕНТ – 2020

УДК: 69.04/. 05(075)
ББК: 38.6-5я73
С 33

Сатторов З.М.

С 33 Лабораторные работы по технологическому оборудованию строительной индустрии [Текст]: методическое пособие. Сатторов З.М. – Ташкент: Полиграфия ООО “PRINT REBEL”, 2020. – с. 84.

УДК: 69.04/. 05(075)
ББК: 38.6-5я73

В методическом пособия представлены практические работы по определению технических показателей и работаспособности технологического оборудования и машин для измельчения, помола, сортировки и перемешивания строительных материалов по дисциплине “Технологическое оборудование строительной индустрии”. Методическое пособие предназначено для студентов по направления образования 5340500 – “Производство строительные материалы, изделия и конструкции” в сфере образования по архитектуре и строительству. Студенты в лабораторных работах ознакомятся с работоспособностью, строением, конструкцией, характеристиками и техническими показателями технологического оборудования и машинами применяемыми в строительной индустирии. Этим методическим пособием, также могут пользоваться инженерно-технические работники в этой области.

* * *

Рецезенты:

Касимов Э.У. - Заслуженный деятель науке Республике Узбекистана, доктор технических наук, профессор Ташкентского архитектурно-строительного института

Ризаев А.Ж. - Директор ООО “Строительное управление-33”

ISNB 978-9943-6170-3-2

© Сатторов З.М., 2020
© Ташкентский архитектурно-строительный институт, 2020

ВВЕДЕНИЕ

В целях повышение эффективности системы управления промышленностью строительных материалов, стимулирование организации углубленной переработки местного сырья, внедрение передовых технологий, диверсификация номенклатуры производимой продукции и расширение объема экспорта, привлечение в отрасль инвестиций, а также последовательной реализации задач принято постановление Президента Республики Узбекистан от 20 февраля 2019 года за №4198 «О мерах по коренному совершенствованию и комплексному развитию промышленности строительных материалов».

В республике осуществляется широкомасштабная работа по дальнейшему углублению структурных преобразований в промышленности строительных материалов, направленных на обеспечение устойчивых темпов роста производства и экспорта конкурентоспособной продукции, а также модернизацию, техническое и технологическое обновление предприятий.

На сегоднящей день поставлены задачи по расширению ассортимента производства востребованной качественной продукции, насыщению внутреннего рынка импортозамещающими и конкурентоспособными строительными материалами и изделиями отечественного производства, а также наращиванию экспортного потенциала отрасли.

По учебной программе предмета “Технологическое оборудование строительной индустрии”, по которой обучаются студенты направления образования 5340500 – “Производство строительные материалы, изделия и конструкция” должны ознакомиться с работаспособностями,

строениями, конструкциями, характеристиками и техническими показателями технологическим оборудованием пременяемыми в строительной индустирии.

При подготовке и переработки строительных материалов в строительной индустрии самое много используется от технологического оборудования так как, машины и оборудование для измельчения, помола, сортировки и перемешивания строительных материалов.

В этом методическом пособие преведены лабораторные работы определение технических показателей и работаспособности этих технологических оборудований и машин.

Студент при выполнении лабораторной работы выполняет определение: угла захвата щековых дробилок; угловой скорости эксцентрикового вала щековых дробилок; производительности щековых дробилок; производительности конусных дробилок; угла захвата в валковых дробилках и соотношения между диаметром валка и размером поступающего куска; производительности валковых дробилок; числа оборотов валков валковых дробилок; критическая и наивыгоднейшая скорости вращения барабана шаровых мельницы; наивыгоднейший угол отрыва шаров барабана шаровых мельниц; массы мелющих тел в шаровых мельницах; производительности вибрационных грохотов; числа оборотов барабанных грохотов; производительности барабанных грохотов; производительности лопастных смесителей непрерывного действия.

Студент при выполнение лабораторной работы расширяет и углубляет знание, умение и навыки, а также укрепляет научные основы предмета и научно подходит к решение поставленной задачи.

ГЛАВА 1
МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Определение угла захвата щековых дробилок

Цель лабораторная работы: Определение угла захвата щековых дробилок. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках щековых дробилок.

Принадлежности: Щековая дробилка и их детали.

Конструкция дробилок с простым качанием щеки.

Дробилка с простым качанием щеки (*рис*. 1) состоит из станины (1), подвижной щеки (4), распорных плит (16) и (15), шатуна (7), приводного эксцентрикового вала (5), шкива (6), привода (10) (основного и вспомогательного), узлов жидкой и густой смазки.

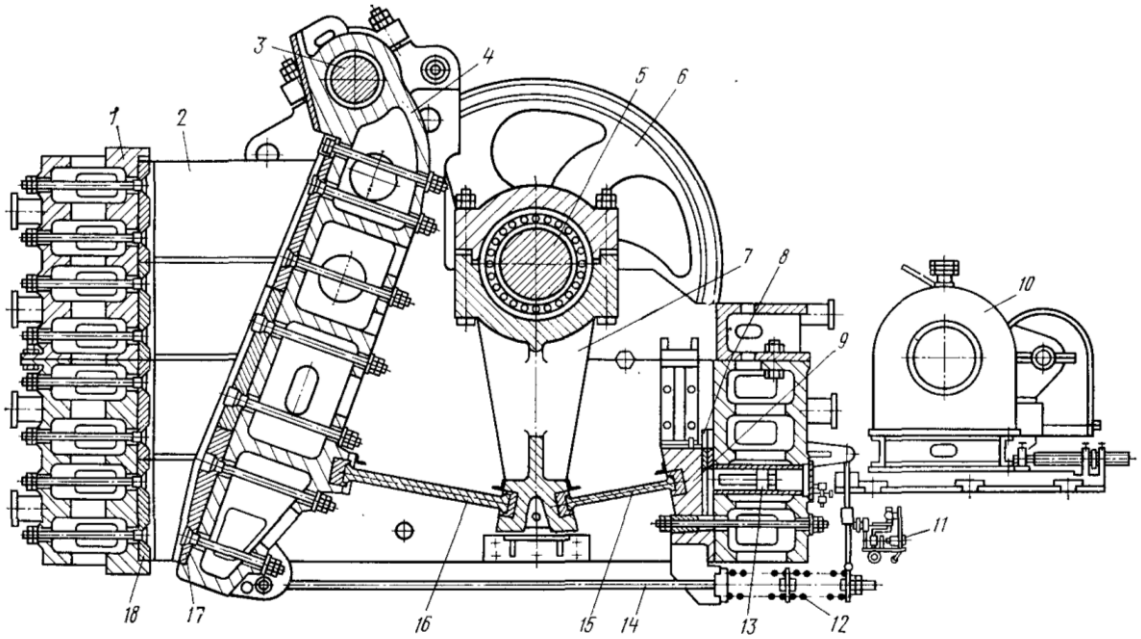

Рисунок 1. Дробилка с простым качанием щеки.

Станина является ограждающим элементом дробилки, воспринимающим возникающие при работе усилия и обеспечивающим жесткость конструкции. Станина образуется передней, задней и двумя боковыми стенками. Передняя и задняя стенки имеют коробчатую форму, боковые – ребристую. Станины выполняются цельными и составными. Цельные станины изготовляются в виде отливки или цельносварной конструкции. Составные станины состоят из двух–трех частей, имеющих горизонтальный разъем и соединяющихся болтами. Такие станины более удобны при транспортировке и монтаже. На станине монтируются основные узлы дробилки. Камера дробления образуется неподвижной и подвижной щеками и боковыми стенками станины, которые футеруются сменными износоустойчивыми плитами (2). Форма камеры дробления лказывается существенное влияние на процесс измельчения. При криволинейной форме нижней части камеры производительность машины увеличивается за счет более равномерного прохождения материала от приемного отверстия до выходной щели; одновременно повышается срок службы дробящих плит.

Основной рабочий орган дробилки – подвижняя щека – представляет собой отливку коробчатой формы. В верхней части щека подвешена на оси (3), а в нижней – имеются паз для установки передней распорной плиты (16) и против для крепления тяги (14) замыкающего устройства. Щека футеруется сменными дробящими плитами (17) с рифленой рабочей поверхностью. В крупных дробилках плиты – составные и крепятся к щекам болтами с потайной гловкой. Дробящие плиты изготовляются из выслкарганцовистой стали, способной к упрочнению в холодном состоянии в результате наклепа.

Такими же дробящими плитами (18) футеруется неподвижная щека. Движение подвижной щеки осуществляется от приводного вала

через шатун (7) и распорные плиты. Приводной вал размещен в коренных подшипниках, закрепленных в выемках боковых стенок станины. На центральной (эксцентриковой) части вала подвешен шатун, преобразующий вращательное движение вала в возвратно – поступательное. В крупных дробилках шатун состоит из головки и корпуса, стягиваемых болтами при сборке с главным валом. В нижней части шатуна размещены пазы с вкладышами для установки передней (16) и задней (15) распорных плит. Приводной вал и шатун установлены специальных подшипниках качения, выдерживающих значительные динамические нагрузки. Распорные плиты соединяют шатун с подвижной щекой и задней стенкой станины. При движении шатуна концы распорных плит совершают колебательное движение: при движении шатуни вверх угол между плитами увеличивается и они раздвигаются, перемещая подвижную щеку к неподвижной – происходит рабочий ход; при движении вниз расстояние между концами плит уменьшается и подвижная щека отходит от неподвижной – совершается холостой ход. Отходу подвижной щеки способбствуют пружины (12), надетые на тягу (14).

Цикличность работу щековой дробилки (наличие рабочего и холостого ходов) вызывает неравномерную нагрузку на двигатель и неравномерную частоту вращения приводного вала. Для выравнивания этих параметров на концах вала установлены массивные детали вращения – маховики, один из которых одновременно выполняет функцию ведомого шкива в ременной передаче привода. Маховики установлены на подшипниках скольжения и аккумулируют энергию во время холостого хода щеки, отдавая ее при рабочем ходе. С эксцентриковым валом маховики связаны фрикционными муфтами, играющими роль предохранительных устройств. Ширина выходной

щели дробилки регулируется путем изменения расстояния между задней стенкой станины и упором (9) с помощью прокладок (8). Отжим упора производится гидродомкратом (13), смонтированным в задней стенке дробилки и работающим от передвижной касосной станции (11).

Конструкция дробилок со сложным качанием щеки.

Дробилка со сложным качанием щеки (*рис. 2*) имеет цельносварную станину, ее боковые стенки выполнены из стального листа и сварены с передней стенкой (1) коробчатого сечения и задней стенкой (6). Подвижная щека (3), выполненная в виде станиной отливки, установлена в двухрядных сферических подшипниках на эксцентриковом приводном валу (4), от которого получает движение вращение вала (4) осуществляется шкивом-маховиком (5) от электро-двигателя с помощью клиноремен-ной передачи. В нижней части щеки имеются паз, куда вставляется упор распорной плиты (9), и выступ для установки тяги (8) замыкающего устройства, в состав которого входит также пружина (7).

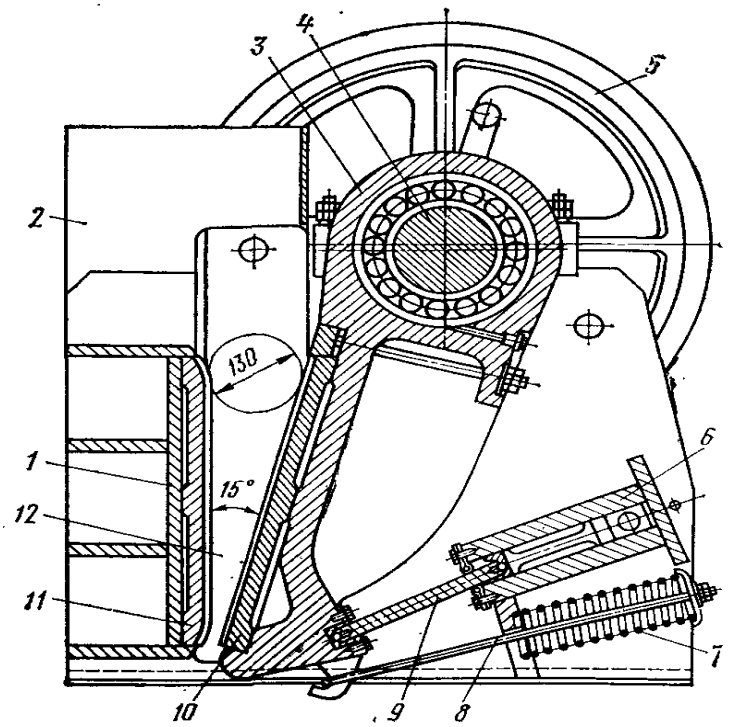

Рисунок 2. Дробилка со сложным качанием щеки.

Подвижная и неподвижная щеки футеруются дробящими плитами (10) и (11). Боковые стенки камеры дробления оснащены футеровкой (12). Для предотвращения вылета кусков материала из камеры дробления под приемным отверстием дробилки установлен защитный кожух (2).

Порядок работы: Дробление материала в щековых дробилках возможно в том случае, когда угол между щеками не превышает определенной величины. Как только величина этого угла переходит этот предел, дробимый материал не будет захватываться и начнет выталкиваться вверх. С другой стороны, очевидно, что при малых значениях угла степень измельчения материала будет малой, что отрицательно сказывается на производительности.

При величине угла между щеками, равной нулю, степень измельчения будет равна *1*, т. е. дробления не будет. Необходимо отметить, что при оптимальных величинах угла между щеками, чем меньше степень измельчения, тем, очевидно, выше производительность (при той же исходной крупности кусков материала). Однако это увеличение производительности происходит за счет увеличения крупности кусков конечного продукта.

Чтобы определить предельное значение этого угла, рассмотрим усилия, действующие в щековой дробилке.

Угол между щеками при работе дробилки изменяется (*рис. 3*) от α до α_1 вследствие качания щеки относительно линии подвеса. Изменения угла при наибольших удалениях и сближениях незначительны, поэтому пренебрегаем разностью $\alpha–\alpha_1$ и принимаем угол захвата равным углу при сближенных щеках.

а) б)

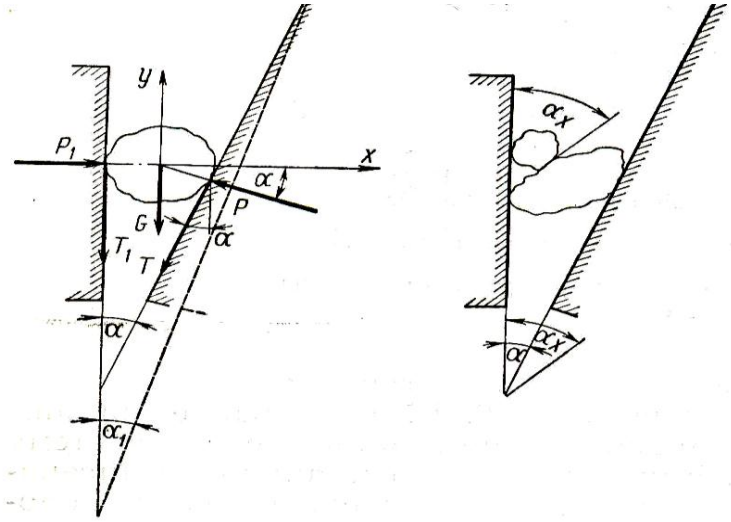

Рисунок 3. Схема к определению угла захвата щековых дробилок.

При движении подвижной щеки влево (*рис. 3, а*) на кусок материала массой *M* действуют сила тяжести *G* материала, сила *P* нажатия щеки на кусок материала, сила *T* трения куска материала о подвижную плитку, реакция P_1 неподвижной щеки и сила T_1 трения куска материала о плиту неподвижной щеки.Силой *G* пренебрегаем, так как она по сравнению с остальными силами мала.

Силы трения будет равны:

$$T = f P \quad н,$$

$$T_1 = f P_1 \quad н, \quad (1)$$

где *f* – коэффициент трения материала о щеки.

Составляем условия равновесия относительно осей *x* и *y* куска, зажатого между двумя щеками:

$$\Sigma x = P \cos \alpha + f \sin \alpha - P_1 = 0 \ , \qquad (2)$$

$$\Sigma y = f P_1 + f P \cos \alpha - P \sin \alpha = 0 \ . \qquad (3)$$

Находим P_1 из уравнения (2) и подставляем найденное значение в уравнение (3):

$$P_1 = P \cos \alpha + f P \sin \alpha \quad н, \quad (4)$$

$$\Sigma y = f P \cos\alpha + f^2 P \sin\alpha + f P \cos\alpha - P \sin\alpha = 0. \quad (5)$$

Разделив все члены уравнения (4) на $P \cos\alpha$, получим:

$$f + f^2 \operatorname{tg}\alpha + f - \operatorname{tg}\alpha = 0, \quad (6)$$

$$2f + f^2 \operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha = 0, \quad (7)$$

$$\operatorname{tg}\alpha = 2f / 1 - f^2. \quad (8)$$

Коэффициент трения f заменим равной ему величиной тангенса угла ψ трения и получим

$$\operatorname{tg}\alpha = 2 \operatorname{tg}\varphi / 1 - \operatorname{tg}^2\varphi, \quad (9)$$

поскольку $2 \operatorname{tg}\varphi / 1 - \operatorname{tg}^2\varphi = \operatorname{tg} 2\varphi$,

получим

$$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg} 2\varphi, \quad (10)$$

$$\alpha = 2\varphi. \quad (11)$$

При $\alpha=2\varphi$ кусок будет находиться в неустойчивом равновесии, следовательно, нужно принимать $\alpha<2\varphi$. В этом случай будет устранена возможность выдавливания кусков дробимого материала вверх. Коэффициент трения каменных материалов о сталь $f=0,3$, при $\varphi=16^0 40$, $\alpha = 33^0 20$. На практике с целью полной надежности работы угол захвата принимают в пределах $18\text{-}22^0$.

При уменьшении ширины разгрузочной щели, что необходимо при увеличении степени дробления, угол захвата увеличивается. Из этого следует, что уменьшение разгрузочной щели должно производиться таким образом, чтобы угол захвата был не выше указанных пределов. Иногда при работе дробилок бывают случаи вылетания кусков материала вверх. Это происходит тогда, когда (*рис. 3, б*) для отдельных кусков угол захвата будет больше двойного угла трения ($\alpha_x>2\varphi$).

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Определение угловой скорости эксцентрикового вала щековых дробилок

Цель лабораторная работы: Определение угловой скорости эксцентрикового вала щековых дробилок. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках щековых дробилок.

Принадлежности: Щековая дробилка и их детали.

Порядок работы: При определении угловой скорости эксцентрикового вала примем, что конечный (дробленый) продукт выпадает из дробилки через разгрузочное отверстие под действием силы тяжести. При этом происходит выпадение призмы материала размерами: высотой h, длиной l и основаниями α и $\alpha+s$ (*рис. 4*).

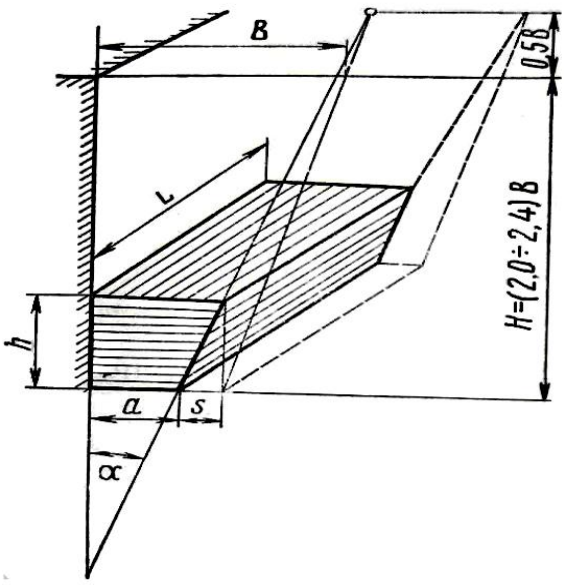

Рисунок 4. Схема к определению угловой скорости эксцентрикового вала и производительности дробилки.

Допустим, что размер кусков материала, находящихся в объеме выпадающей призмы, меньше $a+s$. При принятых допущениях при полном отходе подвижной щеки из камеры дробления выпадет материал, по объему равный объему призмы, т. е. за время одной половины оборота эксцентрикового вала.

Найдем время отхода щеки по формуле

$$t = n/\omega \quad сек, \qquad (12)$$

где ω – угловая скорость эксцентрикового вала ($\omega=2\pi n$) *рад/сек*; n – число оборотов эксцентрикового вала, *об/сек*.

За это же время должна успеть выпасть из камеры дробления призма материала. Исходя из условия свободного падения

– при

$$h = 1/2\, gt^2 \quad м, \qquad (13)$$

Это время будет равно

$$t = \sqrt{2h/g} \quad сек, \qquad (14)$$

где g – ускорение свободного падения материала, *м/сек*^{2}; h – высота призмы, *м*.

Приравниваем правые части уравнений (12) и (14):

$$\pi/\omega = \sqrt{2h/g}\ , \quad (15)$$

находим угловую скорость эксцентрикового вала:

$$\omega = \pi \sqrt{g} / \sqrt{2h} \quad \text{рад/сек}. \ (16)$$

Высота h призмы определяется по формуле

$$h = s / tg\,\alpha\ , \quad (17)$$

где s – ход подвижной щеки на уровне разгрузочного отверстия, *м*; α – угол захвата, *град*.

Подставив значения h из формулы (16) в формулу (17), найдем

$$\omega = \pi \sqrt{g}\, tg\,\alpha / \sqrt{2s} \quad \text{рад/сек}, \quad (18)$$

или

$$n = 1/2 \sqrt{g}\, tg\,\alpha / 2s \quad \text{об/сек}, \quad (19)$$

Подставляя в формулы (18) и (19) $\pi=3,14$, $g=9,81$ *м/сек*^{2}, $\alpha=19^0$, $tg\alpha=0,3443$, получим

$$\omega = 3,14\sqrt{9,81 \cdot 0,3443} / 2 \approx 4/\sqrt{s} \quad \text{рад/сек}, \quad (20)$$

поскольку $\omega=2\pi n$, получим

$$n = 0,635/\sqrt{s} \quad \text{об/сек}, \ (21)$$

где s – ход подвижной щеки у разгрузочной щели, *м*.

Величину s рекомендуется принимать равной (*0,03-0,04*) *В м* (меньшие значения для крупных дробилок, большие – для малых и средних).

Рекомендуем определять величину хода дробилок с простым движением щеки по формуле

$$S_{пр.\ дв} = 8 + 0,26d \quad \text{мм}, \quad (22)$$

а со сложным

$$s_{сл.\ дв} = 7 + 0,1d \quad \text{мм}, \ (23)$$

где d – наибольшая ширина разгрузочной щели, *мм*.

В технической системе единиц формулы (12) и (19) примут вид

$$t = 1/2 \cdot 60/ n_1 = 30/ n_1 \quad сек,$$

$$n_1 = 30\sqrt{g\ tg\ \alpha / 2s} \quad об/мин,$$

где n_1 – число оборотов эксцентрикового вала, *мин*.

В формулах (18), (19), (23), (23), (24) и (25) не учитывается влияние сил трения о броневые плиты камеры дробилки при опускании материала, поэтому рекомендуется значения ω и n принимать на *5-10%* меньше. Формулы (21), (24) и (25) дают близкие результаты к фактическим для дробилок малых и средних размеров. Для дробилок крупных размеров необходимо число оборотов, подсчитанные по указанным формулам, принимать ниже исходя из стремления снизить большие динамические нагрузки, возникающие при работе крупных дробилок, у которых общее усилие доходит до *1000-1400 т*. Для дробилок *1200×1500 мм* рекомендуется ввести в формулу коэффициент *K=0,75*, а для дробилок *1500×2100 мм K=0,60*.

Подчитывать число оборотов вала с простым движением щеки по формуле

$$n_{пр.\ дв} = 1250 \cdot d^{-0,4} \quad об/мин. \quad (24)$$

Подчитывать число оборотов вала со сложным движением щеки по формуле

$$n_{сл.\ дв} = 940 \cdot d^{-0,3} \quad об/мин, \quad (25)$$

где d – в *мм*.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Определение производительности щековых дробилок

Цель лабораторная работы: Определение производительности щековых дробилок. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках щековых дробилок.

Принадлежности: Щековая дробилка и их детали.

Порядок работы: Принимаем, что разгрузка материала происходит только при отходе подвижной щеки и за один оборот эксцентрикового вала происходит выпадение призмы материала.

Площадь сечения материала, выпадаемого из дробилки (*см. рис. 4. лабораторная работа №2*), определим по формуле

$$F = a + s + a / 2h = 2a + s / 2h \quad м^2. \qquad (26)$$

$$h = s / tg\,\alpha \ , \qquad (27)$$

где s – ход щеки на уровне разгрузочного отверстия, *м*; α – угол захвата, *град*.

Подставим в формулу (27) значение h из формулы (26) получим

$$F = 2a + s / 2 \cdot s / tg\ \alpha \quad м^2. \quad (28)$$

Объем призмы выпадаемого материала

$$V = 2a + s / 2 \cdot s / tg\ \alpha \cdot L \quad м^3, \quad (29)$$

где L – длина разгрузочного отверстия, *м*.

Производительности дробилки определяется по формулам:

$$Q_v = Vnk_p \quad м^3/сек, \qquad (30)$$

$$Q_p = Vnk_p \cdot p \quad кг/сек, \qquad (31)$$

где n – число оборотов эксцентрикового вала, *об/сек*; k_p – коэффициент разрыхления материала, равный *0,25-0,70* (меньшие значения коэффициент разрыхления принимаются для крупных дробилок, большие – для меньших дробилок); p – удельная масса, *кг/м*^{3}.

Считаем, что при удалении подвижной щеки из дробилки выпадают куски размером $d_{min}=\alpha$, $d_{max}=a+s$, тогда средний размер выпадаемых кусков

$$d_{cp} = a + a + s / 2 = 2a + s / 2\ м. \qquad (32)$$

Подставив значения V и $d_{cp.}$ из формул (29) и (32) в формулы (30) и (31), получим

$$Q_v = d_{cp} \cdot s / tg\ \alpha \cdot Lnk_p \quad м^3/сек, \qquad (33)$$

$$Q_p = d_{cp} \cdot s / tg\ \alpha \cdot Lnk_p \cdot p \quad кг/сек. \qquad (34)$$

При $\alpha = 19^0$, $tg\ \alpha = 0,3440$ и $n = 0,6 / \sqrt{s}$ формулы (33) и (34) будут иметь вид:

$$Q_v = 1,85 d_{cp} \cdot Lk_p \sqrt{s} \quad м^3/сек, \qquad (35)$$

$$Q_p = 1,85 d_{cp} \cdot Lk_p \cdot p \sqrt{s} \quad кг/сек. \qquad (36)$$

Подставив значения s, равное (*0,03-0,04*) *В*, в формулы (35) и (36), получим:

$$Q_v = (0{,}320 \div 0{,}370) d_{ср} \cdot L k_p \sqrt{B} \quad м^3/сек, \qquad (37)$$

$$Q_p = (0{,}320 \div 0{,}370) d_{ср} \cdot L k_p \sqrt{B \cdot p} \quad кг/сек. \qquad (38)$$

Практически часть кусков, находящихся в объеме выпадающей призмы, могут иметь размеры меньше минимальной ширины разгрузочного отверстия и разгрузка материала будет происходить не только при отходе, но и при подходе подвижной щеки. Исходя из этого определять производительность по следующей формуле:

$$Q = Vn / n_1 \quad м^3/сек, \qquad (39)$$

где V – объем камеры дробления, $м^3$; n – число оборотов эксцентрикового вала дробилки, *об/сек*; n_1 – число оборотов эксцентрикового вала дробилки, за которое происходит разгрузка одного объема всей камеры дробления.

Объем камеры дробления (*см. рис. 4. Лабораторная работа №2*) определяется по формуле

$$V = B + a + s / 2 \cdot H L \quad м^3, \qquad (40)$$

где B – ширина загрузочного отверстия, *м*; L – длина загрузочного отверстия, *м*; H – высота камеры дробления, *м*; s – ход щеки на уровне разгрузочного отверстия, *м*; a – минимальная ширина разгрузочного отверстия, *м*.

Высота камеры дробления определяется по формуле

$$H = B - (a + s) / tg\, \alpha \quad м. \qquad (41)$$

Тогда, подставив из формулы (41) в формулу (40) значения H и заменив $a+s$ через d, получим

$$V = (B + d) \cdot (B - d) \cdot L / 2\, tg\, \alpha \quad м^3. \qquad (42)$$

Число оборотов эксцентрикового вала дробилки, за которое происходит разгрузка одного объема всей камеры дробления определяется по следующей зависимости

$$n_1 = B\, H\, tg\, \alpha / K\, s_{ср}\, c\, d \quad об, \qquad (43)$$

где α – угол захвата, *град*; K – коэффициент, учитывающий размеры дробилки и зависящий от размеров загрузочного отверстия. Значения коэффициента K рекомендуется принимать для дробилок с размером загрузочного отверстия от 250×400 до 600×900 *мм* – $K=1$, для дробилок 900×1200 *мм* – $K=1{,}1$; 1200×1500 *мм* – $K=1{,}3$; 1500×2100 *мм* – $K=1{,}6$; C – коэффициент кинематики, учитывающей характер траектории движения подвижной щеки; $c=1$ для дробилок со сложным движением щеки; $c=0{,}84$ для дробилок с простым движением щеки; d – наибольшая величина ширины разгрузочного отверстия, *м*; $s_{ср}$ – величина среднего хода щеки, *м*;

$$s_{ср} = s_H\, s_B \;/\; 2 \;\; м, \qquad (44)$$

здесь $s_н$ – ход щеки внизу, *м*; $s_в$ – ход щеки наверху, *м*.

Значения n_1 из формулы (44), H из формулы (41) и V из формулы (42) подставим в формулу (39):

$$Q = K\, c\, s_{ср}\, L\, a\, n\, (B + d) \;/\; 2B\, tg\, \alpha \;\; м^3/сек. \qquad (45)$$

Расчеты показали, что в ряды случаев отношение $(B + d) / 2B = 2\, tg\, 19^0$. Выполнив эту замену в формулу (45), получим

$$Q = 2K\, c\, s_{ср}\, L\, d\, n\, tg\;\; 19^0 \;/\; tg\, \alpha \;\;\; м^3/сек. \qquad (46)$$

Угол захвата $\alpha=19^0$ является оптимальным углом для щековой дробилки. При увеличении угла захвата производительность дробилки понижается, уменьшение угла захвата существенного влияния на производительности дробилки не оказывает.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

Определение производительности конусных дробилок

Цель лабораторная работы: Определение производительности конусных дробилок. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках конусных дробилок.

Принадлежности: Конусная дробилка и их детали.

Конструкция конусных дробилок.

Дробилка длинноконусная с подвешенным валом, геометрическая ось которого описывается коническую поверхность, представлена на рис. 5.

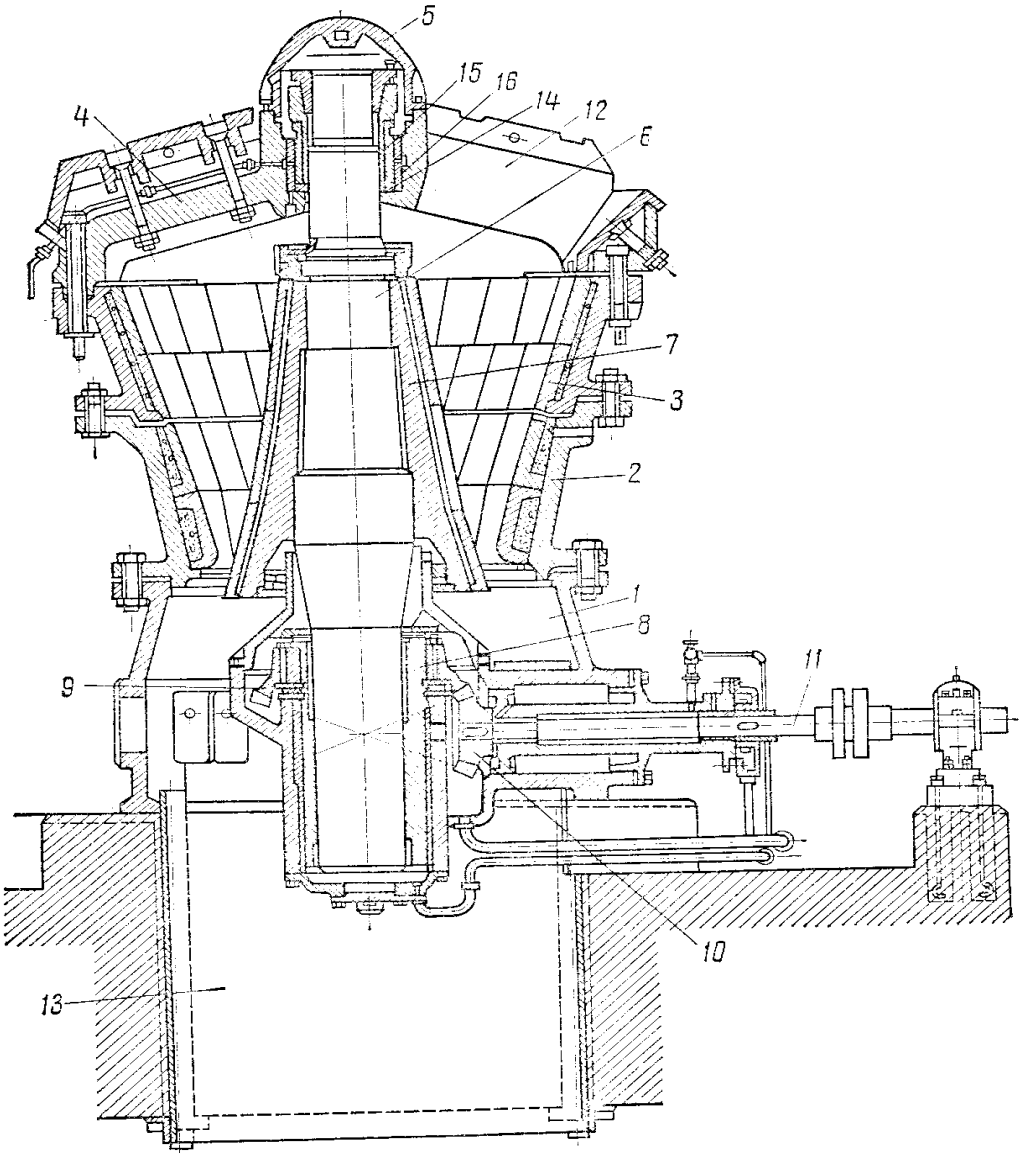

Рисунок 5. Дробилка длинноконусная.

На массивном основании (1) крепится на болтах наружный конус (2). С внутренней рабочей стороны конус выложен броневыми плитами (3) из марганцовистой стали. На конусе укреплена поперечина (4) с головкой (5), в которой устанавливается подвесной подшипник главного вала (6). На главный вал, имеющий неподвижную точку подвеса в центре поперечины (4), насажен внутренний дробящий конус (7). Нижний конец вала вставлен в наклонную расточку втулки (8) с укрепленным на ней коническим зубчатым колесом (9). Это колесо находится в зацеплении с шестерней (10), приводимой во вращение от

двигателя через редуктор и приводной (11) вал (или посредством клиноременной передачи). При вращении эксцентриковой втулки (8) образующие дробящего конуса, то отходят от них. Материал, подлежащий измельчению, подается в загрузочные окна (12), дробится между конусами и, постепенно опускаясь вниз, разгружается через камеру (13). Верхняя подвеска подшипника состоит из опорного кольцо (14) и втулки (15), которая опирается своим нижним срезанным на конус торцом на опорное кольцо. Втулки (15) вставлена в конусную втулку (16) и может перекатываться по опорному кольцу (14). Для обеспечения плотного прилегания брони (3) к конусу (2) зазор между ними заливается цементным раствором. Размер дробилки характеризуется шириной загрузочного отверстия. Так, дробилка модели *900/160* – конусная дробилка крупного дробления с шириной загрузочного отверстия *900 мм*. Размер поступающего на дробление куска материала не должен превышать *0,8* размера загрузочного отверстия.

Порядок работы: Процесс дробления в конусных дробилках подобен дроблению в щековых. Отличие только в том, что в конусных дробилках он происходит непрерывно. Таким образом, приведенные выше для щековых дробилок формулы для определения производительности, числа оборотов и расхода энергии можно использовать с соответствующими поправками и для конусных дробилок. Необходимо, однако, отметить, что эти формулы применимы при расчете только тех конусных дробилок, в которых материал выпадает под действием силы тяжести. Таким образом, указанные формулы действительны для первых двух типов рассмотренных выше конусных дробилок (длинноконусных). При расчете дробилок третьего типа – с консольным валом, в которых материал выпадает из дробилки

под действием сил тяжести и центробежных сил инерции, эти формулы неприемлемы.

Согласно схеме рис. 6, мы можем записать

$$\beta + \beta_1 = \alpha \leq 2\varphi \,. \quad (47)$$

Таким образом, для конусных дробилок справедлива та же зависимость между углом захвата и углом трения, что и для щековых дробилок. Обычно угол захвата в длинноконусных дробилках принимают равным $21\text{-}23^0$.

а) б)

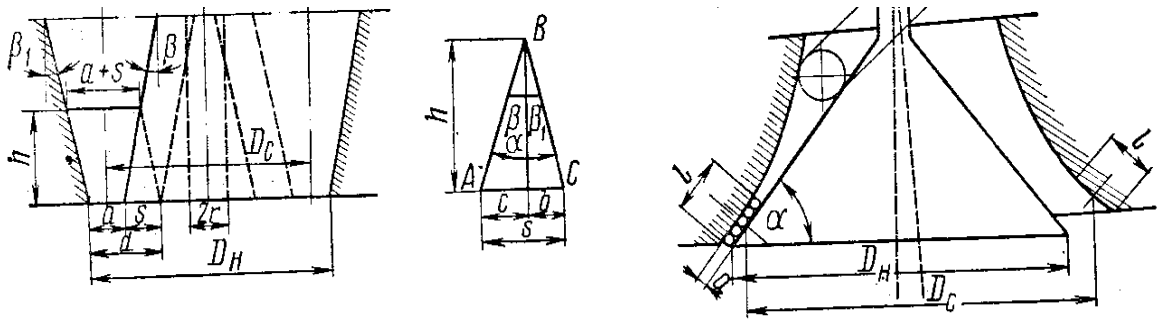

Рисунок 6. Схемы к определению производительности щековых дробилок.

Для выполнения расчетов по конусным дробилкам воспользуемся схемой, приведенной на рис. 6. В данном случае допускают, что оси вертикального вала и дробящего конуса при работе параллельны (как у дробилок с неподвижным валом). Для дробилок длинноконусных (*рис. 6, а*) с подвешенным валом, у которых угол наклона между осью дробящего конуса и осью вала не превышает $2\text{-}3^0$, погрешность эта будет незначительной.

За один оборот вала или дробящего конуса из камеры дробилки выпадает материал сечением

$$F = (a + s) + a / 2 \cdot h \quad м^2, \quad (48)$$

Принимая приближенно средний диаметр кольцо выпадающего материала равным нижнему диаметру дробящего конуса $D_н$, получим объем материала, выходящего из дробилки за один оборот вала:

$$V = \pi D_н \cdot 2a + s / 2 \cdot h \quad м^3, \quad (49)$$

Высоту сечения выпадающего кольца h определим из треугольника ABC, полагая при этом, что углы наклона образующих конусов соответственно равны β и β_1, а эксцентриситет r , $c = h\ tg\ \beta$; $b = h\ tg\ \beta_1$, откуда $c + b = s = 2r = h\ (tg\ \beta + tg\ \beta_1)$.

$$h = 2r / tg\ \beta + tg\ \beta_1 \quad м. \quad (50)$$

Таким образом, формулу (49) можно преобразовать так:

$$V = \pi D_н \cdot 2a + s / 2 \cdot 2r / tg\ \beta + tg\ \beta_1 \quad м^3. \quad (51)$$

Подставляя вместо $s=2r$, получим

$$V = \pi D_н \cdot (a + r) \cdot 2r / tg\ \beta + tg\ \beta_1 \quad м^3. \quad (52)$$

Производительность конусной дробилки при n оборотах вала и при коэффициенте разрыхления φ определяется по формуле

$$Q_V = V\varphi n = \pi D_н \cdot (a + r) \cdot 2r\varphi n / tg\ \beta + tg\ \beta_1 =$$
$$= 2\pi \cdot D_н(a + r)\ r\varphi n / tg\ \beta + tg\ \beta_1 \ м^3/сек, \quad (53)$$

или

$$Q_S = Q_V \cdot \gamma_{об} = 2\pi \cdot D_н(a + r)\ r\varphi n\gamma_{об} / tg\ \beta + tg\ \beta_1 \ кг/сек. \quad (54)$$

В формулах (53) и (54) все линейные размеры даны в м, n – *об/сек*, $\gamma_{об}$ – объемная масса материала, *кг/м*^{3}.

Для дробилок с пологим конусом (*рис. 6, б*) формула для определения производительности примет несколько иной вид [см. ниже формулы (56) и (57)]. Как видно из рис. 6, *а*, между внешним и дробящим конусами в нижней их части имеется зона параллельности, благодаря которой обеспечивается значительная однородность (по размеру) выходящего материала. Это справедливо при условии, что время прохождения этой зоны каждым куском материала не должно

быть меньше времени, потребного для одного оборота вертикального вала. Однако это не исключает увеличения длины зоны параллельности для повышения однородности продукта.

Согласно изложенному, объем материала, выпадающего из дробилки за один оборот вала, определяется по формуле

$$V = d\, l\, \pi\, D_{ср} \quad м^3, \qquad (55)$$

где d – диаметр выходящих кусков; l – длина зоны параллельности; $D_{ср}$ – средний диаметр дробящего конуса в зоне параллельности, обычно принимаемый равным нижнему диаметру $D_н$.

Производительность дробилки при n оборотах вала и коэффициенте разрыхления φ составит

$$Q_V = V\varphi n = d\, l\, \pi\, D_н\, \varphi n \quad м^3/сек, \qquad (56)$$

или

$$Q\gamma_{об} = Q_V\, \gamma_{об} = \pi\, d\, l\, D_н\, \varphi n\, \gamma_{об} \quad кг/сек, \qquad (57)$$

где φ – коэффициент разрыхления, равный *0,25-0,6*; n – число оборотов, *об/сек*; $\gamma_{об}$ – объемная масса, *кг/м*^{3}.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Определение угла захвата в валковых дробилках и соотношения между диаметром валка и размером поступающего куска

Цель лабораторная работы: Определение угла захвата в валковых дробилках и соотношения между диаметром валка и размером поступающего куска. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках валковых дробилок.

Принадлежности: Валковая дробилка и их детали.

Конструкция валковых дробилок.

Измельчение материала в валковых дробилках происходит между двумя цилиндрическими валками, вращающимися на горизонтальных осях на встречу друг другу под действием сжимающих и истирающих нагрузок. Валковые дробилки бывают одно, двух и четырехвалковые с гладкой, рифленой, ребристой и зубчатой поверхностью валков. Для пород средней прочности (*до 150 МПа*) применяют валки с гладкими и рифлеными поверхностями; для мягких и хрупких пород (*до 80 МПа*) – с зубчатой поверхностью. Наибольшее распространение получили двухвалковые дробилки.

Конструкция валковой дробилки с двумя валками, один из которых гладкий, а другой рифленый приведена на рис.7.

Подшипники неподвижного валка (7) крепятся к корпусу (6) дробилки, подшипники другого – к подвижной раме (3), соединенной с корпусом шарниром (4). В верхней части корпус и рама связаны между собой предохранительным устройством (1), состоящим из тяг и пружин, позволяющих регулировать зазор между валками, а также обеспечивающих их отход при попадании недробимых предметов.

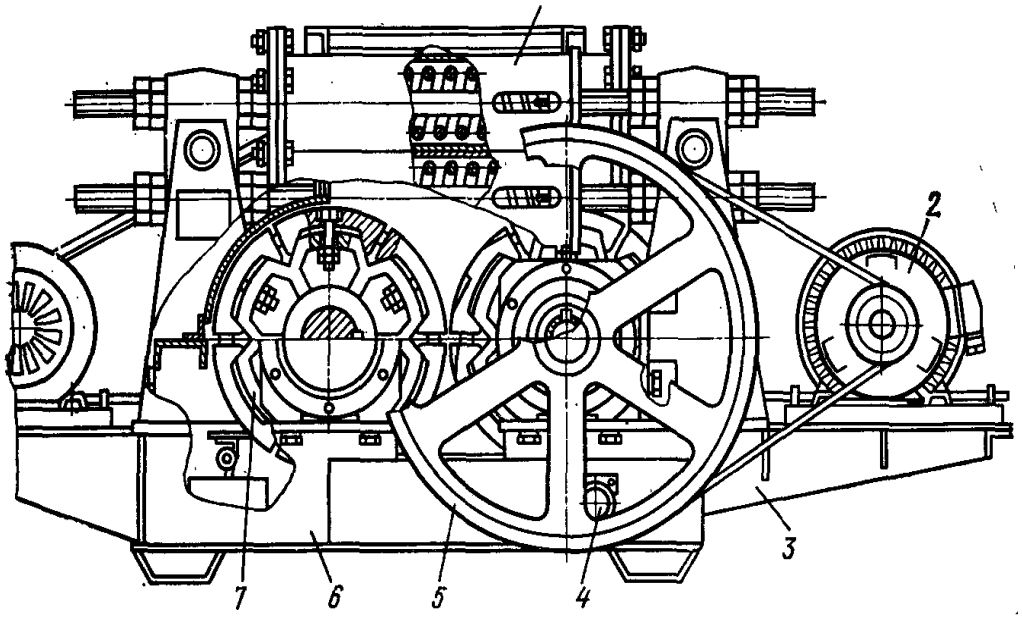

Рисунок 7. Валковая дробилка.

В этом случае валок вместе с подвижной рамой и установленным на ней электродвигателем (2) поворачивается вокруг шарнира и ширина разгрузочной щели увеличивается. После прохождения недробимого предмета валок возвращается в первоначальное положение. Усилие, необходимое для дробления материала, обеспечивается предварительным поджатием пружин. Каждый валок приводится во вращение от самостоятельного электродвигателя через клиноременную передачу. Наличие на валу каждого валка шкива (5) способствует их более равномерному вращению за счет сообщения дополнительного махового момента. Валка футеруются бандажами, состоящими из отдельных секторов, что улучшает и ускоряет процесс их замены. Бандаж изготовляется из марганцовистой стали.

Валковые дробилки имеют диаметр валка $D=200....1500$ *мм* и длину $L=0,4....1,0$ диаметра (в последние годы выпускаются дробилки, у которых $L>D$). Крупность исходного материала при гладких валках

составляет *1/17....1/20*, от диаметра валка, при рифленых или зубчатых – *1 /2....1/6*.

Достоинствами валковых дробилок являются простота конструкции и надежность работы, низкий удельный расход электроэнергии, небольшое содержание переизмельченного материала в готовом продукте. К недостаткам относятся: низкая производительность, невысокая степень измельчения, низкое качество готового продукта (большое процентное содержание «лещадных» зерен), ограниченная прочность измельчаемого материала, высокая динамичность процесса измельчения, что повышает нагрузки на корпус и на фундамент.

В настоящее время валковые дробилки применяются преимущественно для измельчения материалов, склонных к налипанию или содержащих липкие включения.

Порядок работы: Рассмотрим условия, при которых возможно втягивание куска материала и последующее его дробление. Для простоты расчетов допустим, что поступающие на дробление куски имеют форму шара.

В момент втягивания куска валками действуют следующие силы (*рис. 8*): m – масса куска; из-за малой величины она практически незначительно влияет на работу вальцов, поэтому ею можно пренебречь; P – давление валков на кусок дробимого материала; Pf – сила трения (f – коэффициент трения дробимого материала о валки).

Силы P и вызываемая ею силы Pf действуют в обеих точках касания (для простоты эти силы показаны на рис. 8 действующими только в одной точке касания).

Кусок дробимого материала втягивается валками при условии

$$2Pf \cos \alpha \geq 2P \sin \alpha . \quad (58)$$

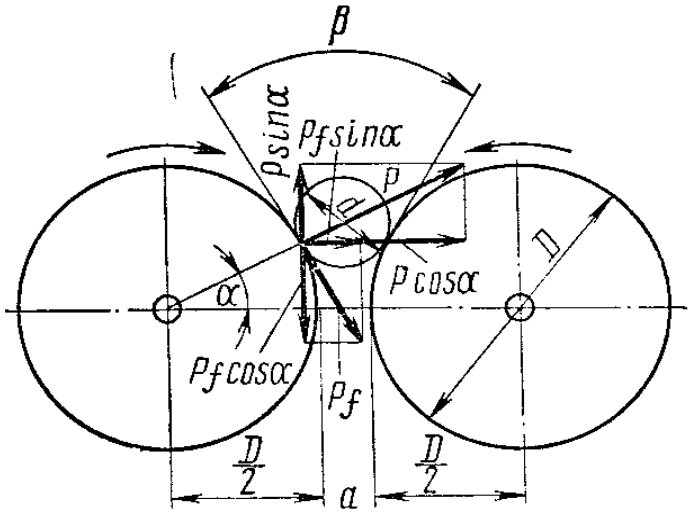

Рисунок 8. Схема к определению угла захвата и отношения D/d.

Разделив правую и левую части формулы (58) на *2P cos α*, получаем

$$f \geq tg\ \alpha\ . \quad (59)$$

Заменив коэффициент трения *f* углом трения *φ*, получим

$$tg\ \alpha \leq tg\ \varphi\ , \qquad (60)$$

откуда

$$\alpha \leq \varphi\ . \qquad (61)$$

Таким образом, для затягивания материала валками необходимо, чтобы угол *α*, называемый углом захвата, был меньше угла трения. Иногда углом захвата называют угол *β*, образуемый касательными к валками в точках прилегания куска материала. Нетрудно убедиться, что угол *β* равен *2α*, и тогда *β≤2φ*.

Для определения соотношения между размерами поступающего куска и диаметром валка также воспользуемся схемой, представленной на рис. 8:

$$(D / 2 + d / 2)\ cos\ \alpha = D / 2 + \alpha / 2\ , \quad (62)$$

$$(D + d)\ cos\ \alpha = D + \alpha\ , \quad (63)$$

где *D* – диаметр валка; *d* – диаметр куска; *α* – ширина выходной щели.

Преобразуем уравнение (63), разделив правую и левую части его на d:

$$(D / d + 1) \cos \alpha = D / d + \alpha / d . \quad (67)$$

Учитывая, что степень измельчения в валковых дробилках принимается в среднем равной *4*, можно записать, что $\alpha/d=0,25$. Сделав необходимые преобразования в уравнении (67), получим

$$D / d = \cos \alpha - 0,25 / 1 - \cos \alpha . \quad (65)$$

Коэффициент трения f кусков твердых пород (известняка, песчаника, гранита и т. д.) о поверхность стального валка равен в среднем *0,3* а для кусков влажной глины – *0,45*.

При указанных значениях f предельный угол захвата будет равен соответственно $16^0 40'$ и $24^0 20'$.

Таким образом, отношение D/d будет равно:

при дроблении твердых пород

$$D / d = ... \approx ..... , \quad (66)$$

при дроблении глин карьерной влажности

$$D / d = ... \approx ..... . \quad (67)$$

Формулы (66) и (67) выведены при том предположении, что угол захвата α равен углу трения. Практически же для надежной работы валковой дробилки необходимо полученные значения увеличивать на *20-25%*.

Таким образом, гладкие валковые дробилки применимы только для среднего и мелкого дробления, поскольку даже при очень больших диаметрах валков (*1500 мм*) размер захватываемых твердых кусков не превышает *75 мм*. В зубчатых и рифленых валках отношения D/d принимаются меньшими, так как здесь захват кусков осуществляется не за счет сил трения, а затягиванием. Практически отношение D/d принимают равным *2-6*.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

Определение производительности валковых дробилок

Цель лабораторная работы: Определение производительности валковых дробилок. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках валковых дробилок.

Принадлежности: Валковая дробилка и их детали.

Порядок работы: Практика дробления твердых пород показала, что наилучшие результаты дает работы дробилок при степени измельчения

$$i = D / d = 3 \div 5.$$

При дроблении кусков влажной глины указанное отношение можно повысить до *8-10*, поскольку при этом условия захвата улучшаются.

Производительность валковых дробилок определяется по формуле

$$Q_v = B\,\alpha\,\upsilon\,k \quad м^3/сек, \quad (68)$$

где B – ширина валков, *м*; α – зазор между валками, *м*; υ – окружная скорость валков, *м/сек*; k – коэффициент, учитывающий использование ширины валков и степень разрыхления материала.

Для твердых пород k принимается равным *0,2–0,3*, а для влажных вязких материалов (глин) – *0,5–0,7*.

Окружная скорость валков

$$\upsilon = \pi\,D\,n \quad м/сек, \quad (69)$$

где n – число оборотов валков, *об/сек*; D – диаметр валка, *м*.

Окончательно получаем

$$Q_v = \pi\,k\,B\,\alpha\,D\,n \quad м^3/сек, \quad (70)$$

или в весовых единицах

$$Q_\gamma = \pi\,k\,B\,\alpha\,D\,n\,\gamma_{об} \quad кг/сек, \quad (71)$$

где $\gamma_{об}$ – объемная масса материала, *кг/м*^{3}.

При измельчении твердых пород под влиянием сопротивлений раздавливанию и при наличии пружин валки несколько раздвигаются, вследствие чего зазор α увеличивается. На основе практических данных зазор α_1 между валками в этом случае можно принять равным

$$\alpha_1 = 1{,}25\,\alpha\,. \quad (72)$$

Вводя соответствующие поправки в формулы (70) и (71), получаем:

$$Q_v = \pi\,k\,B\cdot 1{,}25\,\alpha\,D\,n \quad м^3/сек, \quad (73)$$

$$Q_\gamma = 1{,}25\,\pi\,k\,B\,\alpha\,D\,n\,\gamma_{об} \quad кг/сек. \quad (74)$$

При этом $\gamma_{об}$ принимается равным *1600 кг/м*^{3} (объемная масса). При измельчении глинистых материалов сопротивления раздавливанию относительно невелики и подвижной валок отходит от неподвижного

только при попадании твердых включений. Вследствие указанного расчет дробилки при работе на глинах ведется по формулами (70) и (71).

Производительность дырчатых вальцов можно определяет по формуле

$$Q_{\gamma} = 12R \cdot n \cdot z \cdot F \cdot \alpha \ \ м^3/с, \quad (75)$$

где R – радиус валка, *м*; n – среднее число оборотов валков, *об/сек*; z – количество отверстий на одном валке; F – сечение одного отверстия, $м^2$; α – угол захвата, *град* (*1 град = около 0,384 рад*);

$$\alpha = arctg \cdot f + f_1 / 2 \ ; \quad (76)$$

здесь f – коэффициент трения глины о металл (*0,3*); f_1 – коэффициент трения глины о глину (*0,7*).

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

Определение числа оборотов валков валковых дробилок

Цель лабораторная работы: Определение числа оборотов валков валковых дробилок. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках валковых дробилок.

Принадлежности: Валковая дробилка и их детали.

Порядок работы: Для работы валковых дробилок весьма важен правильный выбор числа оборотов валков.

Как показала практика, число оборотов валков не должно превышать определенного предела, выше которого начинаются недопустимые для машины колебания.

Учитывая центробежную силу, действующую на материала, находящийся на вращающемся цилиндре, рекомендуем определять теоретически допустимое число оборотов валков по формуле

$$n_{наиб} \leq 102{,}5 \sqrt{f / \gamma_{об} d D} \text{ об/сек}, \quad (77)$$

где f – коэффициент трения материала о валок; $\gamma_{об}$ – объемная масса материала, *кг/м*^{3}; d – диаметр поступающего куска, *м*; D – диаметр валка, *м*.

Принимаем $d=D/20$; $f=0{,}3$; $\gamma_{об}=2600$ *кг/м*^{3}.

Практически с целью уменьшения износа рубашки валков окружную скорость принимаем равной

$$n_{практ} = (0{,}4 \div 0{,}7) \cdot n_{наиб} \text{ об/сек}. \quad (78)$$

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ГЛАВА 2
МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОМОЛА

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

Определение критическая и наивыгоднейшая скорости вращения барабана шаровых мельницы

Цель лабораторная работы: Определение критическая и наивыгоднейшая скорости вращения барабана шаровых мельницы. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках шаровых мельниц.

Принадлежности: Шаровая мельница и их детали.

Принцип действия шаровых мельниц.

Принцип действия шаровых мельниц основан на том, что материал, находящийся во вращающемся барабане мельницы, подвергается воздействию свободно падающих мелющих тел. При вращении барабана мелющие тела (в подавляющем большинстве металлические шары) поднимаются на определенную высоту, а затем, отрываясь от стенки барабана при свободном падении, измельчают материал. Материал в мельнице измельчается ударом и частично истиранием благодаря перекатыванию шаров и их скольжению.

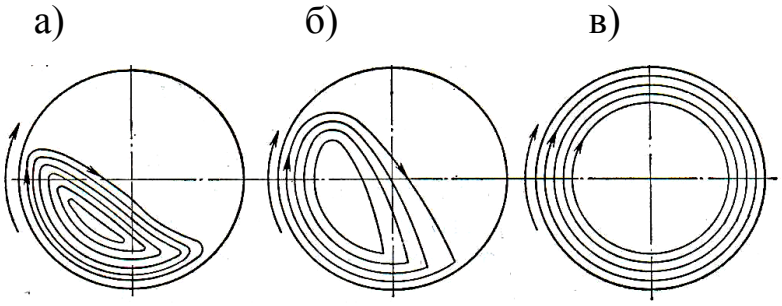

Рисунок 9. Схемы движения паров в мельнице.

При относительно малой угловой скорости вращения барабана шары и материал делают поворот в сторону вращения на некоторый угол *(рис. 9, а)* и далее при той же скорости вращения барабана остаются в этом положении. Шары и материал, непрерывно циркулируя, движутся вверх по концентрическим круговым траекториям и затем скатываются параллельными слоями, измельчая материал раздавливанием и истиранием.

С увеличением скорости вращения барабана угол поворота загрузки (шары и материал) увеличивается и шары поднимаются все выше, затем в некоторой точке, называемой точкой отрыва, покидают круговые траектории и далее как тела, брошенные под некоторым углом к горизонту, переходят на параболические траектории в конце своего пути, встречаясь с соответствующей круговой траекторией *(рис. 9, б)*. Измельчение материала при этом режиме работы происходит за счет удара и частично истирания.

При дальнейшем увеличении угловой скорости вращения барабана шары и материал под действием центробежной силы инерции все с большей силой будут прижиматься к стенке барабана и, наконец, наступит момент, когда величина центробежной силы инерции превзойдет силу тяжести шара и он (следовательно, и загрузка) будет вращаться вместе с барабаном, не отделяясь от его внутренней поверхности *(рис. 9, в)*.

Исходя из изложенного, наиболее эффективным с точки зрения процесса измельчения материала, является режим работы, при котором шар, двигаясь вначале по круговым траекториям, переходит затем на параболические, производя в конце своего пути измельчение материала.

Необходимо, однако, отметить, что шары разных слоев, движущиеся покруговым траекториям разных радиусов, имеют и

различные линейные скорости, уменьшающиеся с уменьшением радиуса круговой траектории. Чем меньше скорость шара, тем на меньшую высоту он поднимается и, следовательно, обладает в начале движения по параболической траектории меньшей потенциальной энергией и, как следствие этого, обладает в конце своего пути меньшей ударной силой. Шары крайнего внутреннего слоя имеют повышенную тенденцию к скатыванию, и поэтому они работают с повышенной степенью истирания.

Скорость вращения барабана, при которой шары внешнего слоя прижимаются к поверхности его, называется критической. Нетрудно установить, что если для внешнего слоя при определенном числе оборотов барабана возникает критическая скорость, то это отнюдь не значит, что скорость движения шаров по круговой траектории для слоев, прилегающих к внешнему слою, будет критической, поскольку с уменьшением расстояния от центра шара до оси барабана линейная скорость движения шаров уменьшается и, следовательно, они обладают меньшей величиной центробежной силы инерции, прижимающей шары последующего слоя к предыдущему. Следовательно, возможен такой режим работы, при котором шары слоев, приближающихся к центру барабана, будут осуществлять работу измельчения при критической скорости для внешнего ряда шаров.

Необходимо также учитывать и то, что величина критической скорости должна была быть принятой с учетом скольжения загрузки относительно облицовуки барабана и за счет перекатывания шаров. Однако на практике скольжением и скатыванием шаров в большинстве случаев пренебрегают.

Из изложенного очевидно, что скорость вращения барабана шаровой мельницы должна быть ниже критической. При скорости

вращения барабана ниже критической, как указывалось, шары сначала перемещаются и далее движутся как свободные тела, брошенные с некоторой скоростью под углом к горизонту. Очевидно, что чем больше скорость шара, тем больше дальность его полета по параболической траектоии и высота его падения. Все это было бы правильно, если бы форма барабана мельницы была бы не цилиндрической. При этом, если дальность полета превзойдет некоторый предел, высота падения шара будет уменьшаться.

Следовательно, должно существовать такая скорость вращения барабана мельницы, при которой с учетом цилиндричности высота падения шара была бы наибольшей, а следовательно, и наибольшей была кинетическая энергия шара, расходуемая на дробление материала.

Порядок работы: Предельное число оборотов барабана мельницы, при котором окружная скорость становится критической, определяется из условий равновесия силы тяжести шара и центробежной силы инерции, действующей на шар, прилегающий к внутренней поверхности барабана.

В точке *A* верхнего квадранта (*рис. 10*) на шар действуют сила тяжести *G* и центробежная сила инерции, равная:

$$P = m\upsilon^2 / R = G\,\upsilon^2 / gR \;, \quad (79)$$

где m – масса шара, *кг*; G – сила тяжести шара равная mg, *н*; υ – окружная скорость барабана, *м/сек*; g – ускорение силы тяжести, *м/сек*^{2}; R – расстояние от центра шара до центра барабана, *м*.

Сила тяжести и центробежная сила инерции приложены к центру шара, поэтому правильней было бы принимать в формуле (79) расстояние от центра шара до центра барабана равным $R - r$, где r – радиус шара.

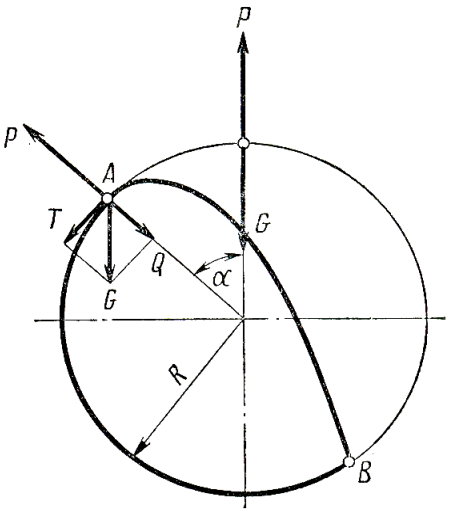

Рисунок 10. Схема к определению скорорости вращения барабана мельницы.

Практически величина r по сравнению с R незначительна и в дальнейшем, без заметной погрешности, вместь $R - r$ будет принимать R.

Центробежная сила P напрвлена по радиусу под углом α к горизонту (*см. рис. 10*). Угол α между вертикальным диаметром барабана и радиусом, соединяющим центр барабана с точкой A, называется углом отрыва, а точка A, в которой шар покидает круговую траекторию, – точкой отрыва.

Силу тяжести G разложим на две составляющие: касательную T и нормальную Q:

$$T = G \sin \alpha \quad н, \qquad (80)$$

$$Q = G \cos \alpha \quad н, \qquad (81)$$

Сила Q, противодействующая центробежной силе инерции Р, достигает максимальной величины при $\cos \alpha = 1$, т. е. при $\alpha = 0^0$.

Критическая же скорость, при которой шары начинают не отрываться от внутренней поверхности барабана, будет достигнута в том случае, когда центробежная сила инерции станет большей или

равной максимпльной величине силы Q, т. е. равной или большей силы G. На основании изложенного можем записать:

$$G\upsilon^2 / gR \geq G \ , \quad m\upsilon^2 / R \geq G \ , \quad (82)$$

где G – сила тяжести, равная mg, *н*.

Заменяя величину окружной скорости υ выражением

$$\upsilon = 2\pi Rn \ , \quad (83)$$

получим

$$m4\pi^2R^2n^2 / R \geq mg \ , \quad (84)$$

Откуда получим, что критическая скорость будет достигнута при числе оборотов барабана, равном

$$n_{кр} = 0{,}5 / \sqrt{R} = 0{,}705 / \sqrt{D} \text{ об/сек} = 42{,}4 / \sqrt{D} \text{ об/мин}, \quad (85)$$

где D – внутренний диаметр барабана, *м*.

Для шара, находящегося в точке A, его отрыв от стенки барабана и переход на параболическую траекторию возможен только при условии, что:

$$Q = G \cos \alpha \geq P \ , \quad (86)$$

или, согласно формуле (79)

$$G \cos \alpha \geq G\upsilon^2 / gR \ , \quad (87)$$

откуда

$$\cos \alpha \geq \upsilon^2 / gR \ ; \quad 4\pi^2R^2n^2 / gR \leq \cos \alpha \quad (88)$$

и далее

$$n = \sqrt{\cos \alpha / 4R} = 0{,}5 / \sqrt{R} \cdot \sqrt{\cos \alpha} \ . \quad (89)$$

Согласно формуле (85), критическая скорость равна $n_{кр} = 0{,}5 / \sqrt{R}$ *об/сек*.

Заменяя $0{,}5/\sqrt{R}$ в формуле (87) через $n_{кр}$, получим:

$$n = n_{кр} \cdot \sqrt{\cos \alpha} \ . \quad (90)$$

Скорость вращения барабана мельницы принято определять в долях критической скорость. Из формулы (90) установливаем, что эта доля ψ равна величине $\sqrt{\cos \alpha}$ т. е.

$$\psi = \sqrt{\cos \alpha}\,,$$

$$n = \psi\, n_{кр}\,. \qquad (91)$$

Наивыгоднейшая скорость вращения барабана, а следовательно и наивыгоднейшее число его оборотов, будет при наибольшей высоте падения шаров при заданных условиях, поскольку в этом случае живая сила удара по куску материала наибольшая.

Точку *B* (*см. рис. 10*), в которой падающий шар встречается с барабаном мельницы, называется точкой падения.

Согласно формуле (89), наивыгоднейшее число оборотов барабана будет при данном радиусе барабана *R*, при котором угол отрыва шаров α будет также наивыгоднейшим.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

Определение наивыгоднейший угол отрыва шаров барабана шаровых мельниц

Цель лабораторная работы: Определение наивыгоднейший угол отрыва шаров барабана шаровых мельниц. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках шаровых мельниц.

Принадлежности: Шаровая мельница и их детали.

Порядок работы: Согласно формуле, высота падения шара от точки *A* до точки *B* равнялась

$$Y_B = -4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad м,$$

Поскольку знак минус указывает, что отдината Y_B направлена вниз от оси абсцисс, мы его отбрасываем, так как нам необходима только абсолютная величина падения.

Скорость шара в момент падения его в точку *B* будет максимальной при $Y_{мак.}$.

Приравнивая первую производную

$$dy / d\alpha = 0 ,$$

находим этот максимум:

$$d_y / d_\alpha = d / d\alpha \, (4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha) .$$

Дифференцируя, получим:

$$dy / d\alpha = 8R \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha - 4R \sin^3 \alpha = 4R \sin \alpha \, (2 \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = 0 .$$

Очевидно, что отрыва α не равен нулю, так же как и радиус *R*.

Следовательно,

$$2 \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = 0 . \quad (92)$$

Преобразовывая уравнение (92), получим $2 - tg^2\,\alpha = 0$, $tg^2\,\alpha = 2$ откуда угол отрыва

$$\alpha = 54^0 40' . \quad (93)$$

Угол отрыва $\alpha = 54^0 40'$ является наивыгоднейшим для любого слоя шаров, а не только для внешнего, и при этом будет производиться наибольшая работа измельчения.

Зная наивыгоднейший угол отрыва, мы сможем определить также и наивыгоднейшую скорость.

Согласно формуле $n = n_{кр} \cdot \sqrt{\cos\alpha}$:

$$n = n_{кр} \cdot \sqrt{\cos\alpha} = n_{кр} \cdot \sqrt{\cos \cdot 54^0 40'} = n_{кр} \cdot 0{,}758 , \quad (94)$$

$$n = 0{,}758 \cdot n_{кр} \quad об/сек .$$

Согласно формуле,

$$n_{кр} = 0{,}5 / \sqrt{R} = 0{,}705 / \sqrt{D} \quad об/сек .$$

подаставляя это значение $n_{кр}$ в формуле (94), окончательно получим:

$$n_{наив} = 0{,}378 / \sqrt{R} = 0{,}534 / \sqrt{D} \; об/сек = 32{,}4 / \sqrt{D} \; об/мин . \quad (95)$$

При расчете величину D необходимо принимать равной

$$D = D_1 - 2\delta \quad м, \quad (96)$$

где D_1 – внутренний диаметр мельницы без учета футеровки, *м*; δ – толщина футеровки, *м*.

Формуле (95) позволяет определить теоритическое навыгоднейшее число оборотов барабана мельницы.

Согласно формуле, имеем $n = \psi\, n_{кр}$ *об/сек*.

Отсюда,

$$\psi = n / n_{кр} = ... = ... ,$$

$$n = ... \, n_{кр} \quad об/сек .$$

На основе опыта эксплуатации шаровых мельниц на цементных заводах приходит к следующим выводам.

Необходимо в практических условиях при лпределении рабочего числа оборотов учитывать следующее:

1. При размоле материала, поступающего в мельницу при относительно малых по размеру кусках, требуется меньшая скорость, чем при крупных кусках.

2. Мельница, предназначенная для выпуска продукта с повышенной тонкостью помола, должна работать с меньшим числом оборотов.

3. Для размола мягких материалов также требуется меньшая скорость, чем для твердых.

4. При выпуклой форме футеровочных плит, также и при каблуковых плитах число оборотов должно быть несколько ниже, чем при гладких плитках.

5. При замкнутом способе работы мельницы ее число оборотов должно быть несколько большим, чем при открытом.

В таблице 1 приводятся сравнительные данные по теоритическим и рабочим числам оборотов мельниц, применяемых в цементной промышленности.

Таблица 1

Теоритические и рабочие числа оборотов барабанов мельниц

Элементы характерис-тики	Завод-изготовитель									
	Отечественные заводы (Кувасай, Кызилкум, Бекабад, Ахангаран цемент)						Завод Цементанлагенбау (Германия)			
Диаметр барабана, *м*	2	2,2	2,55	3,2	3,2	4,5	2,2	2,4	2,6	3

Элементы характерис-тики	Завод-изготовитель									
	Отечественные заводы (Кувасай, Кызилкум, Бекабад, Ахангаран цемент)						Завод Цементанлагенбау (Германия)			
Длина барабана, *м*	10,5	13,0	13,0	8,5	15,0	16,0	13,0	13,0	13,0	14,0
Толщина футеровки, *м*	0,060	0,065	0,075	0,100	0,100	0,140	0,065	0,070	0,070	0,075
Диаметр барабана мельницы в свету, *м*	1,88	2,07	2,40	3,0	3,0	4,22	2,07	2,26	2,46	2,85
Теоретичес-кое число оборотов, *об/мин*	23,4	22,2	20,4	18,0	18,0	15,4	22,2	21,3	20,4	18,9
Рабочее число оборотов, *об/мин*	21,0	22,0	20,0	18,67	16	15,2	21,4	20,0	19,5	18,5

Примечание. Число оборотов приводится соответственно паспорту в минутах.

Для мельниц, футерованных каблуковыми плитами, рекомендуется определять рабочее число оборотов барабана мельницы по формуле (97)

$$n_{иш.} = 0,33 / \sqrt{R} \quad об/сек, \qquad (97)$$

Определить величины угла отрыва α и угла падения β с учетом отношения внутреннего радиуса загрузки R_2 (*см. схема к определению траектории шаров и контура шаровой загрузки*) к внешнему R_1:

$$R_2 / R_1 = k . \qquad (98)$$

При степени заполнения мельницы шарами φ и постоянной скорости вращения барабана n по формуле $\cos \alpha \geq \upsilon^2 / gR$ и $4\pi^2 R^2 n^2 / gR \leq \cos \alpha$ можем записать

$$\cos \alpha_1 = 4\pi^2 R_1 \ , \qquad (99)$$

по внутреннему слою

$$\cos \alpha_2 = 4\pi^2 R_2 \ , \qquad (100)$$

откуда

$$\cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 = R_2 / R_1 . \qquad (101)$$

Полагая

$$\cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 = k = R_2 / R_1 \ , \qquad (102)$$

получим

$$R_2 = k R_1 \ , \qquad (103)$$

и

$$\cos \alpha_2 = k \cos \alpha_1 . \qquad (104)$$

Согласно формуле $n = \psi n_{кр}$ получим:

$$\cos \alpha_1 = \psi^2 \ , \qquad (105)$$

$$\cos \alpha_2 = k \psi^2 . \qquad (106)$$

Анализируя формулы (105) и (106), устанавливаем, что угол отрыва шара внешнего слоя α_1 зависит только от скорости вращения барабана мельницы. Величина же угла отрыва шара внутреннего ряда α_2 зависти и от скорости ψ и от величины k. С изменением степени заполнения барабана шарами φ изменяется также и радиус R_2 внутреннего ряда шаров, а следовательно, величина k.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10

Определение массы мелющих тел в шаровых мельницах

Цель лабораторная работы: Определение массы мелющих тел в шаровых мельницах. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках шаровых мельниц.

Принадлежности: Шаровая мельница и их детали.

Порядок работы: Величины φ коэффициент заполнения объема барабана при неподвижной мельнице равна отношению площади загрузки F к рабочей площади барабана:

$$\varphi = F / \pi R^2 = F / \pi (R_б - \delta)^2 , \qquad (107)$$

где F – внутренний радиус футерованного барабана, принимается равным $0,94 \div 0,95$ радиус барабана мельницы; $R_б$ – диаметр барабана, *м*; δ – толщина футеровки, *м*.

Полная масса загрузки m барабана мелющими телами будет равна

$$m = \varphi\ \eta\ \gamma\ \pi\ R^2 L \quad кг, \qquad (108)$$

где μ – коэффициент разрыхления загрузки; γ – плотность мелющих тел, *кг/м*^{3}; L – длина барабана за вычетом толщины межкамерных перегородок, *м*.

Коэффициент разрыхления загрузки μ принимают для шаров *0,575*, а для цильпебса – *0,55*. Приведенный коэффициент разрыхления для мельниц, загруженных шарами и цильпебсом, рекомендуется принимать равным *0,565*. Плотность мелющих тел $\gamma=7800$ *кг/м*^{3}.

Подставляя величины μ и γ в формуле (108) при $\varphi=0,3$, получим

$$m = \ldots\ldots\ldots\ldots \quad кг. \qquad (109)$$

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ГЛАВА 3
МАШИНЫ ДЛЯ СОРТИРОВКИ МАТЕРИАЛОВ

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 11

Определение производительности вибрационных грохотов

Цель лабораторная работы: Определение производительности вибрационных грохотов. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках вибрационного грохота.

Принадлежности: Вибрационный грохот и их детали.

Конструкция вибрационных грохотов.

Колосниковые грохоты разделяются на неподвижные и подвижные.

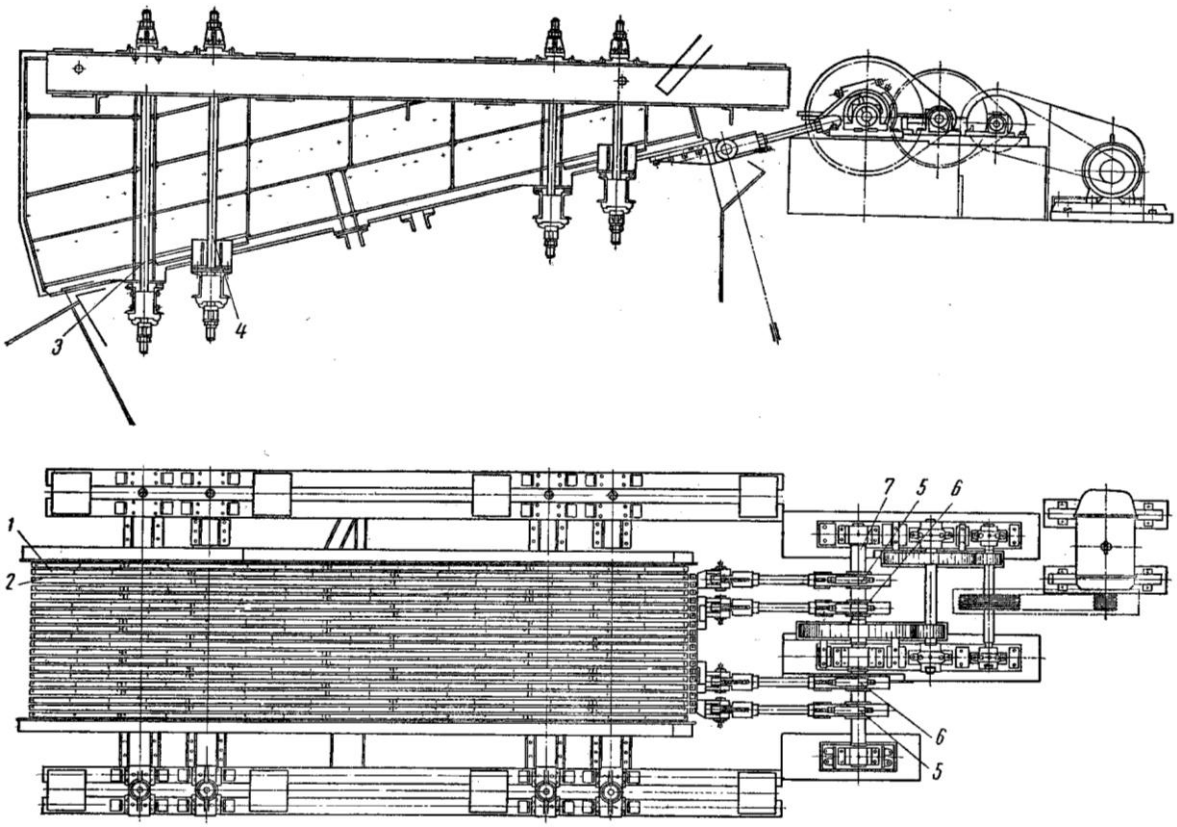

Рисунок 11. Подвижный колосниковый грохот-питатель.

Неподвижный колосниковый грохот состоит из отдельных параллельно установленных колосников и служит или для грохочения при установке его наклонно под углом *30–50*^{0}, или выполняет роль решеток, задерживающих особо крупные куски материала.

Подвижный колосниковый грохот-питатель с качающимися колосниками (*рис. 11*) состоит из двух отдельных колосниковых систем (1) и (2), подвешенных на тягах (3) и (4). Движение колосники получают от эксцентриков (5) и (6), насаженных на приводной вал (7) под углом *180*$^\circ$ один другому. Таким образом, каждая из колосниковых систем совершает возвратно-поступательное движение, чем и обеспечивается грохочение.

Колосниковый грохот устанавливается наклонно под углом в *15-20*^{0} по направлению движения материала.

Изготовляют колосниковые грохоты производительностью от *25 до 300 т/ч* при ширине щели междуколосниками соответственно от *2 до 100 мм.* Потребляемая мощность при производительности в *300 т/ч* составляет *18 квт*.

В промышленности строительных материалов колосниковые грохоты-питатели применяются главным образом на цементных заводах, где они выполняют функции питателей для крупных щековых дробилок и одновременно грохотов, отделяя куски, размер которых меньше размера выходной щели дробилки.

Вибрационный колосниковый грохот инерционного типа, представленный на рис. 12, предназначен для сортировки материала, поступающего в дробилку. Применение колосникового грохота целесообразно в тех случаях, когда направляемый в дробилку материал содержит свыше *25-30%* кусков, размер которых меньше ширины выходной щели дробилок. Грохот состоит из короба (1), имеющего с

внутренней стороны футеровку (2). Вибровал (3) грохота монтируется в пыленепроницаемой трубе (4), которая является поперечной связью короба.

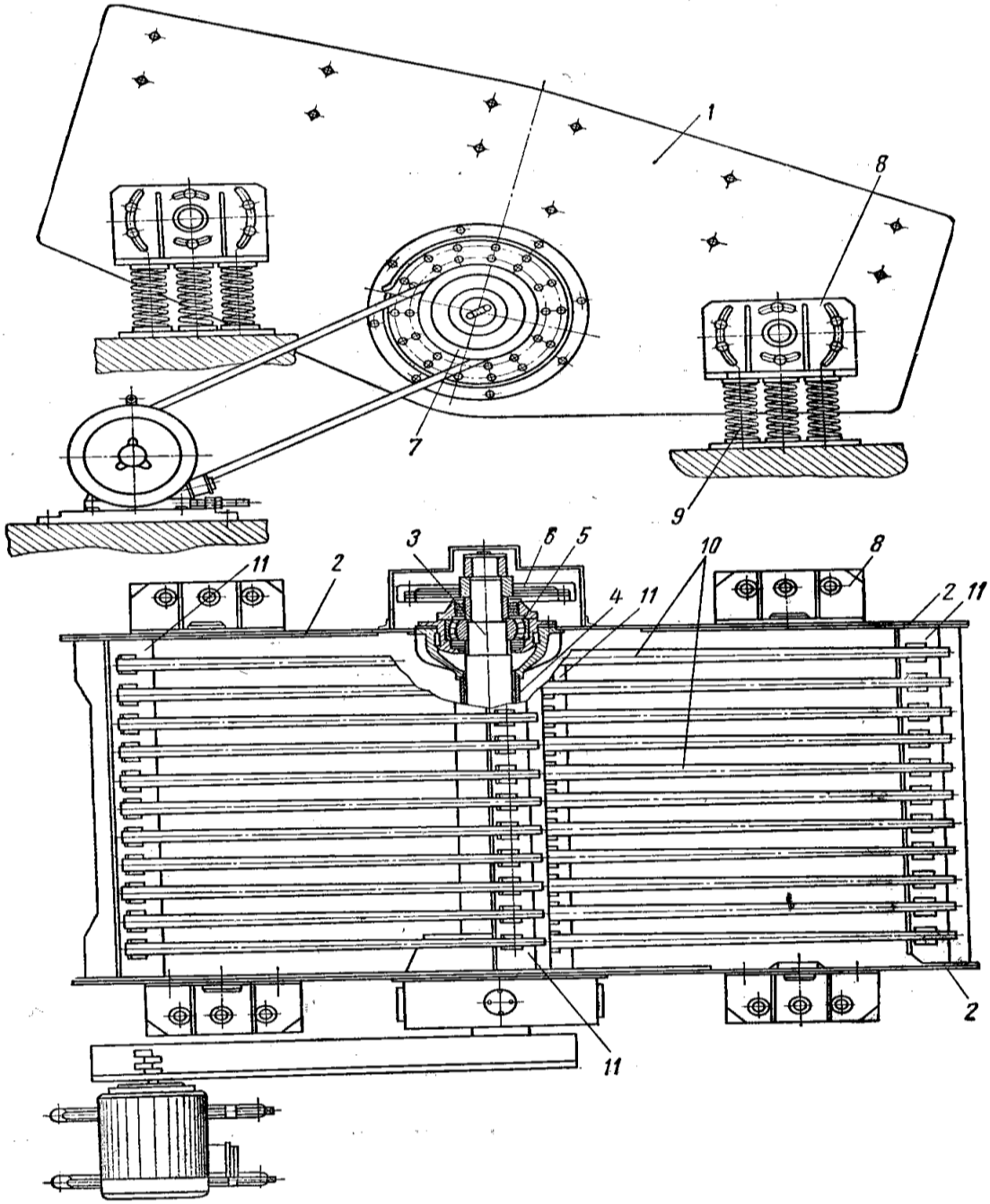

Рисунок 12. Колосниковый грохот инерционного типа.

Концы трубы служат корпусами для роликоподшипников (5), на которых установлен вибровал (3) со смонтированными на нем дебалансами (6) и шкивом (7). Короб снабжен четырьмя кронштейнами

(8), которыми он опирается на пружины (9). Колосники (10) закрепляются на опорных балках (11).

Грохот может устанавливаться под углом от *0 до* 30^0 к горизонту. Размер полотна грохота рассматриваемой модели равен *1,5×3 м*. Ширина щели *0,075–0,2 м*. Наибольший размер поступающего куска *1 м*.

Порядок работы: Производительность Q вибрационных грохотов можно определят по формуле:

$$Q = mqFk_1k_2k_3 , \quad (110)$$

где m – коэффициент, учитывающий возможно неравномерность питания и зернового состава материала, форму зерен и тип грохота (значения m приведены в табл. 2); q – удельная производительность сита площадью *1* $м^2$, $м^3/с$; F – площадь сита грохота, $м^2$; k_1 – коэффициент, учитывающий угол наклона грохота; k_2 – коэффициент, учитывающий процентное содержание фракций нижнего класса в исходном материале; k_3 – коэффициент, учитывающий процентное содержание в нижнем классе зерен, меньших половины размера отверстий сита.

Таблица 2

Значения коэффициента *m*

Тип вибратора	Значения коэффициент *m* для	
	гравия	щебня
Горизонтальный	*0,8*	*0,65*
Наклонный	*0,6*	*0,5*

Формула (110) предназначена для определения производительности одного сита грохота. Естественно, что производительность двух- или трехситных грохотов следует определять по лимитирующему, чаще нижнему ситу, учитывая, что исходным

материаплом для него будет нижний продукт верхнего сита. Проверочный расчет необходимо выполнять и по другим ситам.

Таблица 3

Значения коэффициентов *q*; k_1; k_2; k_3

Параметры	Размеры квадратных отверстий сит в свету, *мм*													
	5	7	10	14	16	18	20	25	35	37	40	42	65	70
q для горизонтальных грохотов при угле наклона 18^0	*12*	*16*	*23*	*32*	*37*	*40*	*43*	*46*	*56*	*60*	*62*	*64*	*80*	*82*
k_1	Значения коэффициент от угла наклона сита, *град*													
	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
	0,45	*0,5*	*0,56*	*0,61*	*0,67*	*0,73*	*0,8*	*0,92*	*1,0*	*1,08*	*1,18*	*1,28*	*1,37*	*1,46*
k_2	Значения коэффициентов от зернового состава исходного материала, *град*													
	10	20	30	40	50	60	70	80	90					
	0,58	*0,66*	*0,76*	*0,84*	*0,92*	*1,0*	*1,08*	*1,17*	*1,25*					
k_3	Значения содержания в нижнем классе зерен, меньших ½ размера отверстий сита, %													
	10	20	30	40	50	60	70	80	90					
	0,63	*0,72*	*0,82*	*0,91*	*1,0*	*1,09*	*1,18*	*1,28*	*1,37*					

Примечание. Для горизонтального грохота с направленными колебания k_1 =1.

Настоящий метод может применяться и для расчета грохотов, работающих на промежуточных процессах грохочения. В этом случае выбор размеров отверстий сит рекомендуется производить упрощенным способом по данным табл. 4 (где *C* – содержание фракций нижнего класса в исходном материале (определяется пробным рассевом исходного материала на лабораторном сите, имеющем размеры и форму отверстий идентичными ситу промышленного грохота), например *C=50%*; $d_{гр}$– размер граничного зерна, *мм*; *α* – амплитуда колебаний, *мм*; $d_{квад.}$ – размер квадратного отверстия сита, *мм*.).

Таблица 4

Выбор размера отверстий сит для грохотов, работающих на промеждуточных процессах грохочения

$d_{чег.}$, *мм*	Наклонный грохот						Горизонтальный грохот					
	щебень			гравий			щебень			гравий		
	C, %	*α, мм*	$d_{к.}$, *мм*	*C, %*	*α, мм*	$d_{к.}$, *мм*	*C, %*	*α, мм*	$d_{к.}$, *мм*	*C, %*	*α, мм*	$d_{к.}$, *мм*
5	*Любое*	5	6	*Любое*	5	6	*Любое*	5	6	*Любое*	5	6
10		10	12		10	12		10	12		10	12
15	*До 60*	14	18	*До 70*	14	18	*До 75*	14	18		16	18
	> 60	16	20	*> 70*	16	18	*> 75*	16	20			
20	*До 60*	18	24	*Любое*	20	24	*До 75*	18	24	*Любое*	20	24
	> 60	20	26		20	24	*> 75*	20	26			
25	*До 60*	25	30	*Любое*	25	30	*До 75*	25	30	*Любое*	25	30
	> 60	25	32				*> 75*	25	32			
40	*До 60*	35	47	*Любое*	40	47	*До 75*	35	47	*Любое*	40	47
	> 60	40	52				*> 75*	40	52			
70	*До 60*	70	82	*Любое*	70	82	*До 75*	70	82	*Любое*	70	82
	> 60	70	90				*> 75*	70	90			

Рассматриваемый метод предназначен для расчета технологических параметров вибрационных грохотов при сухой сортировке на товарные фракции щебня и гравия с влажностью в среднему до *3-6%* в зависимости от степени загрязнения материалов, не вызывающей залипания мелких сит. При грохочении на ситах с размером отверстий более *15-20 мм* влажность материалов практически не влияет на результаты сортировки.

В приведенных формулах отсутствуют коэффициенты, учитывающие влажность исходных материалов, так как при разной степени загрязнения мтериалов правильный учет ее практически невозможен. К тому же (и это главное) грохочение относительно мелких материалов с влажностью, превышающей критическую, приводит к нарушению заданных границ разделения фракции, к недопустимо большому их засорению и даже к залипанию отверстий сит, вследствие чего товарное грохочение становится невозможным. В этоих случаях на ситах с отверстиями до *15-20 мм* необходимо применять мокрый способ грохочения, для которого настоящий метод также может быть использован. Практически производительность при этом будет несколько превышать расчетную с обеспечением вполне оправданного запаса. Для режимов грохочения пульпы (при гидродобыче сырья) формула (113) подлежит уточнению путем введения коэффициента, учитывающего характеристику пульпы.

Ниже приведенная формула позволяет определить ожидаемую эффективность грохочения для горизонтальных и наклонных виброгрохотов при вращении вала в сторону движения материала:

$$E_1 = e\, k_1 k_2 k_3 \quad \% \,. \quad (111)$$

где e – эталонное значение эффективности грохочения (для средних условий), при котором k_1 , k_2 , k_3 равны *1*; k_1 – коэффициент,

учитывающий угол наклона грохота; k_2 – коэффициент, учитывающий пропускное содержание зерен нижнего класса в исходном материале; k_3 – коэффициент, учитывающий процентное содержание в нижнем классе зерен, меньших половины размера отверстия сита.

В настоящее же время рекомендуется при грохочении щебня и гравия на товарные фракции применять обратное вращение вала вибратора.

В табл. 5 приводятся значения коэффициентов при прямом и обратном вращениях вала вибратора, а также общее их значение при некотором округлении.

Таблица 5

Значения коэффициентов k_1, k_2, k_3 при прямом и обратном вращениях вала вибратора

<table>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">Параметры</td><td colspan="7">Угол наклона грохота, град</td></tr>
<tr><td>12</td><td>15</td><td colspan="2">18</td><td colspan="2">21</td><td>24</td></tr>
<tr><td rowspan="3">k_1</td><td>Прямое вращение</td><td>1,05</td><td>1,03</td><td colspan="2">1,0</td><td colspan="2">0,96</td><td>0,88</td></tr>
<tr><td>Обратное вращение</td><td>1,02</td><td>1,01</td><td colspan="2">1,0</td><td colspan="2">0,97</td><td>0,92</td></tr>
<tr><td>Принято общее значение</td><td>1,03</td><td>1,02</td><td colspan="2">1,0</td><td colspan="2">0,96</td><td>0,90</td></tr>
<tr><td colspan="2">Значение, С %</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td><td>80</td></tr>
<tr><td rowspan="3">k_2</td><td>Прямое вращение</td><td>0,86</td><td>0,9</td><td>0,95</td><td>0,97</td><td>1</td><td>1,02</td><td>1,03</td></tr>
<tr><td>Обратное вращение</td><td>0,86</td><td>0,89</td><td>0,93</td><td>0,97</td><td>1</td><td>1,01</td><td>1,02</td></tr>
<tr><td>Принято общее значение</td><td>0,86</td><td>0,90</td><td>0,94</td><td>0,97</td><td>1</td><td>1,015</td><td>1,02</td></tr>
<tr><td colspan="2">Значение, С %</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td><td>80</td></tr>
</table>

k_3	*Прямое вращение*	*0,90*	*0,95*	*0,98*	*1,00*	*1,01*	*1,03*	*1,04*
	Обратное вращение	*0,89*	*0,94*	*0,98*	*1,00*	*1,01*	*1,015*	*1,02*
	Принято общее значение	*0,90*	*0,94*	*0,98*	*1,00*	*1,01*	*1,02*	*1,03*

Как видно из табл. 5, значения коэффициентов k_2 и k_1 ,отражающих влияние зернового состава на эффективность грохочения, в большинстве случаев для прямого и обратного вращений вала получаются одинаковыми или отличаются весьма незначительно. Значения коэффициента k_1, который отражает влияние угла наклона грохота при прямом и обратном вращениях вала вибратора, отличаются несколько в большей степени. Однако и в этом случае признано целесообразным принять общее усредненное значение коэффициента k_1 в целях упрощения расчета.

Эталонные значения *e* эффективности грохочения, полученные при средних условиях, тоже представляется возможным обобщить. Ранее принимались раздельные значения *e* для случая грохочения на каждом типе грохота гравия и щебня. Причем разница значений *e* для гравия и щебня не превышала *1–2%* .Общие (средние) значения *e* будут отличаться от частных не более чем на *±1%*. Такая величина лежит в пределах случайного варьирования получаемых значений эффективности грохочения.

Средние обобщенные значения принимаются следующими (см. табл. 6).

Таблица 6

Средние обобщенные значения

Тип грохота	Значение *e*, %
Наклонный с круговыми колебаниями при прямом вращении вала вибратора	*87*
Наклонный с круговыми колебаниями при обратном вращении вала вибратора	*92*
Горизонтальный виброгрохот с прямолинейными колебаниями	*90*

Полученные значения e, k_1, k_2, k_3 позволяют уточнить и несколько упростить определение эффективности грохочения по формуле (111), а также распространить разработанный ранее метод расчета качественных показателей грохотов на наклонные грохоты с обратным вращением вала вибратора.

Расчет качественных показателей грохотов особенно важен при осуществлении сортировки, т. е. при разделении материалов на товарные фракции.

Хорошая эффективность грохочения достигается при ускорениях, обеспечивающих подбрасывание кусков (частиц) материала на высоту, равную примерно *0,4* размера отверстия сита, при этом происходит самоочищение сита. Величину ускорения сита рекомендуется принимать в пределах до *85 м/сек*^{2}.

Значение начальной скорости υ_0 полета частиц в зависимости от высоты h (*м*) их подбрасывания над плоскостью сита определяется по формулам:

для горизонтального грохота с направленными колебаниями

$$\upsilon_0 = 7{,}72 \cdot \sqrt{h} \ \text{м/сек}, \quad (112)$$

для наклонных гирационных и инерционных грохотов

$$v_0 = 4{,}28 \cdot \sqrt{h} \ \ м/сек. \quad (113)$$

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 12

Определение числа оборотов барабанных грохотов

Цель лабораторная работы: Определение числа оборотов барабанных грохотов. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках барабанного грохота.

Принадлежности: Барабанный грохот и их детали.

Конструкция барабанного грохота.

В барабанных грохотах рабочей частью является решето, согнутое по цилиндрической или конической поверхности, или многогранное барабанное сито. Сортируемый материал по решету барабанного

грохота передвигается почти без встряхивания и перемешивания, что отрицательно сказывается на качестве грохочения, так как значительная часть мелких частиц располагается в верхних слоях. Использование рабочей площади грохота незначительно и составляет *12-20%* от общей величины ее.

Основное достоинство барабанных грохотов – медленное и равномерно вращение и отсутствие толчков в работе. Это дает возможность устанавливать их в верхних этажах зданий и в передвижных установках.

При вращении цилиндрических, многогранных или конических барабанных грохотов сортируемый материал под действием сил трения поднимается на некоторую высоту, после чего начинает скользить вниз, перемещаясь при этом вдоль просеивающей поверхности к выходу вследствие наклона оси или конусности барабана.

Барабанные грохоты классифицируют: по конструкции барабана – на цилиндрические, многогранные, конические; по типу опор, поддерживающих барабан, - грохоты на валу (цапфах) или на ролико-опорах.

При разделении материала в барабанных грохотах на три и более классов применяют способ сортировки от мелкого к крупному. На рис.13 показан барабанный грохот, установленный на роликоорорах (1). Барабан приводится во вращение от электродвигателя через ременную передачу и пару зубчатых конических колес или от электродвигателя через редуктор. Со стороны загрузки, концентрично по отношению к основному барабану, установлен второй барабан (2) с натянутой на него сеткой. Второй барабан нужен для того, чтобы весь материал,тпоступающий на сортировку, вначале подавался на более

прочное решето, увеличивая тем самым стойкость сита наружного барабана.

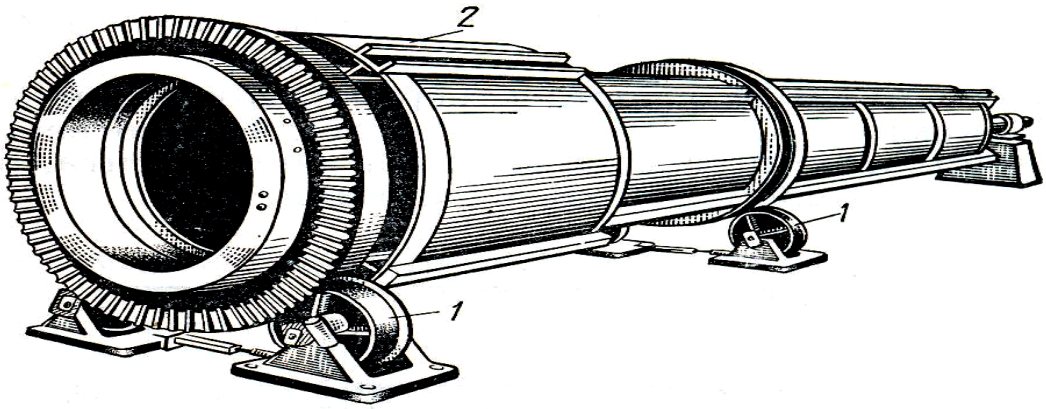

Рисунок 13. Барабанный грохот.

Роликовые опоры применяются для больших и тяжелых барабанных грохотов с диаметром цилиндров от *900* до *2000 мм* при общей длине барабана от *4,5* до *12 м*. Более легкие машины строятся с центральным валом, к которому крепятся держатели каркаса барабана.

Барабаны грохотов устанавливаются с наклоном до7^0.

Порядок работы: При неподвижном барабанном грохоте кусок материала может удержаться на внутренный плверхности барабана не выше точки *A* (*рис. 14*), положение которой определяется величиной угла β, равного углу трения материала о поверхность решета φ:

Очевидно, что при этом сила трения:

$$F = f\,G\cos\alpha\,, \quad (114)$$

где G – сила тяжести куска, *н*; α – угол отрыва, *град*.

При вращении барабана возникает центробежная сила инерции куска материала, определяемая по формуле

$$P_и = m\,\omega^2\,R\,, \quad (115)$$

где m – масса куска, *кг*; ω – угловая скорость вращения, *рад/сек*; R – радиус барабана, *м*.

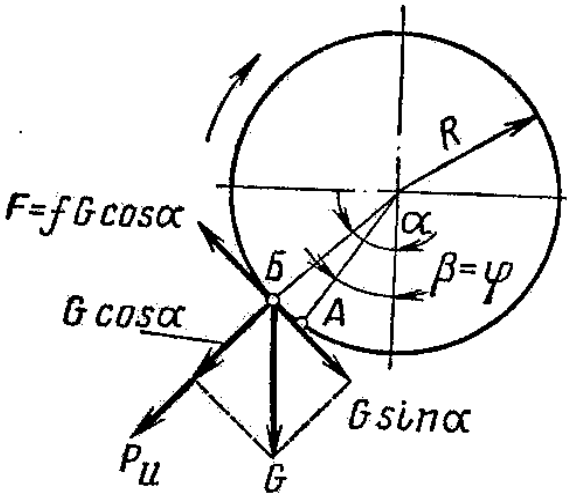

Рисунок 14. Схема к определению числа оборотов барабанного грохота.

Вызываемая ею сила трения F_u будет, очевидно, равна

$$F_u = P_u \ f = f\, m\, \omega^2 R\,. \quad (116)$$

Вследствие суммирования сил F и F_u при вращения барабана кусок материала поднимается до точки *Б*. При этом положение куска весом G определится из условия:

$$G \sin \alpha = f\, m\, \omega^2 R + f\, G \cos \alpha\,. \quad (117)$$

Заменяя коэффициент трения f на $tg\ \varphi = \sin \varphi / \cos \varphi$, G на mg и ω на $2\pi n$, получим после преобразования:

$$\sin (\alpha - \varphi) = \upsilon^2 / Rg \cdot \sin \varphi = 4\, n^2 R \sin \varphi\,, \quad (118)$$

откуда

$$n = 1/2 \sqrt{\sin (\alpha - \varphi) / R \sin \varphi}\,. \quad (119)$$

Практически угол α при нормальной работе грохота принимается равным $40–45^0$. Угол трения φ определяется из расчета, что коэффициент трения куска о поверхность решета из-за наличия в нем отверстий увеличивается до *0,7*:

$$\varphi = arc\ tg\ 0{,}7 = 35^0\,.$$

Подставляя значения α и φ в формуле (119), получим:

$$n = 1/2 \sqrt{\sin 5^0 / R \sin 35^0} \div 1/2 \sqrt{\sin 10^0 / R \sin 35^0} \approx$$

$$\approx 0{,}167 / \sqrt{R} \div 0{,}25 / \sqrt{R} \ \text{об/сек}. \qquad (120)$$

Для технических расчетов число оборотов барабанного грохота принимается равным:

$$n = 0{,}2 / \sqrt{R} \ \text{об/сек}, \qquad (121)$$

где R – в *м*.

Окружная скорость барабана составляет *0,7–1 м/сек*.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 13

Определение производительности барабанных грохотов

Цель лабораторная работы: Определение производительности барабанных грохотов. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках барабаннного грохота.

Принадлежности: Барабанный грохот и их детали.

Порядок работы: Материал перемещается вдоль грохота тогда, когда его ось наклонена к горизонту под углом β. При вращении барабана по направлению, указанному стрелкой на рис. 15, *а,* кусок материала, находящийся в точке *А,* поднимается до точки *Б*, определяемой углом α, после чего начинается скольжение куска в точку A_1 по линии наибольшего ската, составляющей с вертикальной плоскостью угол γ. При малых углах наклона барабана β и угле α, равном 45^0, можно приближенно принять $\gamma=\beta$. При дальнейшем вращении барабана кусок материала поднимается из точки A_1 до точки $Б_1$ и, двигаясь таким образом по винтовой линии $АБА_1Б_1$, будет перемещаться к выходному концу барабана. Угол Θ подъема винтовой линии будет равен:

$$\Theta = \beta + \gamma = 2\beta \,. \quad (122)$$

Развернув на плоскость цилиндрическую поверхность решета вместе с винтовой линией, получим прямоугольник *АБВГ* (*рис. 15, б*), одна сторона которого $АВ=ВГ=L$, т. е. равна длине барабана, а вторая $АГ=БВ=2\pi Rn$, где n – число оборотов барабана за отрезок времени, в течение которого кусок материала, двигающийся по винтовой линии, пройдет всю длину барабана.

Длина пути S куска материала будет равна:

$$S = L / \sin \Theta = L / \sin 2\beta \,. \quad (123)$$

За одну секунду кусок материала пройдет по окружности барабана путь, которому будет соответствовать путь куска по оси барабана:

$$l = \upsilon \, tg \, 2\beta \,. \quad (124)$$

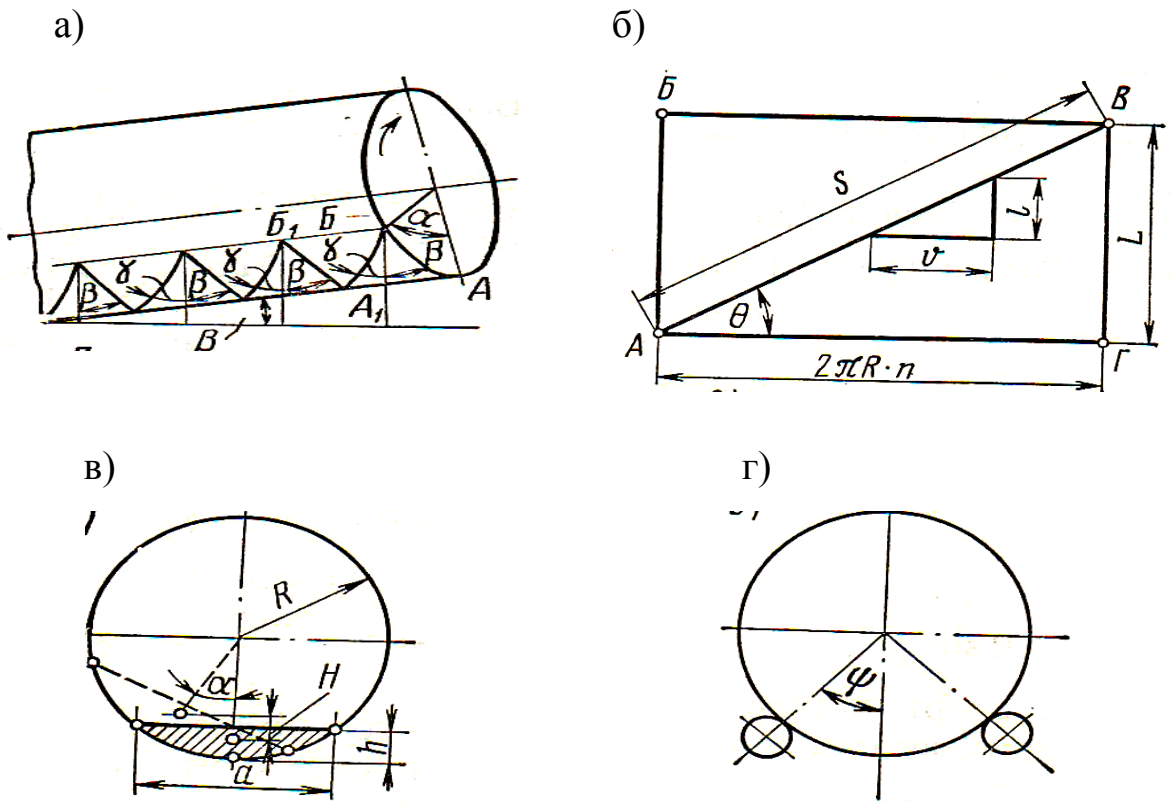

Рисунок 15. Схема к определению производительности барабанного грохота.

Поскольку путь *l* кусок проходит за одну секунду, то эта величина будетсоответствовать средней скорости движения куска вдоль барабана υ_0:

$$\upsilon_0 = l = \upsilon \, tg \, 2\beta \, . \quad (125)$$

Заменяя υ выражением $2\pi Rn$, получим

$$\upsilon_0 = 2\pi Rn \, tg \, 2\beta = 6{,}28 \cdot Rn \, tg \, 2\beta \ \ м/сек, \quad (126)$$

Производительность барабанного грохота определится по формуле

$$Q = 3600 \, \upsilon_0 F_1 \, \gamma_{об.\,н} \ \ кг/ч, \quad (127)$$

где F_1 – площадь сечения слоя материала, находящегося в грохоте, $м^2$; $\gamma_{об.\,н}$ – объемная масса материала, $кг/м^3$.

Площадь сечения F_1 материала можно приближенно определять по формуле (*рис. 15, в*)

$$F_1 = 2/3 \cdot ah\ , \quad (128)$$

где h – высота слоя материала, *м*.

По рис. 15, *в* находим

$$a/2 = \sqrt{R^2 - (R - h)^2} = \sqrt{2Rh - h^2}\ , \quad (129)$$

или, пренебрегая величиной h^2, получим

$$a = 2\sqrt{2Rh}\ . \quad (130)$$

После соответствующих подстановок в формуле (127) и преобразований получим

$$Q = 43200\ \gamma_{об.\ н}\ n\ tg\ 2\beta \cdot \sqrt{R^3\ h^3}, \quad (131)$$

где R и h – даны *м*, $\gamma_{об.\ н}$ –в $т/м^3$, n –в *об/сек*.

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ГЛАВА 4
МАШИНЫ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 14

Определение производительности лопастных смесителей непрерывного действия

Цель лабораторная работы: Определение производительности лопастных смесителей непрерывного действия. На основе результата определение сделать вывод об примуществах и недостатках лопастного смесителя.

Принадлежности: Лопастный смеситель непрерывного действия и их детали.

Конструкция лопастных смесителей непрерывного действия.

Лопастные смесители непрерывного действия предназначены для комплектования бетоно- и растворосмесительных установок производительностью *5, 10* и *30* $м^3/ч$.

Для перемешивания различных порошковых масс, например при производстве керамических изделий по методу сухого прессования, при производстве силикатных изделий, при подготовке шихты в стекольных производствах и т. д., нашли широкое применение одновальные и двухвальные лопастные смесители непрерывного действия.

В настоящее время широко применяются двухвальные лопастные смесители непрерывного действия (*рис. 16*).

Компоненты смеси непрерывным потоком подаются соответствующими дозаторами в корыто (8), в котором вращаются в

разные стороны два вала (6) с закрепленными на них лопастями (7). Лопасти устанавливают под углом *40...45*^{0} по отношению к оси вала, с тем чтобы смесь интенсивно перемещалась как в радиальном, так и в осевом направлении к разгрузочному затвору (5). Валы приводятся во вращение двигателем (1) через ременную передачу (2), редуктор (3) и зубчатые колеса (4).

Двухвальный смеситель непрерывного действия предназначается как для сухого перемешивания глины при полусухом производстве керамических изделий, так и при пластичном формовании изделий.

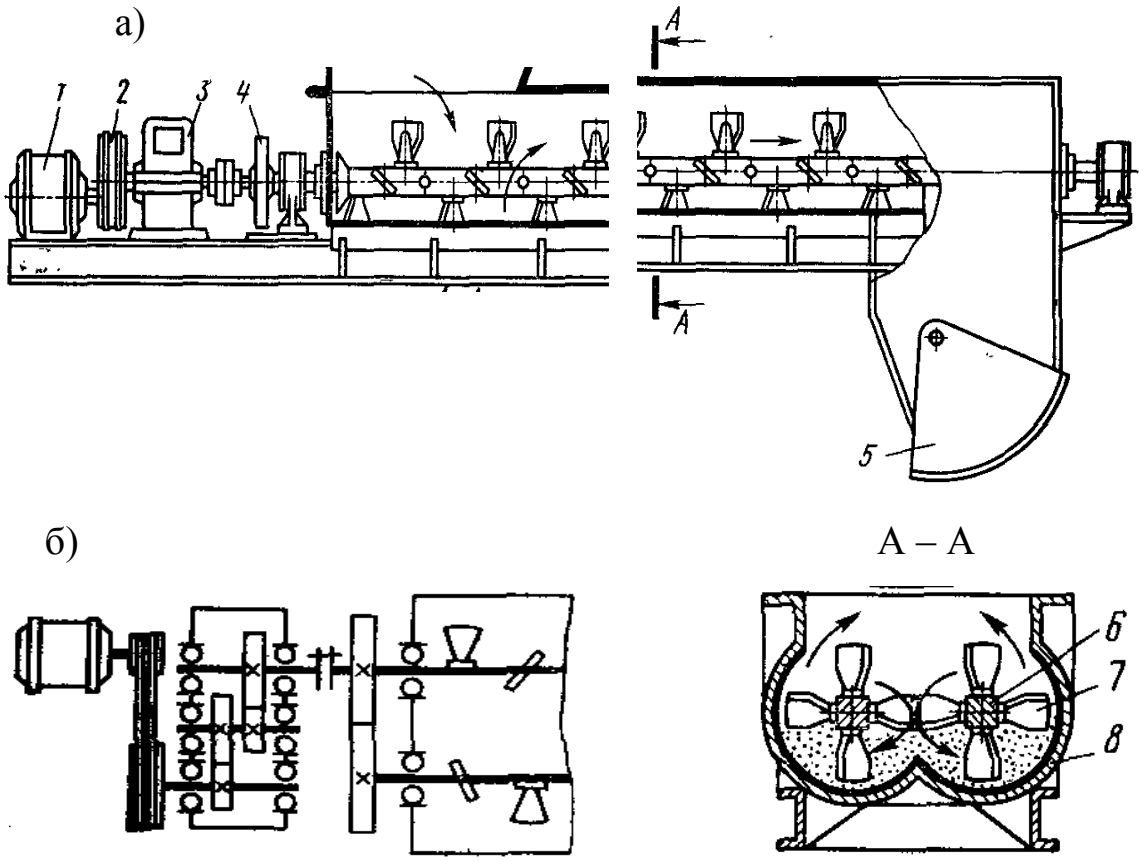

Рисунок 16. Двухвальный смеситель непрерывного действия: а – общий вид; б – схема привода.

Для увлажнения порошковой массы над смесителем устанавливают водопроводные трубы с мелкими отверстиями в них, через которые подается воды в виде тонких струй.

Наиболее эффективным методом увлажнения является так называемое пароувлажнение масс, осуществляемое как при сухом, так и при пластичном способах производства. При пароувлажнении происходит прогрев массы, чем обеспечивается повышение качестве изделий при последующей обработке. Глина увлажняется насыщенным паром низкого давления, который прогревает массу и затем, конденсируясь, увлажняет ее.

Во избежание быстрого износа рекомендуется внутреннюю поверхность корпуса футеровать сменными накладками.

Порядок работы: Производительность лопастных смесителей может быть определена, исходя из следующего:

каждая лопасть за один оборот продвигает вперед массу на расстояние, равное проекции лопасти (установленной над углом α к вертикальной плоскости) на горизонтальную плоскость.

Все лопасти смесителя за один оборот вала продвигают всю массу материала на то же расстояние. Последняя лопасть выдает за один оборот вала объем массы, равный

$$V_1 = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2) \cdot b \sin \alpha \ \ м^3/ч, \quad (132)$$

где D – диаметр окружности, описываемой концом лопасти, *м*; d – диаметр вала, *м*; b – средняя ширина лопасти, *м*; α – угол наклона лопасти, принимается в пределах $12\text{-}15^0$.

Общая производительность одновального смесителя может быть подсчитана по формуле

$$V = 3600 \cdot \pi/4 \cdot (D^2 - d^2) \cdot b \sin \alpha \cdot \varphi n k \beta \ \ м^3/ч, \quad (133)$$

где φ – коэффициент заполнения корпуса смесителя; его рекомендуется принимать равным в среднем *0,5*; n – число оборотов вала смесителя, *об/сек*; β – коэффициент, учитывающий частичный возврат массы при ее перемешивании; его рекомендуется принимать равным *0,75÷0,8*;

k – коэффициент, учитывающий неравномерность подачи сырья и его разрыхленность в смеситель, *k≈0,6*.

Задание. Определить производительность одновального смесителя со следующей характеристикой: диаметр окружности, описываемой концом лопасти *D=0,6 м*, диаметр вала *d=0,1 м*; средняя ширина лопасти *b=0,08 м*; число оборотов вала смесителя *n=0,5 об/сек*.

$$V = \ldots\ldots\ldots\ldots = \ldots\ldots\ldots = \text{м}^3/\text{ч}.$$

В результате лабораторной работы

указать полученные значение по показателям

№	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Результаты	
				По паспорту	По расчету
1.					
2.					
3.					
Вывод:					

ПРИЛОЖЕНИЕ

Десятичные приставки к названиям единиц

E – экса (10^{18})	d – деци (10^{-1})
P – пета (10^{15})	c – санти (10^{-2})
T – тера (10^{12})	m – милли (10^{-3})
G – гига (10^{9})	μ – микро (10^{-6})
M – мега (10^{6})	n – нано (10^{-9})
к – кило (10^{3})	p – пико (10^{-12})
h – гекто (10^{2})	f – фемто (10^{-15})
da – дека (10^{1})	a – атто (10^{-18})

Название использованные буквы в формулах

Печатные буквы	Рукописные буквы	Названия букв
A	α	альфа
B	β	бета
Г	γ	гамма
Δ	δ	дельта
E	ε	эпсилон
Z	ζ	дзета
H	η	эта
Θ	θ	тета
I	í	йота
K	κ	каппа
Λ	λ	ламбада
M	μ	мю
N	ν	ню
Ξ	ξ	кси
O	*o*	омикрон
Π	π	пи
P	ρ	ро
Σ	σ	сигма
T	τ	тау
Y	υ	ипсилон
Φ	φ	фи
X	χ	хи
Ψ	ψ	пси
Ω	ω	омега

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Duggal S. K. (B.E., M.E., Ph.D. Professor and Head Civil Engineering Department Motilal Nehru Institute of Technology Allahabad (U.P.)) Building materials (2008). New Age International (P) Ltd. - p. 525.
2. Andrew J. Charlett (formerly of Nottingham Trent University, UK) and Craig Maybery-Thomas (Neath Port Talbot County Borough Council, UK) (2013) Fundamental Building Technology. UK - p. 392.
3. Arthur Lyons (Formerly of De Montfort University, UK) (2014) Materials for Architects and Builders. UK - p. 496.
4. Sattorov Z.M. Qurilish industriyasining mexanik uskuna va mashinalari [Matn]: O`quv qo`llanma / Z.M.Sattorov, – Toshkent: «O‘zbekiston faylasuflari milliy jamiyati» nashriyoti, 2019. – 296 bet.
5. Бауман В.А., Клушанцев Б.В., Мартынов В.Д. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций». – М.: Машиностроение, 1981.
6. Мартынов В.Д. «Строительные машины и монтажное оборудование». – М.: Высшая школа, 1984.
7. Борщевский А.А., Ильин А.С. «Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий». – М.: Высшая школа, 1987.
8. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудования. Учеб. для вузов по спец. «Строит. машины и оборудование». – М.: Высшая школа, 1987.

9. Силенок С.Г., Борщевский А.А. и др. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций». – М.: Машиностроение, 1990.

10. Епифанов С.М. Строительные машины: Справочник. – М.: Стройиздат, 1991.

11. Горбовец М.Н. Строительные машины: Справочник 2 томах. – М.: Машиностроение, 1991.

12. Otaqo‘ziev T.A., Mirzaev R.O. Qurilish materiallariga oid ruscha-o‘zbekcha izohli lug‘at. – Toshkent, “O‘qituvchi”, 1991.

13. Дамдинова Д.Р., Дондуков В.Г. «Механическое оборудование предприятий строительной индустрии». Учеб. пос., Издательство ВСГТУ, Улан-Удэ, 2004.

14. Богданов В.С., Булгаков С.Б., Ильин А.С. Технологические комплексы и механическое оборудование предприятий строительной индустрии. – СПб: Проект науки, 2010.

15. Qosimov E.U. “Qurilish ashyolari. Ma’lumotnoma”. O‘zbekiston Respublikasi Davlat arxitektura va qurilish qo‘mitasi, Toshkent arxitektura qurilish instituti. – Rasmiy nashr. – Toshkent, 2011.

16. Указатель. «Межгосударственных и республиканских стандартов, технических условий в области строительства». – Ташкент, 2017.

Maqolalar

17. Sattorov Z.M. Zarbli harakatlanuvchi maydalagichlarni hisoblash asoslari. // “Ilm zarchashmalari” ilmiy-metodik jurnal.// №2.2015, UrDU, 2015 y. – 22 – 26 b.

18. Sattorov Z.M. Qurilish materiallarini saralovchi tebranuvchi sim g‘alvirlarni texnik va texnologik yangilashda ishlab chiqarish samaradorligini

hisoblash asoslari. // Me'morchilik va qurilish muammolari. Ilmiy-texnik jurnal. // №1·2015, Samarqand, 2015 y. – 58–61 b.

19. Sattorov Z.M. Binolarni loyihalashda tadbiq etiladigan qurilish materiallarini saralash usullari. // Binolarni loyihalashning funksional asoslari. Respublika ilmiy-amaliy konferensiya materiallari. // Toshkent, TAQI, 1-2 may 2015 y. – 70–73 b.

20. Sattorov Z.M., Rizaev A.J. Qurilish industriyasining mexanik uskuna va mashinalarini texnologik yangilash hamda modernizatsiya qilishda hisoblash asoslari. // "O'zbekiston arxitekturasi va qurilishi" jurnali // №3–4·2015, Toshkent, 2015 y. – 52–55 b.

21. Sattorov Z.M. Qurilish sanoatida jag'li maydalagich mashinalarini texnik va texnologik yangilashda hisoblash asoslari. // Qurilish ashyolarining tuzilishi va xossalarini yaxshilash usullari. Ilmiy-amaliy seminar to'plami. // Toshkent, TAQI, 31 oktyabr 2015 y. – 94–97 b.

22. Sattorov Z.M., Muxidov Sh.A. Механическое оборудование гидротехнических сооружений. // O'zbekistonda geotexnikaning dolzarb muammolari va ularning amaliy echimlari. Respublika ilmiy-amaliy anjumani materiallari. I-qism. // Toshkent, TAQI, 12-13 aprel 2016 y. – 145–149 b.

23. Sattorov Z.M., Akbarov D.B. Требования к эксплуатации механического оборудования гидротехнических сооружений. // O'zbekistonda geotexnikaning dolzarb muammolari va ularning amaliy echimlari. Respublika ilmiy-amaliy anjumani materiallari. I-qism. // Toshkent, TAQI, 12-13 aprel 2016 y. – 149–154 b.

24. Сатторов З.М. Классификация современных энергосберегающих смесительных машин для перемешивания материалов. // Социально-экономическое развитие городов и регионов: градостроительство, развитие бизнеса, жизнеобеспечение города [Электронный ресурс]:

материалы международной научно-практической конференции, Волгоград, 22 апреля 2016 г. / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. – Электронные текстовые и графические данные (5,5 Мбайт). – Волгоград: ВолгГАСУ, 2016. – 331–339 с.

25. Sattorov Z.M. Sharli tegirmonda qurilish materiallarini kukunlash nazariyasi. // “Arxitektura va qurilish sohalarida innovatsion texnologiyalarni qo‘llash istiqbollari” xalqaro ilmiy–texnik konferensiya materiallari. 1 Kitob.//, Samarqand, SamDAQI, 27–28 may 2016 y. – 185–187 b.

26. Sattorov Z.M., Maxamadjonov J.A. Sement ishlab chiqarish sanoatida separatorlarni hisoblash asoslari. // Qurilishda innovatsion texnologiyalar. Respublika ilmiy-texnik anjuman natijalari bo‘yicha ilmiy ishlar to‘plami. 3-qism. // Toshkent, TAQI, 17-18 mart 2017 y. – 42–46 b.

27. Sattorov Z.M. Valikli maydalagichlar va ularning konstruksiyasi. // “O‘zbekiston arxitekturasi va qurilishi” jurnali // №01–02·2017, Toshkent, 2017 y. – 59–62 b.

28. Sattorov Z.M. Ohak tosh ishlab chiqarish sanoatida konusli maydalagichlarning o‘rni. // Zamonaviy qurilishlar, binolar va inshootlarning konstruksiyaviy hamda seysmik xavfsizligi masalalari. Respublika ilmiy-amaliy konferensiya materiallari to‘plami. // Namangan, NamMPI, 11 aprel 2017 y. – 71–74 b.

29. Sattorov Z.M. Chaqiq tosh ishlab chiqarish sanoatida konusli maydalagichlarni hisoblash nazariyasi. // Ilmiy–amaliy jurnal «Arxitektura Qurilish Dizayn». // Maxsus son/2017, Toshkent, 2017 y. – 80–86 b.

30. Sattorov Z.M. Tambalarda qurilish materiallarini uzatish nazariyasi asoslari. // “Shahar qurilishi va xo‘jaligining dolzarb masalalari” Respublika ilmiy-texnik anjuman natijalari bo‘yicha ilmiy ishlar to‘plami. 3-qism. // Toshkent, TAQI, 10-11 noyabr 2017 y. – 59–64 b.

31. Sattorov Z.M. Sement ishlab chiqarish sanoatida shaxtali tegirmonlarni hisoblash nazariyasi. // O‘zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi Qoraqalpog‘iston bo‘limining Axborotnomasi. // Nukus – «Ilim» №2 (247) 2017 y. –63–65 b.

32. Сатторов З.М. Теоретические основы расчета роторных дробилок при производстве щебня. // Высокие технологии в современной науке и технике (ВТСНТ-2017): сборник научных трудов VI Международной научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов / под ред. А.Н. Яковлева; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 27-29 ноября 2017 г. – 329–330 с.

33. Сатторов З.М. Основы расчеты производительности вибрационных грохотов в процессе технического и технологического возобновление. // Материалы XI Международной научно-технической Web-конференции «Композиционные материалы» / под ред. Мельник Л.И., Сикорский О.О.; Национальный технический университет Украины, Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского. – Киев: Изд-во Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского, 2-27 апреля 2018 г. – 86–91 с.

Internet saytlari

34. www.tpribor.ru.

35. www.mpchb.ru

36. www.drobilki.com

37. www.mpchb.com

38. www.samlit.com

39. www.dromash.ru

40. www.hartl.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Введение..... 3

ГЛАВА 1. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Лабораторная работа №1. Определение угла захвата щековых дробилок..... 5

Лабораторная работа №2. Определение угловой скорости эксцентрикового вала щековых дробилок..... 12

Лабораторная работа №3. Определение производительности щековых дробилок..... 16

Лабораторная работа №4. Определение производительности конусных дробилок..... 20

Лабораторная работа №5. Определение угла захвата в валковых дробилках и соотношения между диаметром валка и размером поступающего куска..... 26

Лабораторная работа №6. Определение производительности валковых дробилок..... 31

Лабораторная работа №7. Определение числа оборотов валков валковых дробилок..... 34

ГЛАВА 2. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОМОЛА

Лабораторная работа №8. Определение критическая и наивыгоднейшая скорости вращения барабана шаровых

мельницы..... 36
Лабораторная работа №9. Определение наивыгоднейший угол отрыва шаров барабана шаровых мельниц..... 43
Лабораторная работа №10. Определение массы мелющих тел в шаровых мельницах..... 48

ГЛАВА 3. МАШИНЫ ДЛЯ СОРТИРОВКИ МАТЕРИАЛОВ

Лабораторная работа №11. Определение производительности вибрационных грохотов..... 50
Лабораторная работа №12. Определение числа оборотов барабанных грохотов..... 60
Лабораторная работа №13. Определение производительности барабанных грохотов..... 64

ГЛАВА 4. МАШИНЫ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Лабораторная работа №14. Определение производительности лопастных смесителей непрерывного действия..... 68
Приложение..... 72
Список использованных литературы..... 74

ДЛЯ ЗАМЕТКИ

Сатторов Зафар Мурадович

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ

ООО “PRINT REBEL” - 2020

Редактор: И.Т. Нишанбаева

Разрешено к печати. 14.02.2020 г.
Размер бумаге 60x84 1/16. шрифт Times New Roman
Печатано на офсетном бумаги. Размер 5,25. Тираж 50.
Цена договорная. Напечатано ООО “PRINT REBEL”
город Ташкент, Алмазарский район.
улица Уразбаев - 35.