

rusautomobile.ru



УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ ДЛЯ СТУДЕНТОВ
ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Под редакцией заслуженного деятеля науки Российской Федерации, доктора технических наук, академика РАСХН
М. Н. ЕРОХИНА

Допущено Министерством сельского хозяйства Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по агроинженерным специальностям

МОСКВА «КолосС» 2005

rusautomobile.ru

УДК 631.3.02(075.8)
ББК 40.72я73
Д 38

Авторы: *М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Е. И. Соболев, Н. А. Выскребенцев, Т. С. Чавтараева, В. А. Матвеев, Н. И. Шабанов, С. П. Казанцев, С. А. Голубцов, М. И. Соловьев, О. М. Мельников*

Рецензент профессор *Ю. П. Леонтьев* (Московский государственный университет природообустройства)

Редакторы: *Н. К. Петрова, Г. А. Гусева*

Детали машин и основы конструирования/Под ред. М. Н. Ерохина. — М.: КолосС, 2005. — 462 с.: ил. — (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
ISBN 5—9532—0044—7

Д 38

Даны основы расчета и конструирования различных передач (зубчатых, червячных, ременных и др.), валов, подшипников, муфт и других деталей сельскохозяйственных машин. Рассмотрены вопросы компоновки привода и оформления сборочных чертежей. Изложены особенности проектирования механических передач с использованием вычислительной техники. Уделено внимание информационному и патентно-лицензионному поиску, стандартизации и нормализации изделий, формированию надежности машины при проектировании. Приведены методические рекомендации, нормативные материалы и выдержки из стандартов, необходимые для выполнения расчетов.

Для студентов вузов по агроинженерным специальностям.

УДК 631.3.02(075.8)
ББК 40.72я73

ISBN 5—9532—0044—7

© Издательство «КолосС», 2004
© Издательство «КолосС», 2005

rusautomobile.ru

Посвящается 100-летию со дня рождения доктора технических наук, профессора ***С. А. Чернавского***

ПРЕДИСЛОВИЕ

Экономическая и техническая перестройка общества в нашей стране в условиях рыночной экономики возможна только за счет быстрого обновления производства на базе передовых техники и технологии.

Отечественное машиностроение обладает достаточным потенциалом для насыщения всех отраслей высокопроизводительными машинами, внедрения комплексной механизации и автоматизации производства. Промышленность выпускает разнообразные машины десятков тысяч наименований от уникальных гидравлических турбин мощностью до миллиона киловатт, скоростных автомобилей, мощных тракторов, зерноуборочных комбайнов до различной малогабаритной техники, облегчающей и заменяющей труд десятков тысяч людей. Только для сельского хозяйства федеральными и региональными машиностроительными производствами освоен выпуск более сотни наименований новой конкурентоспособной техники.

Происходит неуклонный рост номенклатуры машин, выпускаемых для различных отраслей, повышение их мощности и производительности, технологичности и экономичности при одновременном снижении массы и размеров. Развитие машиностроения возможно только при широком внедрении специализации, механизации и автоматизации, использовании принципов взаимозаменяемости, унификации и стандартизации сборочных единиц и деталей машин, внедрении прогрессивных технологий.

Создание мощных, высокопроизводительных, технологичных и экономичных машин невозможно без постоянного их конструктивного совершенствования, использования новых, более прочных и износостойких материалов, различных способов их упрочнения и коррозионной защиты, совершенствования форм деталей. Этому, безусловно, способствует постоянно развивающаяся наука о машинах — машиноведение.

Машиноведение объединяет комплекс научных дисциплин, связанных с машиностроением. Это теория машин и механизмов, машиностроительные материалы, сопротивление материалов, динамика и прочность машин, детали машин и основы конструирования, расчет и конструирование различных специальных машин (двигателей, автомобилей, тракторов и т. д.), технология машиностроения, эксплуатация различных машин, триботехника (наука о трении, износе и смазке), надежность машин и др.

Учебный курс «Детали машин и основы конструирования» преподают на инженерных факультетах всех вузов, включая и сельскохозяйственные. Им завершается общетехническая подготовка студентов. Именно выполняя свой первый проект, будущий инженер приобретает навыки конструирования техники.

Конструирование представляет собой творческий поиск оптимального варианта структурного синтеза механизма (машины), материалов, форм и размеров деталей, а также установление взаимосвязи различных элементов для

rusautomobile.ru

реализации требований технического задания с учетом достижений науки и техники и возможностей промышленности.

Значение курса «Детали машин и основы конструирования» можно выразить так: «нельзя построить ни одну машину, не умея сконструировать, рассчитать и изготовить ее детали»*.

Все существующие машины, начиная от простейшего домкрата и кончая трактором или зерноуборочным комбайном, собирают из отдельных сборочных единиц, которые, в свою очередь, состоят из отдельных элементов (деталей). Одни типы деталей и сборочных единиц широко используют практически во всех машинах, другие — только в специальных машинах для выполнения конкретных функций. В связи с этим все детали и сборочные единицы принято делить на два класса: детали и сборочные единицы общего назначения; детали и сборочные единицы специализированного назначения.

В свою очередь, детали и сборочные единицы общего назначения можно разделить на группы:

детали и сборочные единицы, предназначенные для преобразования и передачи движения и энергии от одной части машины к другой. Это зубчатые, червячные, ременные, цепные, фрикционные и другие передачи;

детали и сборочные единицы, обеспечивающие работу передач: оси, валы, подшипники, смазочные и уплотнительные устройства, муфты;

соединения — болтовые, шпоночные, шлицевые, заклепочные, сварные и другие, предназначенные для соединения деталей между собой;

опорные детали машин — корпуса, рамы, плиты, кронштейны и др.;

демпфирующие устройства — пружины, рессоры и т. д.

Детали и сборочные единицы специализированного назначения классифицируют в зависимости от существующих разновидностей машин. Например, к деталям поршневых машин относятся поршни, шатуны, цилиндры и др.; к деталям сельскохозяйственных машин — лемеха, отвалы, режущие органы и т. п. Расчет и конструирование специализированных деталей и сборочных единиц, как правило, изучают в специальных курсах.

В курсе «Детали машин и основы конструирования» рассматривают особенности конструирования и расчета деталей, сборочных единиц общего назначения.

В данном учебном пособии все вопросы расчета и конструирования деталей и сборочных единиц общего назначения изложены с учетом особенностей эксплуатации сельскохозяйственной техники, существенно отличающихся от условий работы машин в других отраслях. Уделено внимание информационному и патентно-лицензионному поиску, стандартизации и нормализации, формированию надежности машины при проектировании.

В связи с тем что на расчет зубчатых передач в нашей стране действует стандарт, соответствующий требованиям европейского стандарта, а на другие передачи таких отечественных стандартов нет, допустимое напряжение в различных передачах обозначено так:

σ_{HP} — для зубчатых передач; $[\sigma_H]$ — для всех остальных.

Предлагаемое учебное пособие предназначено в основном для выполнения курсовых и дипломных проектов, но может быть использовано и в реальной производственной деятельности инженеров, занимающихся конструированием, эксплуатацией и ремонтом сельскохозяйственной техники.

---

* В. А. Дмитриев. Детали машин. — Ленинград: Судостроение, 1970.

rusautomobile.ru

Глава 1

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ КАК ОБЪЕКТ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИНАХ

Сельское хозяйство представляет собой разнообразную и многофункциональную систему, для эффективной работы которой необходимы машины более 3000 наименований, различающиеся по устройству и назначению. Только для растениеводства Системой технологий и машин для сельскохозяйственного производства России и малотоннажной переработки продукции предусмотрено более 1500 наименований техники, находящейся на производстве, и около 800 наименований рекомендованной к производству.

Система машин — это комплекс разнотипных машин, орудий, транспортных средств, приспособлений и механизмов, взаимосвязанных по технологическому процессу и производительности и обеспечивающих полную механизацию всех процессов единого цикла производства.

По назначению системы машин делят на зональные, отраслевые, для сельскохозяйственных предприятий, нетипичных для той или иной зоны, но обладающих характерными особенностями, и для возделывания отдельных сельскохозяйственных культур (зерновых, картофеля, льна и др.).

Зональные системы машин предназначены для комплексной механизации производственных процессов, типичных для конкретной зоны. Вся территория России по механизации производственных процессов разделена на 11 зон, различающихся почвенно-климатическими и производственными условиями.

Отраслевые системы машин предназначены для работы в конкретных отраслях сельского хозяйства, например растениеводстве, животноводстве. Каждая основная отрасль подразделяется на подотрасли. Например, растениеводство включает в себя полеводство, луговодство, овощеводство открытого и закрытого грунта, плодоводство, лесоводство и т. д. В животноводстве можно выделить мясное и молочное скотоводство, свино-, овце-, птицеводство и др.

Каждая система машин состоит из энергетических средств, машин общего и специального назначения, транспортных средств и погрузочно-разгрузочных устройств. К энергетическим средствам относятся тракторы, самоходные шасси, стационарные двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели и т. п.

Машины общего назначения устанавливают отдельно для каждой отрасли сельскохозяйственного производства. Например, для растениеводства — плуги, лущильники, сеялки, разбрасыватели удобрений и т. д.; для животноводства — дробилки, кормозапарочные агрегаты, скребковые конвейеры и др.

Специальные машины предназначены только для возделывания какой-то определенной культуры или выращивания конкретных животных, птицы. Поэтому специальные машины выбирают и рассчитывают с учетом особенностей возделывания и уборки отдельных культур или с учетом требований отдельных животноводческих ферм.

Каждая машина представляет собой сложную систему. В качестве примера рассмотрим лишь несколько разных по назначению машин.

rusautomobile.ru

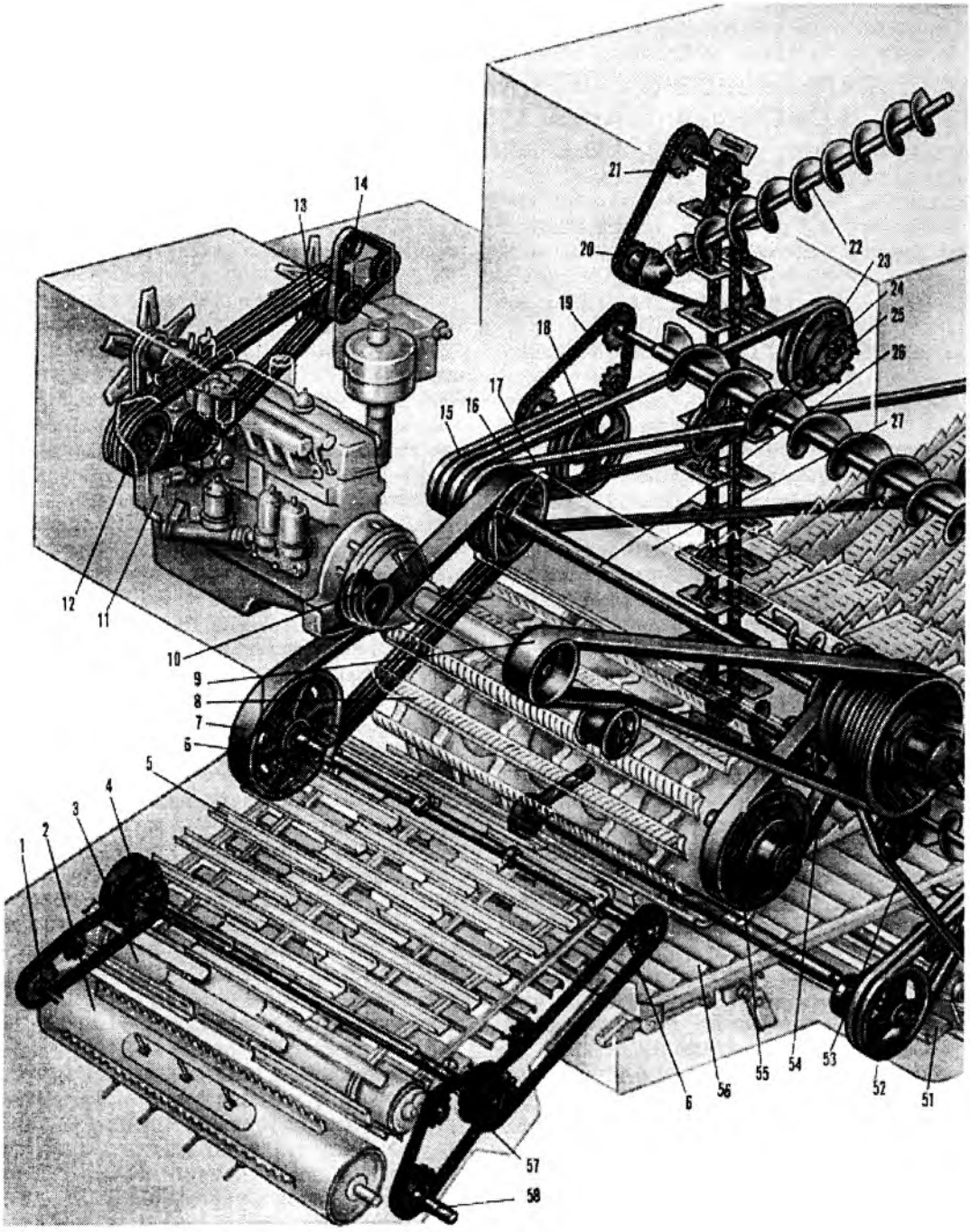
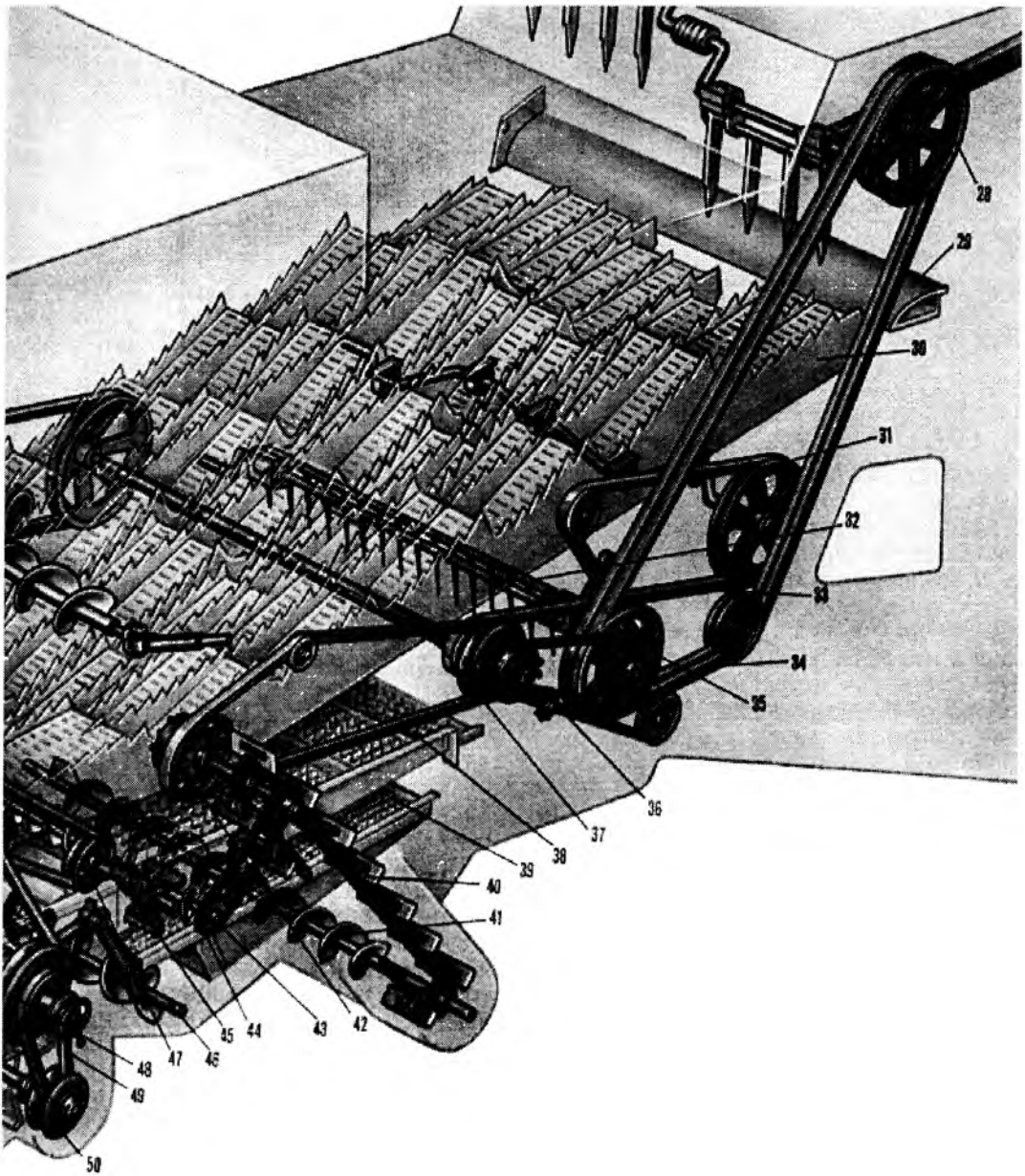


Рис. 1.1. Кинематическая схема комбайна «Дон»:

1 — звездочка привода битера проставки наклонной камеры; *2* — битер проставки наклонной камеры; *3* — ведомый вал (барабан) плавающего транспортера; *4* — механизм прокрутки наклонной камеры; *5* — плавающий транспортер наклонной камеры; *6* — ведущий вал плавающего транспортера; *7* — поликлиновой ремень привода жатки; *8* — барабан; *9* — поликлиновой ремень привода молотилки; *10* — натяжное устройство; *11* — двигатель; *12* — шкив на коленчатом валу двигателя; *13* — шкив привода гидронасоса; *14* — шкив привода компрессора кондиционера; *15* — двухручьевой клиноременный привод выгрузного устройства бункера; *16* — клиноременный привод зернового элеватора и

rusautomobile.ru



загрузочного шнека бункера; *17* — клиноременный привод заднего контрпривода; *18* — контрпривод выгрузного устройства бункера; *19* — цепной привод выгрузного шнека бункера; *20* — ведущая звездочка загрузочного шнека; *21* — ведущая звездочка скребкового транспортера; *22* — загрузочный шнек бункера; *23* — контрпривод зернового элеватора и загрузочного шнека; *24* — горизонтальный выгрузной шнек; *25* — скребковый транспортер зернового элеватора; *26* — главный контрпривод; *27* — отбойный битер (установлен на валу главного контрпривода); 28 — ведущий шкив вала соломопрессовщика; *29* — щиток сброса соломы; *30* — соломотряс; *31* — ведущий шкив вала соломотряса; *32* — половонабиватель; *33* — клиноременный привод соломотряса; *34* — двухручьевой клиноременный привод соломоподпрессовщика; *35* — ведущая звездочка вала половонабивателя; *36* — цепная передача; *37* — вал заднего контрпривода; *38* — верхнее решето очистки; *39* — нижнее решето очистки; *40* — транспортер колосового элеватора; *41* — колосовой шнек; *42* — шкив привода колосового элеватора и распределительного шнека; *43* — ведущая звездочка вала распределительного шнека; *44* — распределительный шнек домолачивающего устройства; *45* — домолачивающее устройство; *46* — зерновой шнек; *47* — ведущий шкив вала домолачивающего устройства; *48* — ведущий шкив вариатора вентилятора; *49* — вариаторный ремень; *50* — ведомый шкив вариатора вентилятора; *51* — вентилятор; *52* — ведущий шкив вала привода транспортной доски; *53* — клиноременной привод вентилятора; *54* — вариаторный ремень; *55* — ведомый шкив вариатора барабана; *56* — транспортная доска; *57* — контрпривод наклонной камеры; *58* — контрпривод жатки

rusautomobile.ru

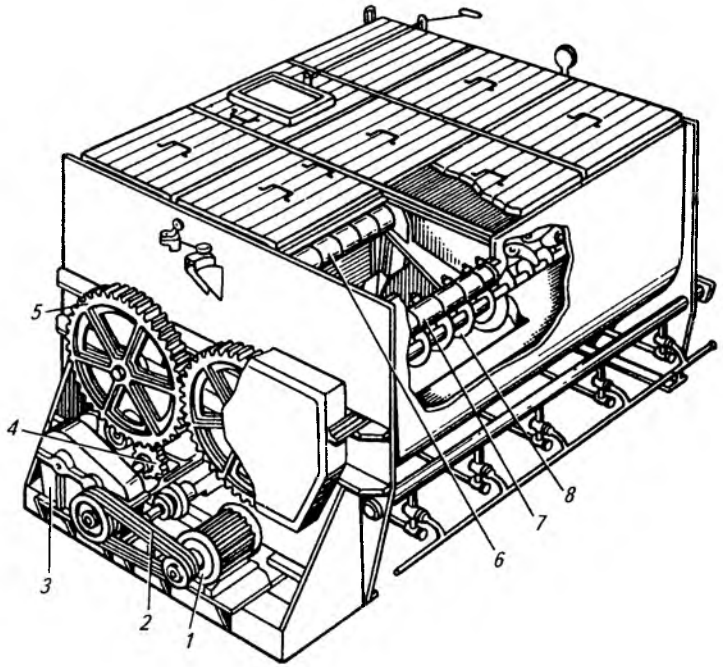


Рис. 1.2. Схема запарника-смесителя:

1 — электродвигатель; *2* — клиновой ремень; *3* — редуктор; *4, 5* — зубчатые колеса; *6, 7* — валы лопастных мешалок; *8* — выгрузной шнек

Зерноуборочный комбайн типа «Дон» срезает и обмолачивает растения, выделяет зерно из вороха и очищает его, а также измельчает или уплотняет незерновую часть растений. У комбайна сложная схема привода (рис. 1.1). Силовой поток от двигателя распределяется в двух направлениях: 1) на ходовую часть через клиноременные передачи, вариатор, муфту сцепления, коробку передач, главную передачу с коническим дифференциалом и два бортовых редуктора; 2) на рабочие органы комбайна через клиноременные и цепные передачи, предохранительные и соединительные муфты, подшипниковые опоры, вариаторы, карданные передачи.

Запарник-смеситель кормов (рис. 1.2) используют в кормоцехах для приготовления сырых и запаренных смесей влажностью 60...80 % из измельченных кормов. Рабочий процесс совершается в герметически закрытом корпусе, к которому подключен парораспределитель. Корм перемешивают две лопастные мешалки. Выгрузной шнек *8*, установленный в нижней части корпуса смесителя, сблокирован с механизмом клиновой задвижки и включается в работу только после полного открытия выгрузной горловины. Привод мешалок состоит из электродвигателя *1*, клиноременной передачи, редуктора *3* и зубчатой передачи.

Машины непрерывного действия (ленточные, цепочно-планчатые, ковшовые, скребковые, шайбовые, винтовые, вибрационные и иные конвейеры) широко применяют в сельскохозяйственном производстве для транспортировки материалов. Все машины состоят из рабочего органа и приводной станции. Например, цепочно-ленточный конвейер (рис. 1.3) предназначен для раздачи кормов на фермах крупного рогатого скота. Здесь корм перемещается по ленте *7*, прикрепленной к приводной цепи *6*. Привод, установленный на раме *1*, включает в себя электродвигатель *2*, соединительную муфту *3*, редуктор *4* и приводную шестерню *5*, установленную на выходном валу редуктора.

Ленточные конвейеры предназначе-

rusautomobile.ru

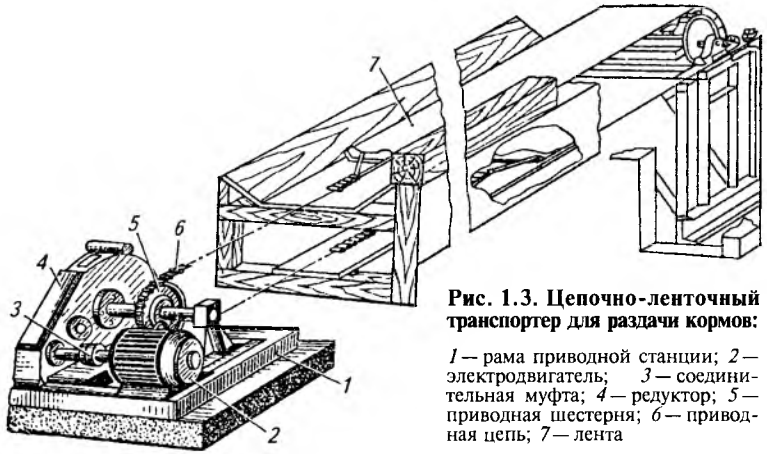


Рис. 1.3. Цепочно-ленточный транспортер для раздачи кормов:

1 — рама приводной станции; *2* — электродвигатель; *3* — соединительная муфта; *4* — редуктор; *5* — приводная шестерня; *6* — приводная цепь; *7* — лента

ны для транспортировки сыпучих, порошкообразных, мелко- и среднекусковых, а также небольших штучных грузов. Это самые распространенные транспортирующие машины. Их преимущества — простота и универсальность конструкции, небольшая металлоемкость, малый расход энергии. Ленточными конвейерами можно перемещать грузы как в горизонтальном направлении, так и под небольшим углом наклона, а при оборудовании специальными лентами или дополнительными устройствами — под значительным углом наклона.

Ленточный конвейер представляет собой замкнутую ленту *3* (рис. 1.4), огибающую приводной *2* (ведущий) и натяжной *4* (ведомый) барабаны. Ведущий барабан приводится в движение от электродвигателя *8* через редуктор *1*. Для поддержания верхней (рабочей) и нижней (холостой) ветвей ленты в пролете между барабанами на раме *7* установлены роликовые опоры *6*. Натяжение ленты регулируют натяжным устройством *5*.

Скребковые конвейеры широко применяют для транспортировки зерна, измельченного сена и соломы, корнепло-

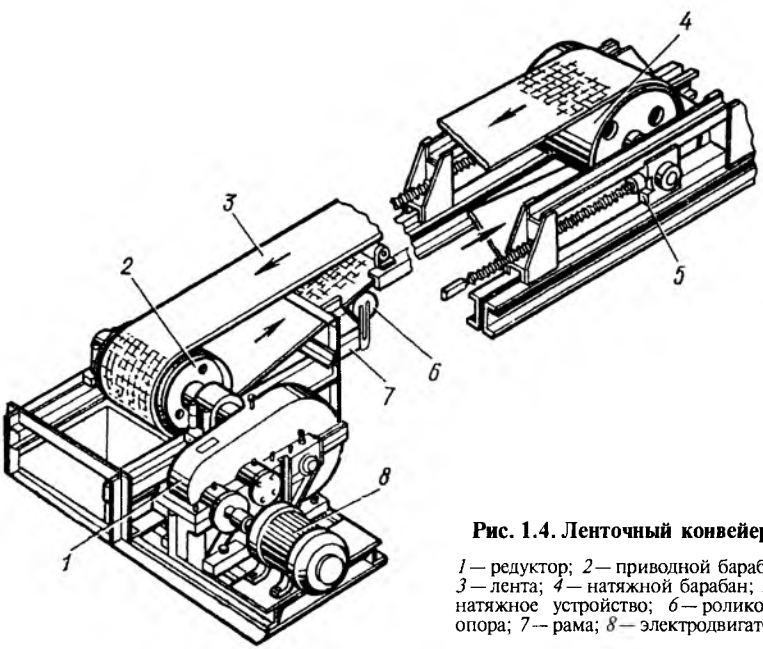


Рис. 1.4. Ленточный конвейер:

1 — редуктор; *2* — приводной барабан; *3* — лента; *4* — натяжной барабан; *5* — натяжное устройство; *6* — роликовая опора; *7* — рама; *8* — электродвигатель

rusautomobile.ru

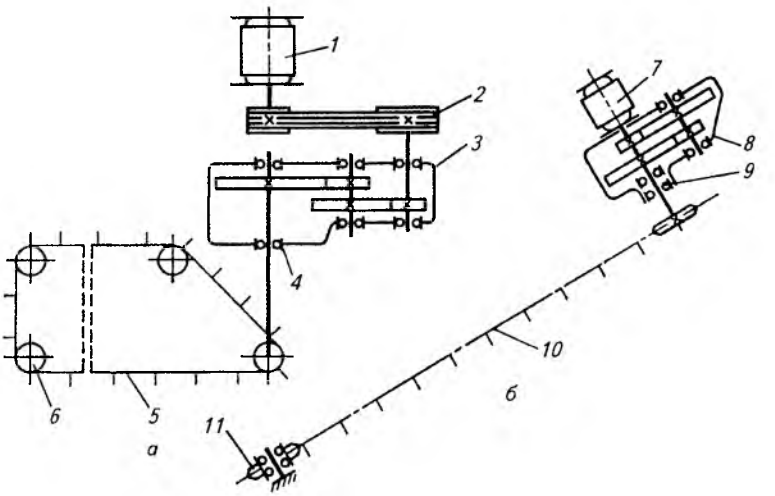


Рис. 1.5. Кинематическая схема транспортера ТСН-3Б:

а — горизонтальный транспортер; *б* — наклонный транспортер; *1, 7* — электродвигатели соответственно горизонтального и наклонного транспортеров; *2* — клиноременная передача; *3, 8* — редукторы; *4, 9* — шарикоподшипники; *5, 10* — цепи со скребками; *6* — обводной ролик; *11* — обводная звездочка

дов, навоза и других насыпных грузов. Преимущества этих конвейеров — простота конструкции, удобство загрузки и разгрузки, возможность транспортировки груза в любом направлении — горизонтальном, наклонном, по сложному контуру. Например, скребковый конвейер ТСН-3Б (рис. 1.5), используемый для уборки навоза из животноводческих помещений, состоит из двух транспортеров — горизонтального и наклонного, оборудованных собственными приводными устройствами и работающих независимо один от другого. Скребковую цепь *10* (рис. 1.5, *а*) горизонтального транспортера укладывают в навозные каналы по всей длине помещения. Цепь перемещает навоз к нижней части желоба наклонного транспортера. Натяжное устройство горизонтального транспортера монтируют в днище, забетонированном в полу помещения. Для регулировки натяжения цепи предусмотрена рукоятка, поворачиваемая вправо и влево. Горизонтальный транспортер приводится в движение от электродвигателя *1* мощностью 4 кВт через клиноременную передачу *2* и двухступенчатый цилиндрический редуктор *3*.

Наклонный транспортер (рис. 1.5, *б*) состоит из несущей балки с желобом, тяговой цепи со скребками и приводной станции, включающей в себя электродвигатель *7* и двухступенчатый цилиндрический редуктор *8* с ведущей шестерней на выходном валу. Натяжное устройство закреплено в верхней балке стрелы. Цепь натягивают, перемещая раму привода относительно верхней балки с помощью винта.

Наклонный транспортер выгружает навоз за пределы помещения на высоту 2...3 м непосредственно в транспортируемую емкость, например тракторную тележку.

Погрузочно-разгрузочная машина типа МВС может служить примером широкого использования цилиндрических, конических, зубчатых и цепных передач. Эту машину используют для выгрузки удобрений из отсеков склада, погрузки их в автотранспорт, штабелирования удобрений внутри помещений на высоту до 2 м и расстояния до 5,5 м. Основные части машины типа МВС: ходовая часть на гусеничном ходу, ковшовый элеватор с подгребающими шнеками, рушитель, отгружающий транспортер, электрооборудование.

Рабочие органы машины приводятся в действие от электродвигателей переменного тока *1, 2, 10* и *21* (рис. 1.6) через конический *15*, цилиндрический *20* и планетарный *11* редукторы, цепные

rusautomobile.ru

передачи *18*, *19* и систему шестерен. Управление машиной дистанционное с пульта управления. При движении машины удобрения разрыхляются шнеками вертикального рушителя, а затем горизонтальными подгребающими шнеками *16* подаются к ковшовому элеватору *17*. Ковшовый элеватор подает удобрения на ленточный отгружающий транспортер. Далее удобрения распределяются системой ленточных транспортеров.

Кинематическая схема машины МВС-4 показана на рисунке 1.6. Привод ходовой части раздельный. Каждая гусеница приводится в действие собственным электродвигателем *1* или *2* через редуктор *3*, включающий в себя две пары цилиндрических и одну пару конических шестерен. Редукторы правой и левой гусеницы собраны в сдвоенном корпусе и снабжены дисковыми нормально замкнутыми центробежными тормозами, которые предотвращают откат машины от штабеля груза при отключении электродвигателей ходовой части.

Заборное устройство, включающее в себя ковшовый элеватор, подгребающие шнеки и рушитель, оснащено винтовым механизмом подъема *22* с электрическим и ручным приводами. Механизм подъема закреплен на раме ходовой части. Подъем и опускание элеватора и рушителя регулируют с помощью упоров конечных выключателей.

Все электродвигатели машины закрытого обдуваемого и химостойкого исполнения, пусковая аппаратура водостойкого исполнения.

Структура сельскохозяйственных машин. Как видно из рассмотренных схем, несмотря на большое разнообразие сельскохозяйственных машин по функциональному назначению и конструктивным признакам, они имеют одинаковую структуру. Типовая блок-схема машины (рис. 1.7) включает в себя двигатель, передаточный механизм (трансмиссию), рабочий орган и

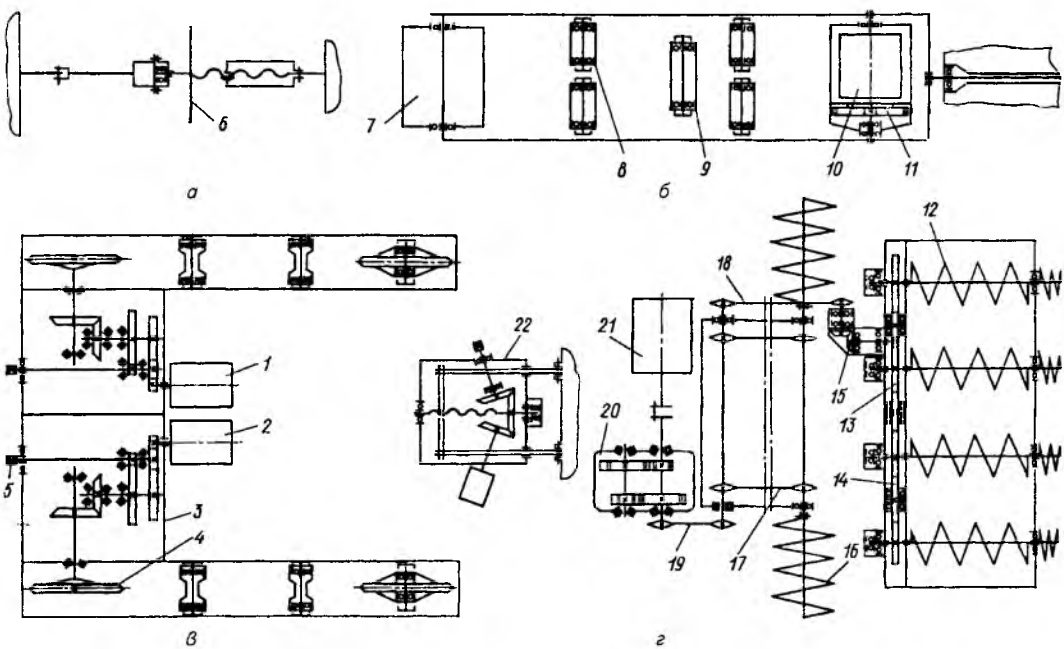


Рис. 1.6. Кинематическая схема погрузочно-разгрузочной машины МВС-4:

а — механизм подъема отгружающего транспортера; *б* — привод отгружающего транспортера; *в* — привод ходовой части; *г* — привод ковшового элеватора; *1, 2, 10, 21* — электродвигатели; *3* — редуктор; *4* — приводная звездочка; *5* — вал; *6* — маховик; *7* — барабан; *8* — роликовая опора рабочей ветви; *9* — роликовая опора холостой ветви; *11* — планетарный редуктор; *12* — рушитель; *13* — зубчатое колесо; *14* — паразитная шестерня; *15* — конический редуктор; *16* — подгребающий шнек; *17* — ковшовый элеватор; *18, 19* — цепные передачи; *20* — цилиндрический соосный редуктор; *22* — винтовой механизм подъема

rusautomobile.ru



Рис. 1.7. Структурная блок-схема машины

управляющее устройство. Каждый из перечисленных элементов машины выполняет определенные функции.

Двигатель служит источником механической энергии, необходимой для преодоления сопротивлений, возникающих при работе машины. Рабочий орган предназначен для выполнения технологических операций. Передаточный механизм (трансмиссия) предназначен для согласования характеристики двигателя и рабочего органа по угловой скорости и вращающему моменту. Для вращательного движения характерна зависимость $P \approx T\omega = \text{const}$ (здесь P — мощность; T — вращающий момент; ω — угловая скорость), а для поступательного движения $P \approx Fv = \text{const}$ (F — сила; v — скорость движения). Управляющее устройство служит для пуска и остановки машины, а также для поддержания заданного режима технологического процесса.

Двигатель и передаточный механизм составляют привод, который занимает существенное место в любой машине и от которого во многом зависят функциональная работа, безотказность и срок ее службы.

Приводы сельскохозяйственных машин. В зависимости от способа передачи энергии к потребителю различают механические, гидравлические, электрические и пневматические приводы. В сельскохозяйственных машинах широко используют механический привод вследствие его надежной эксплуатации, более простого ремонта, малой стоимости и достаточно высокого КПД.

Анализируя развитие конструкции приводов, можно сделать вывод, что механический привод и в ближайшие 50 лет будут широко применять в сельскохозяйственных машинах.

В механических приводах энергопреобразователями служат двигатели внутреннего сгорания, гидромоторы, электродвигатели. В этих приводах используют унифицированные и стандартные сборочные единицы (редукторы, муфты, карданные передачи, вариаторы), а также детали общего назначения (зубчатые колеса, ремни, цепи, звездочки, валы, подшипники, крепежные и др.), проектированию и расчету которых в данном учебном пособии уделено основное внимание.

В зависимости от типа энергопреобразователя механические приводы делят на четыре класса: первый — привод с силовым потоком от ходовых колес или прикатывающих катков (сеялки, посадочные машины); второй — привод от вала отбора мощности (ВОМ) трактора в машинно-тракторных агрегатах (МТА); третий — привод от двигателя внутреннего сгорания, установленный на шасси комбайна (зерноуборочного, картофелеуборочного и др.); четвертый — привод с силовым потоком от электродвигателя. Привод четвертого класса в основном используют в стационарных и полустационарных сельскохозяйственных машинах (кормораздатчиках, навозоуборочных транспортерах, зерносушилках, зерноочистительных машинах, погрузочно-разгрузочных машинах и др.).

1.2. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Условия работы сельскохозяйственных машин существенно отличаются от условий работы машин других отраслей как эксплуатационными, так и технико-экономическими показателями.

Большинство сельскохозяйственных машин в процессе работы взаимодействуют с живой средой (растениями, микроорганизмами, животными), которая постоянно изменяется под влиянием биологических процессов и почвенно-климатических условий. Машины не должны травмировать живую среду, а, наоборот, должны создавать наиболее благоприятные условия для ее развития.

К особенностям эксплуатации сельскохозяйственной техники относятся:

rusautomobile.ru

сезонность использования в течение года, ограниченная небольшими агротехническими сроками (90...250 ч в году в зависимости от типа машины), что приводит к увеличению срока окупаемости;

выполнение работ того или иного вида в строго определенные агротехнические сроки;

работа и хранение в изменяющихся почвенно-климатических и биологических условиях (при высоких и низких температурах, дожде и снегопадах, в абразивной и растительной среде, на неровных и горных участках и т. п.), что влияет на такие показатели надежности, как сохраняемость и ремонтопригодность;

неравномерность нагрузок, возникновение динамических перегрузок, вызванных биологическими особенностями убираемых растений, рельефом местности, размерами полей, их засоренностью камнями и др.;

минимальные затраты на техническое обслуживание и ремонт в период сезонных работ, обусловленные необходимостью снижения потерь продукции при вынужденных простоях;

ограничение допустимой массы сельскохозяйственных машин с точки зрения агротехнических требований;

значительное содержание паров и газов в помещениях ферм и животноводческих комплексов, что в сочетании с высокой влажностью образует достаточно агрессивную среду.

Практически все детали сельскохозяйственной техники работают в непосредственном контакте с почвой, оказывающей разрушающее действие на поверхности трения. Здесь и абразивность, повышенная влажность, кислотность, щелочность и другие факторы, ускоряющие износ деталей.

Анализ состава подзолистых почв Нечерноземной зоны показывает, что в них содержится более 70 % частиц SiO_2, поверхностная твердость которых колеблется в пределах 10...12 тыс. МПа. Большинство же деталей сельскохозяйственной техники изготавливают из сталей, в лучшем случае, с поверхностной закалкой ТВЧ, или цементацией, что обеспечивает поверхностную твердость не более 8 000 МПа, что в 1,5 раза меньше твердости абразивных частиц.

При таком соотношении твердостей особенно интенсивно разрушаются поверхности трения, где кроме абразивности действует коррозионный фактор вследствие попадания на поверхности трения остатков минеральных удобрений, влаги и других агрессивных сред. Особенно интенсивно изнашиваются цепные передачи (только в картофелеуборочных комбайнах их используется свыше 20 контуров общей длиной более 40 м), опоры скольжения, рабочие поверхности валов в зоне контакта с уплотнениями и уплотнения. Цепные передачи, применяемые на сельскохозяйственных машинах, приходят в негодность уже через 300...400 ч работы, а долговечность их работы ограничивается 80...100 ч, тогда как в машинах, работающих в других отраслях промышленности, цепные передачи отрабатывают тысячи, а иногда и десятки тысяч часов.

За период эксплуатации сельскохозяйственных машин фактический расход уплотнений в 2...3 раза превышает нормативный. При капитальном ремонте техники практически все уплотнения (≈100 %) подлежат замене, а у 70 % валов требуется восстановить рабочие поверхности в зоне контакта с уплотнениями. В этой зоне износ валов достигает 0,3...0,5 мм. Установлено, что 90 % аварийных разрушений подшипниковых узлов обусловлено нарушением работоспособности уплотнений. Отказ уплотнений приводит к попаданию абразивных частиц в зону трения, увеличению интенсивности изнашивания, утечке смазочного материала и загрязнению почвы нефтепродуктами.

На животноводческих фермах даже при хорошей вентиляции влажность воздуха и химически агрессивные испарения достигают 75...80 %, что обусловливает ускоренное разрушение оборудования. Установлено, что скорость коррозии в атмосфере ферм в 2...3 раза выше, чем на промышленных предприятиях.

Изложенные выше особенности свидетельствуют о том, что при проектировании сельскохозяйственных машин конструктор должен прежде всего

rusautomobile.ru

тщательно изучить условия эксплуатации и их влияние на физико-механические свойства материалов, так как формальный подход часто сводит на нет неплохие по конструктивному замыслу идеи. Например, в результате воздействия животноводческих сред на детали из полимерных материалов их прочность уже на седьмые сутки снижается на 30...50 %.

1.3. ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА И ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

В рыночных условиях проблема повышения качества и эффективности сельскохозяйственной техники особенно актуальна. Сельскохозяйственная отрасль остро нуждается в высокопроизводительных, надежных и экономичных отечественных машинах, позволяющих интенсифицировать технологические процессы производства и соответствующих возрастающим требованиям системы человек — машина — среда.

Качество в соответствии с требованиями Международной организации по стандартизации (ИСО) представляет собой совокупность свойств и характеристик изделия (машины), обеспечивающих соответствие установленным или предполагаемым потребностям.

Уровень качества изделия — это относительная характеристика качества, основанная на сравнении ряда показателей рассматриваемого изделия с соответствующими показателями базовых изделий. Технический уровень качества изделия следует оценивать в сравнении с лучшими отечественными и зарубежными образцами сельскохозяйственной техники.

Изделия, составляющие базовую группу, должны быть аналогичными по назначению, классу и условиям эксплуатации, представлять собой значительную часть общего объема подобной продукции, производимой и реализуемой в нашей стране и за рубежом, соответствовать современному уровню качества.

Уровень качества машины формируют при проектировании, обеспечивают при изготовлении и поддерживают в эксплуатации. Следовательно, в процессе проектирования конструктор должен указать в конструкторской документации не только принцип работы и конструктивные особенности изделия, но и его показатели назначения, надежности, технологичности, стандартизации и унификации, экологические, эстетические, эргономические, патентно-правовые и др.

Техническая оценка качества позволяет определить лучшее в техническом отношении изделие. Техническую оценку определяет технический уровень качества, который включает в себя техническую характеристику, надежность в эксплуатации, удобство управления и обслуживания, долговечность и т. д. **Товароведческая оценка качества** кроме технической оценки включает в себя оценку пригодности изделия, т. е. его способности выполнять требуемые функции. **Экономическая оценка** показывает, насколько экономически оправдано то или иное повышение качества. Например, если на техническое обслуживание и ремонт сельскохозяйственной техники затрачивается средств в 5...6 раз больше, чем на ее изготовление, то при разработке и изготовлении техники недостаточно внимания уделено качеству ее составных частей.

Показатели качества. Для изделия каждого вида устанавливают свои показатели качества, зависящие от его назначения. С целью сравнения новых моделей сельскохозяйственной техники используют следующие показатели качества: назначения; надежности; технологичности; транспортабельности; стандартизации и унификации; безопасности; эргономические; эстетические; патентно-правовые; экологические и экономические.

Показатели назначения характеризуют способность объекта выполнять заданные функции. Например, для зернопогрузчиков — это производительность, габаритные размеры, масса; для комбайна — пропускная способность молотилки и др.

Показатели надежности — это свойства изделия сохранять и восстанавливать работоспособность в процессе экс-

rusautomobile.ru

плуатации в заданных пределах в течение длительного времени.

Показатели технологичности характеризуют приспособленность конструкции к ее изготовлению и эксплуатации. К этим показателям относятся коэффициенты сборности (блочности), использования материалов и внешней специализации, трудоемкость, доля деталей, изготовляемых прогрессивными технологическими методами, и др.

Показатели транспортабельности отражают приспособленность изделия к транспортировке, например по железной дороге и др.

Показатели стандартизации и унификации позволяют оценить степень использования стандартизованных изделий и уровень унификации, а для унифицированных и стандартизованных изделий — соответствие изделия, его частей и материалов действующим стандартам, обеспечение единства мер и др.

Показатели безопасности характеризуют особенности конструкции изделия, обеспечивающие безопасные условия эксплуатации для обслуживающего персонала.

Эргономические показатели отражают соответствие параметров органов управления психофизическим и антропометрическим данным оператора, удобство обслуживания, уровень звука, вибраций, звуковой мощности, гигиеничность и другие показатели.

Эстетические показатели отражают соответствие машины требованиям и тенденциям технической эстетики. К этим показателям относятся внешнее оформление, отделка, окраска, конструктивное исполнение, компоновка, композиция, тектоника, пластика форм, пропорции, масштабность, выразительность, оригинальность, гармоничность, целостность; соответствие среде, стилю и другим требованиям.

Патентно-правовые показатели позволяют оценить степень обновления технических решений, использованных в конкретном изделии, их патентную чистоту и патентную защиту.

Экологические показатели характеризуют систему человек — машина — среда с точки зрения уровня вредных воздействий эксплуатируемых машин на природу.

Экономические показатели — это оптовая цена, полная себестоимость и др.

Способы повышения качества изделия (машины). К конструктивным принципам обеспечения необходимого уровня качества прежде всего следует отнести разработку рациональной кинематической схемы. Следует стремиться к ее упрощению, устранению неоправданной сложности. Так, уменьшение числа звеньев механических передач от двигателя к рабочим органам увеличивает надежность и КПД машины.

Предпочтительно применять индивидуальные гидро-, пневмо- и электроприводы для отдельных сборочных единиц и механизмов, упругие демпфирующие муфты с целью уменьшения нагрузки в период пуска, сменные рабочие органы и предохранительные устройства, исключающие аварии при эксплуатации; уменьшать ступени преобразования энергии; использовать механизмы с вращательным движением вместо механизмов с возвратно-поступательным прямолинейным движением; концентрировать мощность в одном агрегате с целью повышения КПД машины; оптимально располагать опоры.

Поскольку на срок службы машины значительно влияет физический износ ее деталей и механизмов, то учет этого фактора при конструировании позволяет также существенно повысить качество изделия. Способы уменьшения износа: правильный выбор материала; уменьшение давления за счет замены точечного контакта линейным, а линейного — поверхностным; замена трения скольжения трением качения; передача момента параллельно работающими поверхностями (фрикционные дисковые муфты, вариаторы и др.); придание трущимся поверхностям формы, приближающейся к форме естественного износа; защита трущихся поверхностей от абразивных частиц; закрытое исполнение механизмов (в корпусах) вместо открытого, например применение цепных передач закрытого типа в масляной ванне вместо обычных открытых цепных передач, зубчатых редукторов вместо открытых зубчатых передач, подшипников качения с сезонным или одноразовым смазыванием вместо подшипников открытого типа,

rusautomobile.ru

требующих регулярного смазывания и др.); устранение вибраций или динамических нагрузок за счет уравновешивания механизмов с помощью маховиков, пружин, амортизаторов, статической и динамической балансировки; замена полужидкостного или полусухого трения жидкостным, исключающим соприкосновение трущихся поверхностей; применение устройств для очистки смазочного материала (фильтров, сепараторов и др.).

Качество машины во многом зависит и от рациональности конструкции деталей, которую можно обеспечить за счет оптимизации сечений (наибольший момент сопротивления при наименьшей массе); снижения концентрации нагрузки; уменьшения изгибающих сил или замены их сжимающими; устранения сложных напряжений (например, напряжений изгиба и кручения); обеспечения требуемого баланса жесткости; передачи больших мощностей бóльшим числом элементов (например, применение шлицевых соединений вместо шпоночных).

При проектировании изделия конструктор должен продумать и обеспечить его ремонтопригодность. Для этого следует предусмотреть: свободный доступ для ремонта и замены быстроизнашивающихся деталей; блочность сборки, позволяющей использовать узловой метод ремонта; минимальное число крепежных деталей для монтажа и демонтажа; минимальное число конструктивных связей у деталей и сборочных единиц для полной разборки изделия; возможность сборки и разборки без специальных приспособлений.

Немаловажное значение в обеспечении необходимого качества и долговечности проектируемого изделия имеют технологические способы, с помощью которых можно изменять качество поверхностного слоя и структуру материала детали. Это прежде всего термохимическое упрочнение поверхностей (закалка, цементация, борирование, цианирование и др.); оптимальное назначение шероховатости поверхностей с учетом материала, характера и скорости движения, смазывания, вида обработки и др.; создание поверхностей трения с разными физико-механическими свойствами; покрытие поверхности защитным слоем (пластмассой, резиной и др.); наплавка более качественного материала (металлизация) в вакууме, наплавка твердосплавным материалом и др.

Конструктору следует помнить, что при создании качественной продукции важно грамотно решать организационные вопросы. Например, унификация изделия приводит к увеличению масштаба его выпуска, что, в свою очередь, требует более совершенного производства. Целесообразно применять стандартизованные и нормализованные детали, а также комплектовать группы деталей с одинаковым сроком службы, кратным сроку службы машины, дублировать слабые звенья конструкции, правильно выбирать смазочный материал; проводить испытание образцов и др.

Все перечисленные способы повышения качества и долговечности изделия (машины) в конечном итоге ведут к повышению трудоемкости изготовления, поэтому конструктор должен избегать получения излишней долговечности изделия. Необходимо стремиться к тому, чтобы сборочные единицы, механизмы и детали машины имели долговечность, равную или незначительно превышающую срок службы машины в целом.

Контрольные вопросы и задания

1. Из каких элементов состоит типовая схема машины? 2. Из чего состоит привод? 3. Какими способами может передаваться энергия от двигателя к потребителю? 4. В чем особенности эксплуатации сельскохозяйственной техники? 5. Какие показатели качества используют для оценки новой сельскохозяйственной техники? 6. Перечислите основные пути повышения качества сельскохозяйственной техники. 7. Что относится к конструктивным принципам обеспечения необходимого уровня качества? 8. Назовите технологические способы управления качеством и долговечностью проектируемого изделия.

rusautomobile.ru

Глава 2

ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

●

2.1. ОСНОВНЫЕ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Проектирование — это процесс создания проекта-прототипа, прообраза предполагаемого объекта.

В процессе проектирования и конструирования машин разрабатывают документацию, необходимую для их изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации. При этом к проектированию обычно относят разработку общей конструкции изделия. Конструирование же включает в себя дальнейшую разработку всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию. Документация, получаемая в результате проектирования и конструирования, называется проектом.

ГОСТ 2.103—68* устанавливает пять стадий проектирования: техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект и разработку рабочей документации.

Техническое задание содержит назначение, технические характеристики и требования к показателям качества разрабатываемого изделия.

Техническое предложение включает в себя совокупность конструкторских документов по обоснованию технической и технико-экономической целесообразности разработки изделия с учетом технического задания.

Эскизный проект — это совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, отражающие общее представление об устройстве и принципе действия проектируемого изделия, а также данные, определяющие его назначение и основные параметры.

Эскизный проект обычно разрабатывают в нескольких вариантах с необходимыми расчетами.

На начальной стадии эскизного проектирования расчеты, как правило, выполняют приближенными. Окончательный расчет для выбранного варианта конструкции выполняют в форме проверочного. Отдельные размеры элементов деталей (например, диаметры выступающих концов валов, ступиц, дисков, ободьев тел вращения и др.) не рассчитывают, а принимают на основании существующего опыта проектирования подобных конструкций, обобщенных в нормативно-справочных документах.

Эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта.

Технический проект — это конструкторская разработка, содержащая окончательное техническое решение и дающая полное представление об устройстве разрабатываемого изделия. В проект входят чертежи общих видов изделия и его сборочных единиц, а также пояснительная записка, в которой обоснованы показатели надежности сборочных единиц и изделия в целом, отражено соответствие изделия требованиям техники безопасности и охраны окружающей среды, эргономическим нормам и др.

Разработка рабочей документации — заключительная стадия проектирования, в ходе которой разрабатывают конструкции деталей, удовлетворяющие требованиям их надежности, технологичности и экономичности.

rusautomobile.ru

Следует отметить, что при учебном проектировании (курсовом, дипломном) процесс разработки конструкторской документации в той или иной степени упрощен.

2.2. ИНФОРМАЦИОННЫЙ И ПАТЕНТНО-ЛИЦЕНЗИОННЫЙ ПОИСК

Роль технической информации в новых разработках огромна. Разработчик творчески перерабатывает имеющиеся технические решения, приспосабливая их к конкретным условиям.

Основным источником научно-технической и производственной информации служит техническая литература, к которой относятся учебники, тематические издания, сборники, издания по распространению передового научно-технического и производственного опыта, обзоры, информационные листки, реферативные издания, экспресс-информация, бюллетени (описания изобретений, технико-экономической информации, регистрации научно-исследовательских работ и др.), материалы конференций, библиографические издания, картотеки, плакаты, отчеты, рекомендации и тезисы докладов, периодика, типовые и руководящие материалы, справочные материалы, нормативно-техническая документация; графические материалы; картотека калькодержателей и др.

В нашей стране функционирует Государственная система научно-технической информации (ГСНТИ), которая объединяет научно-технические библиотеки и организации независимо от формы собственности и ведомственной принадлежности. Основная задача этой системы — обеспечение формирования и эффективного использования государственных ресурсов научно-технической информации, их интеграция в мировое информационное пространство и содействие созданию рынка информационной продукции и услуг.

Государственная система научно-технической информации включает в себя три уровня: федеральные органы научно-технической информации и научно-технические библиотеки; отраслевые органы научно-технической информации и научно-технические библиотеки; региональные центры научно-технической информации.

Федеральные органы научно-технической информации и научно-технических библиотек обеспечивают формирование, ведение и организацию использования федеральных информационных фондов, баз и банков данных по различным источникам научно-технической информации и направлениям развития науки и техники.

Отраслевые органы научно-технической информации и научно-технические библиотеки подчиняются федеральным органам исполнительной власти и осуществляют формирование, ведение и организацию использования отраслевых информационных фондов, баз и банков данных, подготовку и издание сигнальной и обзорной информации по основным научно-техническим направлениям и проблемам деятельности указанных федеральных органов.

Межотраслевую координацию в области научно-технической информации осуществляет Институт промышленного развития (Инфорэлектро), в состав которого входит семь отраслевых научно-исследовательских институтов информации: легкой промышленности, химического и нефтяного машиностроения, автомобильной промышленности, тяжелого и транспортного машиностроения, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, художественной промышленности, а также государственный вычислительный центр Департамента автомобильной промышленности.

Региональные (республиканские, краевые, областные) центры научно-технической информации (РЦНТИ) входят в Российское объединение информационных ресурсов научно-технического развития (Росинформресурс). Задачи центров — использование результатов научно-технической деятельности предприятий и организаций, осуществление обмена этой информацией между регионами.

Все органы научно-технической информации обеспечивают сбор, хранение и обработку научно-технической

rusautomobile.ru

информации отечественных и зарубежных источников, формирование, ведение и организацию использования федеральных, отраслевых и региональных информационных фондов, баз и банков данных, составляющих государственные ресурсы научно-технической информации.

Современные информационные технологии реализуются на компьютерной технике, что, безусловно, облегчает поиск и систематизацию информации.

Ведется активная работа по формированию единого информационного блока, доступного для всех потребителей научно-технической информации.

В общей структуре информационного блока важное место занимает патентная информация, содержащая сведения об изобретении. Владея патентной информацией на начальных стадиях проектирования, в частности при разработке технического задания, можно вносить в разработки самые новые, прогрессивные достижения науки и техники.

Патентный документ содержит информацию не только о новизне и предшествующем уровне техники, но и в ряде случаев дает подробную информацию о состоянии технического развития в соответствующей области. Кроме технической информации из патентного документа можно получить сведения о фирмах, патентовладельцах, изобретателях и т. д., позволяющие составить картину общетехнического развития и структуру промышленности.

Патентный поиск проводят в следующем порядке: 1) составляют задание на поиск; 2) формируют регламент работ; 3) проводят поиск, систематизацию и анализ отобранного материала; 4) обобщают результаты и составляют отчет; 5) заполняют патентную характеристику; 6) составляют информацию на тему.

Информация, полученная в результате патентного поиска, позволяет проверить изделие на патентную чистоту, конкурентоспособность и на другие показатели, а также установить объем патентообладателя.

Существует несколько видов патентного поиска: тематический (предметный), именной, по номеру документа, по виду документа и др. Тематический поиск как наиболее распространенный считают главным. Для него используют систематические указатели и узкопрофильные информационно-поисковые системы (классификаторы МКИ, УДК, национальные системы классификации и др.).

Источник патентного поиска — патентная документация, которая хранится в патентных фондах и служит основной частью справочно-информационных фондов (СИФ) информационных служб. Обеспечение разработчиков новых технологий и техники данными о современных достижениях науки и техники возложено на Российское агентство по патентам и товарным знакам (Роспатент), в частности на его организации — Федеральный институт промышленной собственности (ФИПС) и Информационно-издательский центр (ИНИЦ), образующие первый уровень ГСНТИ.

Федеральный институт промышленной собственности публикует сведения по патентной документации в издаваемых им официальных бюллетенях: «Изобретения (заявки и патенты)», «Полезные модели. Промышленные образцы», «Товарные знаки. Знаки обслуживания. Наименования мест происхождения товаров»; классификационные материалы; указатели к отечественному и зарубежным патентным фондам.

Потребность рынка во вторичных патентно-информационных и правовых изданиях и услугах удовлетворяет Информационно-издательский центр, который выполняет заказы на тематические подборки рефератов серии «Изобретения стран мира» (ИСМ) на бумаге и машиночитаемых носителях. (До 1996 г. реферативная информация ИСМ публиковалась в виде многоязычного реферативного журнала.)

В системе Роспатента с 1994 г. распространяют патентную информацию на оптических дисках двух типов: полные описания изобретений, включая чертежи к заявкам и патентам Российской Федерации; рефераты или формулы изобретений с чертежами. С 1997 г. по заказам потребителей выпускают диски CD-ROM, содержащие темати-

rusautomobile.ru

ческие базы данных в виде текущей и ретроспективной информации по российским и зарубежным патентам начиная с 1996 г.

Кроме того, Роспатент располагает автоматизированной системой «Эталонная МПК» и текущей патентно-информационной продукцией на дисках CD-ROM с описанием изобретений разных стран.

Наиболее полная информация об изобретениях находится во Всероссийской патентно-технической библиотеке Роспатента (ВПТБ), которая располагает патентными фондами 79 стран и 7 международных организаций. На CD-ROM представлены полные описания изобретений более 20 стран мира.

Такая патентно-информационная система предполагает в конечном итоге обеспечение юридических и физических лиц информацией о последних достижениях науки и техники, содержащихся в патентных документах.

2.3. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И УНИФИКАЦИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

На качество создаваемой новой техники существенно влияют стандартизация и унификация.

Стандартизация деталей и сборочных единиц (подшипников, болтов, шпонок и др.) позволяет организовать массовое производство их на специализированных предприятиях, уменьшить стоимость и повысить качество изготовления. Стандартизация технических условий, расчетов, методов испытания также способствует повышению качества и надежности изделий.

В зависимости от требований, предъявляемых к объектам стандартизации, различают стандарты следующих категорий: государственные, отраслевые, республиканские и предприятий или объединений.

Государственные стандарты (ГОСТ) устанавливают требования к продукции массового и крупносерийного производства межотраслевого применения (ряды нормальных линейных размеров, нормы точности зубчатых передач, допуски и посадки, размеры и допуски резьбы и др.). Соблюдение государственных стандартов обязательно для всех организаций и предприятий нашей страны.

Отраслевые стандарты (ОСТ) устанавливают требования к продукции, технической оснастке и инструменту, характерные для данной отрасли. Они охватывают объекты, не относящиеся к объектам государственной стандартизации. Отраслевые стандарты обязательны для организаций и предприятий определенной отрасли промышленности, а также для предприятий и организаций других отраслей, применяющих продукцию данной отрасли.

Республиканские стандарты (РСТ) устанавливают требования к продукции, выпускаемой предприятиями республиканского и местного подчинения республики. Объектами РСТ могут быть сырье, материалы, топливо, полезные ископаемые внутри республиканского производства и применения, а также отдельные типы изделий массового или серийного производства, относящиеся к профилю республиканских министерств.

Стандарты предприятий (СТП) устанавливают ограничения на нормы, правила, требования, методы и составные части изделий, применяемые только на данном предприятии, например на оснастку, инструмент, типовые технологические процессы. Стандарты предприятий могут устанавливать ограничения по применяемой номенклатуре деталей, сборочных единиц, материалов. На поставляемую продукцию стандарты предприятий не распространяются.

В пределах ведомств, предприятий, конструкторских бюро и других организаций часто возникает необходимость сокращения сортамента изделий, в том числе стандартизованных, и уточнения отдельных показателей, рекомендуемых стандартами. В этих случаях проводят **нормализацию** с учетом конкретных требований предприятия, отрасли и т. д. Такие нормали регламентируют область применения стандартных конструкций в конкретных условиях. Нормалям присваивают индекс Н (нормаль) или МН (межведомственная нормаль), соответствующий номер и год введения.

rusautomobile.ru

Изделия и материалы, выпускаемые в стране единичными предприятиями, регламентируются различными техническими условиями (ТУ).

В народном хозяйстве нашей страны действует более 23 тыс. стандартов.

Национальные стандарты отражают уровень машиностроения в конкретных странах, поэтому однотипные стандарты стран различаются между собой. С расширением международной торговли проводится активная унификация национальных стандартов. За основу международных стандартов принимают достижения в науке и технике наиболее развитых стран. Разработкой международных стандартов занимается Международная организация по стандартизации (ИСО). Технические комитеты ИСО разрабатывают стандарты для применения в узкой области (например, стандарты «Предпочтительные числа», «Станки» и др.). Использование международных стандартов способствует повышению качества изделий и расширению области применения машин с высокими техническими характеристиками, облегчает выход на международный рынок.

В практической деятельности конструктор пользуется большим количеством стандартов и ТУ. Есть стандарты, имеющие общее применение. Это прежде всего стандарты, связанные с оформлением конструкторской документации, обеспечением качества изделий и соблюдением требований техники безопасности.

Единая система конструкторской документации (ЕСКД) — это комплекс государственных стандартов, устанавливающих порядок разработки, оформления и использования конструкторской документации.

Стандарты ЕСКД делят на 10 классификационных групп (табл. 2.1). В каждую группу может входить 99 стандартов, поэтому группы стандартов ЕСКД можно пополнять без нарушения их нумерации.

Стандартизация обеспечивает определенный порядок в процессе разработки новых изделий и оформления конструкторской документации на них.

В процессе проектирования и особенно изготовления машин большой экономический эффект получают за счет широкой унификации конструкций.

2.1. Классификационные группы стандартов

Шифр группы	Содержание стандартов в группе
0	Общие положения
1	Основные положения
2	Классификация и обозначения изделий в конструкторских документах
3	Общие правила выполнения чертежей
4	Правила выполнения чертежей изделий машиностроения и приборостроения
5	Правила обращения конструкторских документов (учет, хранение, дублирование, внесение изменений)
6	Правила выполнения эксплуатационной и ремонтной документации
7	Правила выполнения схем
8	Правила выполнения документов строительных и судостроения
9	Прочие стандарты

Унификация (согласно ГОСТ 23945.0—80) — это приведение изделий к единообразию на основе установления рационального числа их разновидностей. Унификация конструктивных элементов позволяет сократить номенклатуру обрабатывающего, мерительного и монтажного инструмента. Унификации подвергают посадочные сопряжения (по диаметрам, посадкам и классам точности), резьбовые соединения (по диаметрам, типам резьб, размерам под ключ), шпоночные и шлицевые соединения (по диаметрам, формам шпонок и шлицев, посадкам и классам точности), зубчатые зацепления (по модулям, типам зубьев и классам точности), фаски и галтели (по размерам и типам) и т. д.

Унификация оригинальных деталей и узлов может быть внутренней (в пределах данного изделия) и внешней (заимствование деталей с иных машин данного или смежного заводов).

Унификация марок и сортамента материалов, типоразмеров крепежных и других нормализованных деталей, подшипников качения и других подобных изделий облегчает снабжение завода-изготовителя и ремонтных предприятий материалами, нормалями и покупными изделиями.

rusautomobile.ru

Особенно эффективна унификация при одновременном проектировании группы машин одного или подобного назначения, различающихся производительностью и размерами. Например, при разработке базовой модели зерноуборочного комбайна унифицировано большое количество деталей и сборочных единиц (звездочек, натяжных устройств, предохранительных муфт, подшипниковых узлов и др.), что позволило применить их в других модификациях машин. В результате унификации сокращено марок профилей на 30 %, корпусов и крышек подшипников, звездочек, натяжных шкивов, рукояток, подшипников, уплотнений и деталей режущих аппаратов на 5...15 %, размеров резьб на 12 % и т. д.

Степень унификации изделий или их составных частей можно оценить по *коэффициенту унификации*

$$\eta_{ун} = \frac{z_{ун}}{z} 100\%,$$

$$\text{или } \eta_{ун} = \frac{\sum m_{ун}}{m} 100\%, \qquad (2.1)$$

где $z_{ун}$ — число унифицированных деталей; z — общее число деталей; $\Sigma m_{ун}$ — масса унифицированных деталей; m — общая масса изделия.

Значение коэффициента, полученное по первой формуле, не учитывает долю унифицированных деталей в конструкции машины, а по второй формуле учитывает лишь долю массы унифицированных деталей в общей массе машины. Наиболее точным считают *коэффициент унификации*, определяемый как отношение стоимости унифицированных изделий $\Sigma C_{ун}$ к стоимости машины C:

$$\eta_{ун} = \frac{\sum C_{ун}}{C} 100\%. \qquad (2.2)$$

Степень внутренней унификации оценивают по значению *коэффициента повторяемости*

$$\eta_{п} = \left(1 - \frac{N_{н}}{N_{д}}\right) 100\%, \qquad (2.3)$$

где $N_{н}$ — число наименований деталей изделия; $N_{д}$ — общее число деталей изделия.

Этот показатель можно легко определить по сводной спецификации. Он характеризует совершенство конструкции с точки зрения сокращения номенклатуры деталей. Конструкцию считают достаточно совершенной при $\eta_{п} = 40...60\ \%$.

Унификацию конструкций дифференцированно оценивают по следующим показателям:

по степени унификации оригинальных деталей

$$\eta_{ун.ор} = \frac{N_{ун.ор}}{N_{ор}} 100\%, \qquad (2.4)$$

где $N_{ун.ор}$ — число унифицированных оригинальных деталей; $N_{ор}$ — общее число оригинальных деталей;

по степени унификации элементов конструкции

$$\eta_{эл} = \left(1 - \frac{N_{тр}}{N_{эл}}\right) 100\%, \qquad (2.5)$$

где $N_{тр}$ — число принятых типоразмеров данных элементов; $N_{эл}$ — общее число элементов в изделии.

Расчетные значения коэффициентов унификации обосновывают и указывают в конструкторской документации.

Наибольший экономический эффект получают при заимствовании деталей серийно изготовляемых машин, когда детали можно получить в готовом виде.

Использование при конструировании унификации и стандартизации деталей и узлов дает большой экономический эффект, повышает надежность всей конструкции, сокращает время конструирования и освоения новых машин, обеспечивает взаимозаменяемость деталей.

2.4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

При проектировании конструктор постоянно сталкивается с противоречивыми проблемами. Например, в некоторых машинах поломки деталей при экстремальных нагрузках недопустимы.

rusautomobile.ru

В то же время учет этих нагрузок при проектировании нецелесообразен, так как приводит к существенному увеличению массы машины.

При эксплуатации техники в результате совместного действия разных нагрузок некоторые детали и сборочные единицы все же выходят из строя. Например, в зерноуборочных комбайнах происходит износ цепей, обрыв ремней, поломка валов, подшипников. Замена таких деталей требует времени и средств, но это выгоднее, чем если бы конструктор предусмотрел в процессе проектирования размеры, исключающие поломки при маловероятном совместном действии случайных нагрузок. Для предотвращения подобных явлений в конструкцию целесообразно вводить специальные предохранительные устройства, исключающие возможность поломки машины или ее деталей при перегрузках.

Кроме того, реализация той или иной задачи может быть осуществлена в различных вариантах, из которых необходимо выбрать наиболее рациональный. Так, для передачи движения от двигателя к рабочим органам машины можно использовать механический, электрический, гидравлический или комбинированный привод. Существенное развитие получили и типы приводов. Например, механический имеет несколько разновидностей передач.

Выбор наилучшего оптимального для каждого конкретного случая варианта представляет собой ответственную технико-экономическую задачу, решение которой требует глубокого анализа, расчета, обоснования. Методики таких расчетов подробно изложены в специальной экономической литературе. Здесь же даны лишь некоторые основы, необходимые для понимания сущности экономических расчетов и позволяющие на начальных стадиях проектирования обосновать оптимальное решение.

Решение о целесообразности создания и внедрения новой техники принимают в зависимости от ее эффективности.

Эффективность новой техники определяют по значению экономического эффекта (годового или за срок службы машины), получаемого сельскохозяйственными предприятиями различных форм собственности.

Годовой экономический эффект, р., рекомендуется определять по формуле

$$Э_{ср} = \left(\frac{Ц_н A_н - C_н}{A_н} - \frac{Ц_б A_б - C_б}{A_б} \right) A_н, \quad (2.6)$$

где $Ц_н$, $Ц_б$ — цена реализации продукции по новому и базовому вариантам, р. за 1 т; $A_н$, $A_б$ — годовой объем произведенной сельскохозяйственной продукции по новому и базовому вариантам, т; $C_н$, $C_б$ — себестоимость производства всей продукции по новому и базовому вариантам, р.

Формула (2.6) в обобщенном виде выражает все разновидности эффектов, в том числе за счет повышения качества продукции, увеличения ее объема, снижения потерь, экономии материальных затрат, эксплуатационных расходов по использованию новой техники.

На всех этапах проектирования, начиная от разработки технического задания до выполнения рабочих чертежей, идет интенсивная работа по улучшению конструкции, уточнению ее параметров. Все этапы проектирования сопровождаются технико-экономическими расчетами, характер которых изменяется по мере выяснения и уточнения основных экономических параметров, составляющих себестоимость. При конструировании машины особенно важно знать ее материало- и трудоемкость.

Материалоемкость конструкции тесно связана с ее массой — важнейшим технико-экономическим параметром, который либо задают в техническом задании на проектирование, либо конструктор принимает в зависимости от заданных характеристик машины. Для многих машин требуется снизить массу при условии обеспечения необходимых критериев работоспособности. Для некоторых машин масса должна быть конкретной и правильно распределенной в пределах заданных ее габаритных размеров. Например, от массы транспортной машины зависит давление ходовых колес на грунт и необходимое сцепление. Массу грузоподъемных кранов и погрузчиков увеличивают с целью обеспечения их устойчивости и

rusautomobile.ru

предохранения от опрокидывания, размещая в определенном месте специальные противовесы (балластные грузы).

Общую массу машины рекомендуют определять по формуле

$$m = \Sigma m_д + \Sigma m_к, \qquad (2.7)$$

где $m_д$ — сумма масс деталей машины, подлежащих изготовлению; $m_к$ — сумма масс комплектующих покупных изделий.

Получаемое значение m позволяет лишь сопоставить конструкции по массе, но не оценить структуру этого параметра и, следовательно, ограничивает возможности принятия лучшего варианта. Например, в конструкциях кранов важно обеспечить не только необходимую массу, в которую входит и масса противовеса, но и структуру этой величины, так как экономически не безразлично, из какого материала изготовлены противовесы.

Задача выбора материала и вида заготовки тесно связана с экономичностью и качеством конструкции. При подборе материалов следует учитывать относительную экономичность разрабатываемого проекта и степень дефицитности материала.

Оптимальный вариант выбирают по минимуму затрат

$$C = [(C_м + C_с + C_э)A + C_{т.о}]_{min}, \qquad (2.8)$$

где $C_м$, $C_с$, $C_э$, $C_{т.о}$ — соответственно стоимость материалов, рабочей силы, эксплуатационные расходы и расходы на технологическую оснастку; A — годовой объем выпуска.

Для многих машин выбор материала диктуется условиями эксплуатации и ремонта. Иногда более дорогой материал, обладающий высокой износостойкостью, предпочтителен по сравнению с дешевым, требующим дополнительных затрат на обеспечение его износостойкости или частой замены при эксплуатации. В таких случаях существенную экономию можно получить при использовании биметаллов, составных деталей. Например, ступицу червячного колеса выполнить из чугуна, а венец — из бронзы. Снижения массы конструкции на 30...35 % достигают за счет использования пустотелых и фасонных профилей проката.

К важным характеристикам машины относят также структурную материалоемкость, определяемую как сумму затрат материалов с учетом технологии изготовления деталей машины:

$$m = m_{ч.л} + m_{с.л} + m_{с.п} + ..., \qquad (2.9)$$

где $m_{ч.л}$, $m_{с.л}$, $m_{с.п}$ — расход соответственно чугунного, стального литья, сортового проката, кг.

Такое развернутое представление материалоемкости позволяет определить направления экономии материалов при изготовлении, а следовательно, уменьшения себестоимости машины и достижения ее наибольшей экономической эффективности.

При сопоставлении различных вариантов удобно использовать удельные показатели K_m, определяемые как отношение массы машины к наиболее характерному для нее параметру — мощности P, вращающему моменту T, производительности W и др.:

$$K_{mP} = m/P;\ K_{mT} = m/T;\ K_{mW} = m/W$$

и т. д.

Трудоемкость. Общая трудоемкость $T_о$ — это нормированная сумма затрат на изготовление деталей и машины в целом, включая все технологические операции.

В начальной стадии проектирования при отсутствии чертежей и норм времени общую трудоемкость ориентировочно можно определить по формуле

$$T_о = mT_у K, \qquad (2.10)$$

где $T_у$ — удельная трудоемкость; K — коэффициент, учитывающий масштаб производства.

Удельную трудоемкость, определяемую как отношение общей трудоемкости к массе машины, принимают по справочным данным, накопленным в конструкторских бюро, НИИ. В этом случае считают, что трудоемкость изготовления данной машины полностью зависит от ее массы. Такое допущение справедливо лишь при стабильной номенклатуре изделий одной и той же модели и неизменной технологии произ-

rusautomobile.ru

водства. В других случаях этот метод расчета дает лишь ориентировочное значение удельной трудоемкости.

Для предварительной оценки общей трудоемкости изготовления проектируемой машины при расчете используют трудоемкость изготовления аналогичной машины. В этом случае

$$T_о = T_а K_m K_п K_с, \qquad (2.11)$$

где $T_а$ — трудоемкость изготовления аналогичной машины; K_m, $K_п$, $K_с$ — коэффициенты, учитывающие соответственно различие масс проектируемой и аналогичной машин, масштаб производства, относительную потребность в обновлении станочного парка в связи с заменой объекта производства.

Достаточно точно значение общей трудоемкости можно получить при ее расчете по составляющим затратам труда:

$$T_{об} = T_л + T_к + T_м + T_т + T_{сб} + T_о + ..., \qquad (2.12)$$

где $T_л$, $T_к$, $T_м$, $T_т$, $T_{сб}$, $T_о$ — трудоемкости соответственно литейных и кузнечных работ, механической и термической обработок, сборочных операций, обкатки и т. д.

Себестоимость. На стадии разработки технического задания себестоимость изделия (машины) чаще всего рассчитывают по удельным показателям. В качестве удельных показателей могут быть приняты следующие статистические данные о себестоимости 1 т конструкции, т. е. себестоимость машины, приходящаяся на единицу установленной мощности, снимаемого вращающего момента, грузоподъемности и др. В этом случае считают, что себестоимость прямо пропорциональна избранному показателю и не учитывают конструктивные особенности проектируемой машины, возможные изменения технологии и условий производства. Тогда

$$C = C_m m;\ C = C_P P;\ C = C_T T \text{ и т. д.}, \qquad (2.13)$$

где C_m, C_P, C_T — удельные себестоимости, р/т, р/кВт, р/(Н · м); m — расчетная масса, т; P — мощность двигателя, кВт; T — вращающий момент на выходном валу проектируемой машины, Н · м.

Чтобы уточнить себестоимость машины, учитывают стоимость материалов, затраты на обработку деталей и сборку машины, пропорциональные трудоемкости этих работ. Для ряда машин, изготовляемых по принципу геометрического подобия и в одинаковых условиях, стоимость материалов и трудоемкость изготовления в литейных, кузнечных, сборочных цехах пропорциональны массе m, а трудоемкость механической обработки, окраски и отделки — поверхности машины S.

В этом случае себестоимость

$$C = mK_n + SK_S, \qquad (2.14)$$

где K_n, K_S — коэффициенты пропорциональности.

Коэффициенты пропорциональности в формуле (2.14) и удельные себестоимости в формуле (2.13) принимают по справочникам или данным заводов, изготовляющих аналогичные машины. Результаты расчетов удельной себестоимости будут точнее, если принцип геометрического подобия использовать не для машины в целом, а для отдельных агрегатов, сборочных единиц, деталей. Тем более что в современных машинах широко применяют комплектующие изделия, стоимость которых следует определять по данным поставщиков. Для расчета себестоимости методом подобия следует учитывать только чистую массу машины без комплектующих изделий.

Себестоимость детали можно определить по формуле

$$C = C_м + \Sigma(З_i + Н_i + C_i/n_i), \qquad (2.15)$$

где $C_м$ — стоимость материала, затраченного на одну деталь; $З_i$ — зарплата, необходимая для изготовления одной детали; $Н_i$ — накладные расходы; C_i — стоимость специальной оснастки; n_i — число деталей в партии.

Анализ формулы (2.15) показывает, что чем больше масштаб производства, тем выше уровень механизации и автоматизации производства, меньше накладные расходы и затраты на зарплату, т. е. высокая экономичность может быть достигнута только при большом масштабе производства.

rusautomobile.ru

Себестоимость изделия существенно зависит от материала, технологии изготовления, унификации на стадии разработки проекта и в процессе изготовления.

Только творческий всесторонний анализ возможных вариантов в сочетании с технико-экономическим анализом позволит конструктору разработать изделие с наилучшими параметрами при минимуме затрат.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите основные этапы проектирования. 2. Что включает в себя эскизный проект? 3. Что включает в себя технический проект? 4. Назовите основные источники научно-технической и производственно-технической информации. 5. Какова роль патентной информации при проектировании? 6. С какой целью стандартизируют массовые детали и сборочные единицы? 7. Какие существуют категории стандартов? 8. Что понимают под унификацией и какова ее роль при проектировании? 9. По каким показателям оценивают степень унификации изделий? 10. Какими критериями определяется эффективность техники на стадии ее разработки? 11. По какому критерию выбирают оптимальный вариант разработанной конструкции? 12. Как оценивают трудоемкость изготовления конструкции на начальной стадии проектирования? 13. Как оценивают себестоимость проектируемой машины, сборочной единицы, детали?

rusautomobile.ru

Глава 3

ФОРМИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

3.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТИ И МАТЕМАТИЧЕСКОЙ СТАТИСТИКИ

Для решения практических задач теории надежности широко используют методы теории вероятности и математической статистики. Приведем лишь некоторые понятия этих теорий, необходимые для количественной оценки показателей надежности техники, эксплуатируемой в сельскохозяйственном производстве. Большинство показателей надежности представляют собой случайные величины, которые в процессе испытаний могут принимать те или иные значения, неизвестные заранее. Случайная величина может быть дискретной, т. е. прерывистой (например, число отказов за время t, число отказавших машин при испытаниях данного объема и т. п.), или непрерывной (например, срок службы, время работы до отказа и др.).

Непрерывные случайные величины могут принимать любые неизвестные заранее значения теоретически в интервале от 0 до ∞, а практически — в конкретном интервале. Например, если срок службы редуктора колеблется в пределах от 10 до 15 тыс. ч, то у всех испытуемых редукторов он будет находиться в этом интервале.

Вероятности отказа $F(t)$ и безотказной работы $P(t)$, являясь событиями противоположными и несовместимыми, представляют собой интегральные функции случайной величины t_i, т. е.

$$F(t) = 1 - P(t). \qquad (3.1)$$

Плотность вероятности отказа

$$f(t) = F'(t) = 1 - P'(t). \qquad (3.2)$$

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = \int_t^\infty f(t)\mathrm{d}t. \qquad (3.3)$$

Для статистической оценки вероятности безотказной работы однотипных изделий используют приближенную формулу

$$P(t) = 1 - \frac{m}{N}, \qquad (3.4)$$

где m — число изделий, отказавших за время t; N — число испытуемых изделий.

Важной характеристикой случайной величины (например, ресурса) является **математическое ожидание**

$$\bar{T} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} t_i, \qquad (3.5)$$

где t_i — срок службы i-го изделия; N — число испытуемых изделий данного типа.

Для характеристики рассеивания случайной величины относительно ее математического ожидания вычисляют:

дисперсию

$$D = \frac{N}{N-1}\left[\frac{\sum_{i=1}^{N} t_i^2 m_i}{N} - \bar{T}^2\right]; \qquad (3.6)$$

среднее квадратическое отклонение

$$\sigma = \sqrt{D}; \qquad (3.7)$$

коэффициент вариации

$$V = \frac{\sigma}{\bar{T}}. \qquad (3.8)$$

rusautomobile.ru

Коэффициент вариации определяют по уравнению (3.8) для тех показателей надежности, зона рассеивания значений которых начинается от 0 или близка к нему.

При наличии смещения $t_{см}$ коэффициент вариации вычисляют по уравнению

$$V=\frac{\sigma}{\bar{T}-t_{см}}. \qquad (3.9)$$

Более полную характеристику случайной величины дает закон ее распределения.

Закон распределения случайной величины — это аналитическое соотношение, устанавливающее связь между значениями случайной величины (например, наработки, времени восстановления и др.) и их вероятностями. К показателям надежности машин, эксплуатируемых в сельском хозяйстве, в большинстве случаев применимы закон нормального распределения (Гаусса), закон распределения Вейбулла и экспоненциальный закон, представляющий собой частный случай закона Вейбулла. Выбор закона распределения зависит от значения коэффициента вариации: при $V \le 0{,}33$ — закон нормального распределения; при $V > 0{,}33$ — закон Вейбулла.

Нормальный закон распределения случайной величины t характеризуется тем, что плотность вероятности отказов $f(t)$ плавно поднимается, достигает максимума и затем плавно снижается (рис. 3.1, *а*).

Для этого закона распределения плотность вероятности отказа, а также вероятности отказа и безотказной работы будут иметь вид

$$f(t)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}}; \qquad (3.10)$$

$$F(t)=\int_0^t f(t)\mathrm{d}t=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{\infty}e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}}; \qquad (3.11)$$

$$P(t)=\int_0^{\infty} f(t)\mathrm{d}t. \qquad (3.12)$$

Нормальное распределение имеет два независимых параметра: математическое ожидание, или среднюю наработку на отказ [см. формулу (3.5)], и среднее квадратическое отклонение σ [см. формулу (3.7)]. Кривая плотности вероятности $f(t)$ тем острее и выше, чем меньше σ. Теоретически она начинается от $t=-\infty$ и распространяется до $t=+\infty$, но фактически площадь, очерченная кривой плотности вероятности отказа $f(t)$ за пределами $T=3\sigma$ (рис. 3.1, *б*), настолько мала, что соответствующая ей вероятность отказа составляет 0,00135 (0,135 %), поэтому в расчетах ее обычно не учитывают.

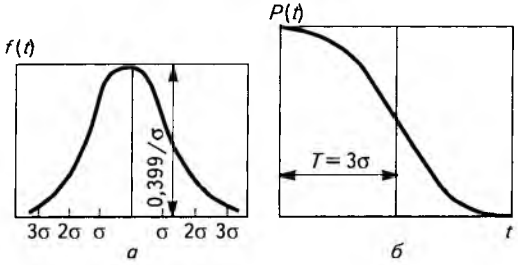


Рис. 3.1. Зависимости плотности $f(t)$ вероятности отказа (*а*) и вероятности $P(t)$ безотказной работы (*б*) для нормального закона распределения

С целью упрощения практических расчетов вместо формул (3.10)...(3.12) можно использовать таблицу 3.1, в которой принято следующее обозначение:

$$U=\frac{t_i-\bar{T}}{\sigma}. \qquad (3.13)$$

П р и м е р. Определить вероятность безотказной работы $P(t)$ редуктора за время $t=6000$ ч, если известно, что время до отказа подчиняется нормальному распределению при $\bar{T}=5000$ ч, $\sigma=1000$ ч.

Согласно формуле (3.13)

$$U=(t-\bar{T})/\sigma=(6000-5000)/1000=1.$$

По таблице 3.1 при $U=1$ находим $F(t)=0{,}841$.

По формуле (3.1) вычисляем вероятность безотказной работы редуктора

$$P(t)=1-F(t)=1-0{,}841=0{,}159.$$

rusautomobile.ru

3.1. Значения интегральной функции $F(t)$ закона нормального распределения в зависимости от U

U	$F(t)$	U	$F(t)$	U	$F(t)$	U	$F(t)$	U	$F(t)$
−3,00	0,001	−1,40	0,080	−0,4	0,344	0,60	0,726	1,70	0,955
−2,60	0,005	−1,20	0,115	−0,2	0,420	0,80	0,788	2,00	0,977
−2,20	0,014	−1,00	0,159	0	0,5	1,00	0,841	2,40	0,992
−1,80	0,036	−0,8	0,212	0,20	0,579	1,30	0,903	2,80	0,997
−1,60	0,055	−0,6	0,274	0,40	0,655	1,50	0,933		

3.2. Значения α и b для закона распределения Вейбулла

V	b	α	V	b	α	V	b	α
1,260	0,8	1,133	0,640	1,6	0,897	0,480	2,2	0,886
1	1	1	0,575	1,8	0,889	0,444	2,4	0,887
0,837	1,2	0,941	0,523	2	0,886	0,365	3	0,893
0,723	1,4	0,911						

Закон распределения Вейбулла. Для этого закона интегральная функция вероятности отказов имеет вид

$$F(t)=1-P(t)=1-e^{-(t/a)^b}, \quad (3.14)$$

вероятность безотказной работы

$$P(t)=e^{-(t/a)^b}, \quad (3.15)$$

где $a=\bar{T}/\alpha$, b — параметры закона распределения.

Значения α и b определяют по таблице 3.2 в зависимости от коэффициента вариации V, вычисляемого по формуле (3.9).

Экспоненциальный (показательный) закон распределения в общем случае имеет вид

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (3.16)$$

где $P(t)$ —вероятность того, что значение случайной величины больше t; e — основание натурального логарифма; λ — параметр распределения.

Для экспоненциального закона распределения вероятность отказа $F(t)$, плотность вероятности отказа $f(t)$ и интенсивность отказов $\lambda(t)$ определяют по формулам:

$$F(t) = 1 - P(t) = 1 - e^{-\lambda t}; \quad (3.17)$$

$$f(t) = F'(t) = \lambda e^{-\lambda t}; \quad (3.18)$$

$$\lambda(t)=\frac{P'(t)}{P(t)}=\frac{\lambda e^{-\lambda t}}{e^{-\lambda t}}=\lambda. \quad (3.19)$$

Среднее время возникновения отказа

$$\bar{T}=\int_0^\infty P(t)dt=\int_0^\infty e^{-\lambda t}=\frac{1}{\lambda}. \quad (3.20)$$

Экспоненциальный закон является частным случаем закона Вейбулла. Его широко применяют в теории надежности и массового обслуживания, при анализе сложных систем, прошедших период приработки, и систем, работающих под воздействием механических нагрузок, а также при анализе наработки в случае внезапных случайных отказов, происходящих из-за скрытых дефектов технологии.

3.2. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ, ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Надежность сельскохозяйственной техники, как и любой другой машины, является важнейшим показателем ее качества. Основные понятия надежности определены ГОСТ 27.002—89.

Надежность — это свойство объекта (системы машин, машины, агрегата, изделий, входящих в состав машины) выполнять в течение времени или заданной наработки свои функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Надежность — комплексное свойство, которое включает в себя безотказ-

rusautomobile.ru

ность, долговечность, ремонтопригодность, сохраняемость. Для каждого объекта характерны все или часть свойств надежности.

Безотказность — свойство изделия сохранять работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Долговечность — свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов. Предельное состояние изделия, оговариваемое в нормативно-технической документации, определяется невозможностью его дальнейшей эксплуатации из-за снижения его эффективности, несоответствия требованиям безопасности, ухудшения экономических показателей и т. д.

Ремонтопригодность — приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей при проведении технического обслуживания и ремонта с относительно небольшими затратами.

Сохраняемость — свойство изделия сохранять свои эксплуатационные показатели в течение регламентированного срока хранения и транспортирования.

Для количественной оценки одного или нескольких свойств надежности изделий (безотказности, долговечности, ремонтопригодности, сохраняемости) как на этапе проектирования, так и в процессе эксплуатации используют ряд показателей.

Основной показатель безотказности — вероятность безотказной работы $P(t)$ в пределах данного отрезка времени t или требуемой наработки. Она определяется статистически по формуле (3.4).

Для невосстанавливаемых изделий кроме вероятности безотказной работы $P(t)$ важно знать интенсивность отказов

$$\lambda = \Delta n/(\Delta t n), \qquad (3.21)$$

где Δn — число отказавших изделий к моменту времени Δt; n — число исправно работающих изделий к моменту времени Δt.

Для восстанавливаемых изделий показателей безотказности служат средняя наработка на отказ $T_{ср}$ и параметр потока отказов

$$\omega = T_{ср}^{-1}. \qquad (3.22)$$

Отказ — это событие, заключающееся в нарушении работоспособности изделия.

Наработка на отказ определяется как отношение наработки восстанавливаемой машины к ожидаемому числу отказов в течение этой наработки.

Единичные показатели долговечности — средний ресурс, или средняя наработка до предельного состояния, и гамма-процентный ресурс.

Ресурс — наработка изделия от начала его эксплуатации до наступления предельного состояния. Средний ресурс определяют по уравнению (3.5).

Гамма-процентный ресурс — это наработка, в течение которой изделие сохраняет работоспособное состояние с заданной вероятностью гамма-процентов. В автотракторном машиностроении принято нормированное значение $\gamma = 90\ \%$. Для сельскохозяйственной техники принята регламентированная вероятность $\gamma = 80\ \%$.

Аналитически гамма-процентный ресурс находят по уравнениям:

при законе нормального распределения

$$T_{p\gamma} = \bar{T}_p - H_к(\gamma)\sigma, \qquad (3.23)$$

где $\bar{T}_p$ — заданный ресурс; $H_к(\gamma)$ — квантиль закона нормального распределения (табл. 3.3); σ — среднее квадратическое отклонение;

3.3. Квантили $H_к$ (γ) закона нормального распределения

$F(t)$; ΣP_i	Сотые доли									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,5	0,000	0,025	0,050	0,075	0,100	0,126	0,151	0,176	0,202	0,227
0,6	0,253	0,279	0,305	0,332	0,358	0,385	0,412	0,440	0,468	0,496
0,7	0,524	0,553	0,583	0,613	0,643	0,675	0,706	0,739	0,772	0,806
0,8	0,842	0,878	0,915	0,954	0,994	1,036	1,080	1,126	1,175	1,227
0,9	1,282	1,341	1,405	1,476	1,555	1,645	1,751	1,881	2,054	2,326

rusautomobile.ru

3.4. Квантили $H^B_к$ закона распределения Вейбулла

$F(t)$; ΣP_i	Параметр B															
	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,16	0,22	0,27	0,31
0,03	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,18	0,25	0,31	0,37	0,42
0,05	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,17	0,19	0,21	0,23	0,31	0,37	0,43	0,48
0,07	0,05	0,07	0, 09	0,11	0,13	0,1	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,35	0,42	0,47	0,52
0,10	0,08	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20	0,22	0,25	0,27	0,29	0,31	0,33	0,41	0,47	0,53	0,57
0,15	0,14	0,17	0,19	0,23	0,25	0,29	0,30	0,33	0,35	0,38	0,40	0,42	0,50	0,56	0,60	0,63
0,20	0,19	0,22	0,26	0,29	0,32	0,34	0,37	0,39	0,41	0,44	0,45	0,47	0,55	0,61	0,65	0,69
0,25	0,25	0,29	0,33	0,36	0,39	0,41	0,44	0,46	0,48	0,50	0,52	0,54	0,61	0,66	0,70	0,73
0,30	0,32	0,36	0,39	0,42	0,45	0,48	0,50	0,53	0,55	0,56	0,58	0,60	0,66	0,71	0,75	0,77
0,35	0,40	0,44	0,47	0,50	0,53	0,55	0,57	0,59	0,61	0,62	0,64	0,66	0,71	0,75	0,79	0,81
0,40	0,47	0,51	0,54	0,57	0,60	0,62	0,64	0,66	0,67	0,69	0,70	0,72	0,76	0,80	0,83	0,85
0,45	0,57	0,60	0,63	0,66	0,68	0,69	0,71	0,73	0,74	0,75	0,76	0,76	0,81	0,84	0,86	0,88
0,50	0,67	0,69	0,72	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,82	0,83	0,83	0,86	0,89	0,90	0,91
0,55	0,79	0,81	0,82	0,84	0,85	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,93	0,94	0,95
0,60	0,91	0,92	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98
0,65	1,07	1,06	1,05	1,05	1,04	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,02	1,02	1,02	1,02
0,70	1,23	1,20	1,18	1,17	1,15	1,14	1,13	1,12	1,12	1,11	1,10	1,10	1,08	1,05	1,05	1,05
0,75	1,45	1,40	1,36	1,33	1,30	1,27	1,25	1,23	1,22	1,21	1,20	1,18	1,14	1,10	1,10	1,09
0,80	1,70	1,61	1,54	1,49	1,44	1,41	1,37	1,35	1,32	1,30	1,29	1,27	1,21	1,15	1,15	1,13
0,85	2,11	1,96	1,84	1,74	1,67	1,61	1,55	1,51	1,47	1,45	1,32	1,39	1,31	1,21	1,21	1,18
0,90	2,53	2,30	2,13	2,00	1,90	1,81	1,74	1,68	1,63	1,59	1,55	1,52	1,40	1,27	1,27	1,23
0,93	2,96	2,66	2,43	2,26	2,12	2,01	1,92	1,84	1,78	1,72	1,67	1,63	1,48	1,32	1,32	1,28
0,95	3,38	3,00	2,71	2,49	2,33	2,19	2,08	1,99	1,91	1,84	1,78	1,73	1,55	1,37	1,37	1,32
0,97	4,03	3,51	3,13	2,84	2,63	2,45	2,31	2,19	2,09	2,01	1,94	1,87	1,65	1,43	1,43	1,37
0,99	5,46	4,60	4,01	3,57	3,24	2,98	2,77	2,60	2,46	2,34	2,23	2,15	1,84	1,55	1,55	1,46

при законе распределения Вейбулла

$$T_{p\gamma} = H^B_к(1-\gamma)a + c, \qquad (3.24)$$

где $H^B_к$ — квантиль закона распределения Вейбулла (табл. 3.4); a — параметр закона распределения Вейбулла; c — смещение зоны рассеивания ресурса от нулевой точки отсчета.

Надежность проектируемой машины, как правило, оценивают по ожидаемой вероятности безотказной работы, как одной из главных количественных характеристик надежности. Для этой цели изделие представляют в виде структурной схемы (рис. 3.2). Любая механическая система состоит из ряда простых элементов (двигателей, передаточных механизмов, подшипников, муфт и др.), которые могут соединяться между собой для передачи энергии последовательным, параллельным или комбинированным способом. Следовательно, в структурной схеме соединение n элементов может быть последовательным, параллельным и последовательно-параллельным (комбинированным).

При последовательном соединении элементов (рис. 3.2, *а*) с вероятностью

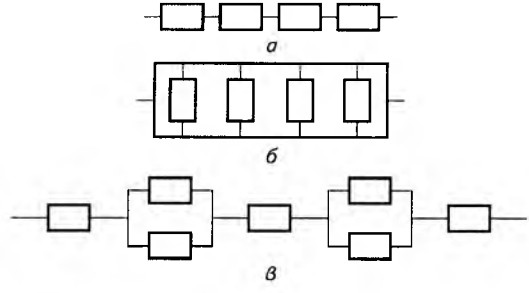


Рис. 3.2. Структурные схемы конструкций:

а — с последовательным соединением элементов; *б* — с параллельным соединением; *в* — с комбинированным соединением

rusautomobile.ru

работы каждого элемента P_1, P_2,..., P_n, когда отказ одного элемента выводит из строя всю систему (это характерно для большинства приводов сельскохозяйственных машин), вероятность безотказной работы всей системы

$$P(t)=P_1P_2...P_n=\prod_{i=1}^{n}P_i, \qquad (3.25)$$

где P_i — вероятность безотказной работы i-го элемента.

Если причина выхода изделия из строя связана только с внезапными отказами, подчиняющимися экспоненциальному закону распределения, то согласно формуле (3.16)

$$P(t)=\exp(-\lambda_\Sigma t), \qquad (3.26)$$

где $\lambda_\Sigma=\sum_{i=n}^{n}\lambda_i$ — интенсивность отказов всей системы; λ_i — интенсивность отказов i-х элементов.

Значения интенсивности отказов λ отдельных элементов механических систем приведены в таблице 3.5.

При параллельном соединении n элементов (рис. 3.2, *б*) вероятность безотказной работы изделия (машины, сборочной единицы и др.) определяют по формуле

$$P(t)=1-\prod_{i=1}^{n}[1-P_i(t)]. \qquad (3.27)$$

Например, если в системе водоснабжения фермы предусмотрены два независимых (параллельных) насоса с вероятностью безотказной работы их в течение 1000 ч $P_i=0,9$, то вероятность безотказной работы всей системы $P(t)=1-(1-P_1)(1-P_2)=1-(1-0,9)(1-0,9)=0,99$, т. е. резко возрастает.

При параллельно-последовательном соединении элементов (рис. 3.2, *в*) вначале определяют вероятность безотказной работы каждого из блоков с параллельно соединенными элементами, а затем с последовательно соединенными элементами.

Проектируя отдельную деталь, следует иметь в виду, что ее тоже можно рассматривать как систему, а место, где возникают повреждения, приводящие к отказам, — как элементы системы. Вероятность безотказности детали определяют по формуле (3.25) как произведение вероятностей безотказности ее элементов, т. е. с увеличением опасных сечений надежность детали снижается.

Пример 1. Определить вероятность безотказной работы лебедки в течение 200 ч работы. Распределение вероятности безотказной работы элементов лебедки — экспоненциальное. Общий вид лебедки изображен на рисунке 3.3, ее структурная схема — на рисунке 3.4, *а*.

3.5. Интенсивность отказов λ элементов механических передач в течение 10^5 ч* для доверительной вероятности $P=0,95$

Передачи и их элементы	Значения λ		
	средние	наименьшие	наибольшие
Двигатели:			
асинхронные	0,860	0,450	1,120
постоянного тока	0,936	0,500	1,310
синхронные	0,036	0,016	0,625
шаговые	0,037	0,022	0,071
Зубчатые одноступенчатые передачи	0,012	0,001	0,020
Червячные редукторы	0,020	0,011	0,036
Коробки передач	0,068	0,005	0,430
Сложные зубчатые и червячные передачи	0,090	0,009	0,179
Дифференциальные механизмы	0,040	0,012	0,068
Ременные передачи	0,388	0,014	1,500
Валы и оси	0,035	0,015	0,062
Муфты:			
разные	0,040	0,006	0,110
упругие	0,070	0,003	0,135
фрикционные, предохранительные	0,030	0,007	0,034
электромагнитные	0,060	0,045	0,093

* Из кн. Приводы машин: Справочник/Под ред. В. В. Длоугого. — Л.: Машиностроение, 1982.

rusautomobile.ru

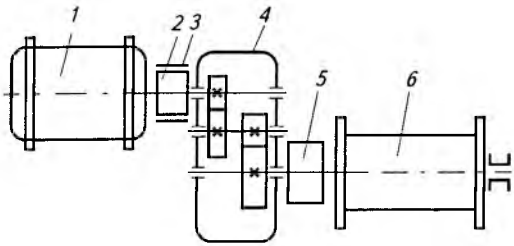


Рис. 3.3. Схема компоновки грузовой лебедки:

1 — электродвигатель; *2* — муфта с тормозным шкивом; *3* — тормоз; *4* — двухступенчатый цилиндрический редуктор; *5* — муфта; *6* — барабан

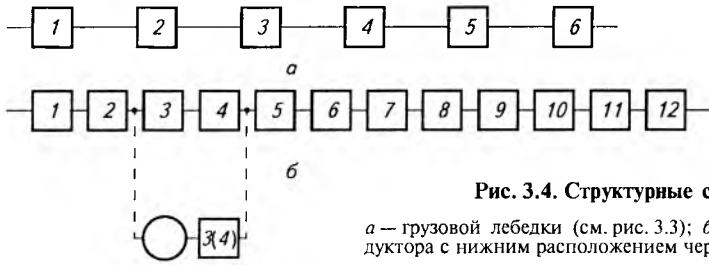


Рис. 3.4. Структурные схемы:

а — грузовой лебедки (см. рис. 3.3); *б* — червячного редуктора с нижним расположением червяка (см. рис. 3.5)

По таблице 3.5 принимаем средние значения потока отказов в течение 10^5 ч работы: $\lambda_1 = 0{,}86$; $\lambda_2 = 0{,}07$; $\lambda_4 = 0{,}012$ (для одной ступени зубчатого редуктора); $\lambda_5 = 0{,}04$. Для тормоза и барабана средние значения потока отказов получены в процессе испытаний: $\lambda_3 = 0{,}45$, $\lambda_6 = 0{,}035$.

Вероятность безотказной работы $P_\Sigma(t)$ лебедки определим по формуле (3.26). Интенсивность отказов всей системы за 1 ч работы

$$\lambda_\Sigma = \sum_{i=1}^{n=6} \lambda_i = (0{,}86 + 0{,}07 + 0{,}45 + 0{,}012 + 0{,}012 + 0{,}04 + 0{,}035)\cdot 10^{-5} = 1{,}479 \cdot 10^{-5}.$$

Вероятность безотказной работы лебедки в течение 200 ч

$$P_\Sigma(t) = \exp(-1{,}479 \cdot 10^{-5} \cdot 200) = \exp(-2{,}958 \cdot 10^{-3}) = 0{,}997.$$

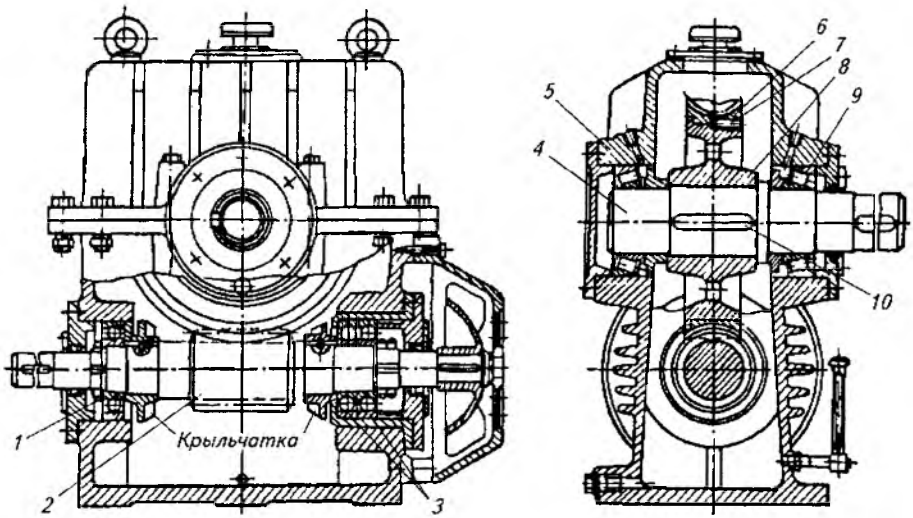


Рис. 3.5. Червячный редуктор с нижним расположением червяка:

1 — радиальный шариковый подшипник; *2* — вал — червяк; *3* — сдвоенные радиально-упорные шариковые подшипники; *4* — вал червячного колеса; *5, 9* — роликовые конические подшипники; *6* — зубчатый венец; *7* — винт крепления зубчатого венца; *8* — ступица червячного колеса; *10* — шпоночное соединение

rusautomobile.ru

Пример 2. Рассчитать вероятность безотказной работы червячного редуктора с нижним расположением червяка (рис. 3.5) при известных значениях $P(t)$ по всем элементам.

Структурная схема редуктора изображена на рисунке 3.4, *б*. Вероятности безотказной работы элементов первого блока: $P_1 = 0{,}999$ (вал — червяк); $P_2 = 0{,}9999$ (шариковый подшипник); $P_3 = P_4 = 0{,}9995$ (конический подшипник); $P_5 = 0{,}99999$ (функциональный рабочий элемент схемы — масло, обеспечивающее постоянное смазывание и охлаждение поверхностей трения).

Вероятность выполнения основного назначения редуктора при выходе из строя одного из сдвоенных радиально-упорных подшипников $P_o = 0{,}5$.

Фактически элемент с вероятностью P_o, показанный на структурной схеме кружком, выполняет функцию переключателя в возможном эффекте скрытого резервирования. Вероятность одного из оставшихся в работоспособном состоянии подшипника *3* (или *4*) $P_{3(4)} = 0{,}9995$.

Вероятности безотказной работы элементов второго блока: $P_6 = 0{,}999$ (вал червячного колеса); $P_7 = P_8 = 0{,}9995$ (конические подшипники); $P_9 = 0{,}9999$ (ступица червячного колеса); $P_{10} = 0{,}999$ (зубчатый венец); $P_{11} = 0{,}9955$ (крепление венца); $P_{12} = 0{,}999$ (крепление ступицы).

Вероятность безотказной работы червячного редуктора

$$P_\Sigma(t) = P_1P_2[(1 - P_3P_4)\times \times (1 - P_0P_{3(4)})]P_5P_6P_7P_8P_9P_{10}P_{11}P_{12}.$$

Если не учитывать косвенное резервирование ($P_o = 0$), то $P_\Sigma = 0{,}989334$. При $P_o = 0{,}5$ получаем $P_\Sigma = 0{,}989829$.

3.3. ОСНОВНЫЕ ОТКАЗЫ

Во время работы в машине, ее агрегатах, сборочных единицах и деталях возникают внезапные и постепенные отказы.

Внезапный отказ — отказ, характеризующийся скачкообразным изменением одного или нескольких параметров. Внезапные отказы наступают из-за усталостного разрушения деталей, поломки их под действием перегрузок или внутренних дефектов. Характерные примеры внезапных отказов — обрыв или соскакивание цепей, аварийная поломка зубьев, валов, обрыв ремней и т. д.

Постепенный отказ возникает в результате постепенного изменения одного или нескольких параметров объекта. Такие отказы обусловлены увеличением зазоров, ослаблением посадок вследствие износа.

Поломка деталей служит серьезной причиной выхода из строя машины. Как правило, поломки происходят из-за ошибок при проектировании, нарушения технологии изготовления деталей и сборки машины, резкого изменения условий эксплуатации, а также из-за усталостных явлений, приводящих к снижению прочности, изменению формы и координации деталей.

Изломы могут быть пластичные и хрупкие.

Пластичному излому предшествует изменение формы и размеров поперечных сечений деталей, возникновение макроскопической остаточной деформации. Такой вид излома характерен для деталей, материалы которых обладают достаточной пластичностью.

Хрупкий излом наступает внезапно, ему не предшествует макроскопическая остаточная деформация. Такие разрушения возможны из-за появления трещин после закалки, сварки и др. Кроме того, у многих материалов значительно снижаются пластические свойства при понижении температуры, что делает такие детали хладноломкими и предрасположенными к хрупкому излому. Хрупкие изломы характерны и для деталей, работающих в коррозионных и поверхностно-активных средах.

Усталостные поломки наступают вследствие длительного действия повторно-переменных напряжений. Если число циклов переменных напряжений достаточно велико, то усталостные поломки возможны даже при рабочем напряжении, меньшем предела прочности и даже предела текучести.

Изнашивание рабочих поверхностей деталей. На снижение работоспособности деталей существенно влияют различные

rusautomobile.ru

виды изнашивания поверхностных слоев. Интенсивность изнашивания зависит от точности изготовления деталей, действующих нагрузок, температуры, шероховатости и волнистости поверхности.

По общеизвестной классификации различают следующие виды изнашивания сопряженных деталей: механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое, в том числе при фретинг-коррозии.

Механическое изнашивание материала возникает при трении соприкасающихся поверхностей сопряженных деталей и зависит от вида трения. Различают следующие виды механического изнашивания:

абразивное — результат режущего или царапающего действия твердых тел или частиц;

гидроабразивное — результат воздействия твердых тел или частиц, увлекаемых потоком жидкости;

газоабразивное — результат воздействия твердых частиц, увлекаемых потоком газа;

эрозионное — результат воздействия на соприкасающуюся поверхность потока жидкости или газа;

усталостное — результат повторного деформирования микрообъемов материала, приводящего к возникновению трещин и отделению частиц от поверхности трения;

кавитационное — результат воздействия на поверхность твердого тела при движении его в жидкости в условиях нарушения сплошности течения жидкости и образования кавитационных пузырей.

Из всех видов механического изнашивания абразивное — наиболее распространенный вид изнашивания деталей машин и оборудования, эксплуатируемых в сельскохозяйственном производстве при повышенной запыленности воздуха и непосредственном контакте многих деталей с абразивом. Достаточно отметить, что около 80 % деталей сельскохозяйственной техники выбраковывают по причине предельного износа. Накопление пыли в смазочном материале до 0,25 % по массе приводит к снижению ресурса подшипников до 1000 ч при нормативной долговечности в 10 раз большей. Механизм абразивного изнашивания конструкционных сталей может быть представлен как царапание поверхности множеством твердых зерен, из которых большинство оставляет пластически выдавленный след, а меньшая часть зерен снимает стружку.

Степень агрессивности абразивных частиц по отношению к изнашиваемым поверхностям оценивают по коэффициенту твердости

$$K_т = H/H_а, \qquad (3.28)$$

где H — микротвердость материала детали; $H_а$ — микротвердость абразива.

Профессором М. М. Тененбаумом установлено критическое значение коэффициента твердости $K_{т.кр} = 0{,}5...0{,}7$. При $K_т < 0{,}5$ происходит интенсивное абразивное изнашивание, при $K_т > 0{,}7$ сопротивление материала абразивному изнашиванию резко возрастает.

Наряду с абразивным изнашиванием в парах трения механических приводов сельскохозяйственных машин и оборудования широко распространено усталостное изнашивание. Каждый элемент в зоне трения испытывает знакопеременное напряжение. Многократные его повторения приводят к накоплению повреждений под поверхностью металла, перерастающих в трещины. Трещины заполняются смазочным материалом. Если трещины ориентированы так, что в зону контактных давлений направлен поверхностный конец трещины, то масло из трещины выдавливается и ее увеличения не происходит. Если к зоне наибольших давлений подходит открытый конец трещины, то сопряженной поверхностью края открытой трещины смыкаются, давление в слое масла, находящегося внутри нее, резко увеличивается и возникает эффект расклинивания трещины. При многократном таком воздействии происходит отрыв частиц и на рабочей поверхности образуются раковины.

Усталостное изнашивание характерно для пар трения, защищенных от попадания абразивных частиц, не подверженных коррозии и схватыванию, например для закрытых зубчатых передач, подшипников качения и др. Это изнашивание часто называют осповидным износом, или питтингом.

rusautomobile.ru

Молекулярно-механическое изнашивание, или изнашивание при заедании, возникает в результате схватывания, глубинного вырывания материала, крошения и переноса его с одной поверхности трения на другую, а также под действием возникающих неровностей на сопряженную поверхность.

Изнашивание при заедании наблюдается в подшипниках скольжения, открытых зубчатых передачах, зацеплении цепей со звездочками и др.

Коррозионно-механическое изнашивание возникает при трении материала, вступившего в химическое взаимодействие со средой, и при наличии на поверхности трения защитных пленок, образовавшихся в результате взаимодействия материала с кислородом. Одной из разновидностей коррозионно-механического изнашивания является *окислительное изнашивание*, наблюдаемое в парах трения машин, работающих при высоких температурах (вкладыши подшипников двигателей внутреннего сгорания) или в коррозионных средах (машины и оборудование животноводческих ферм и др.). При таком изнашивании материал трущихся поверхностей взаимодействует с химически активной средой, вызывающей образование оксидной пленки. Этот процесс идет интенсивно при остановке машины. При пуске машины оксидная пленка удаляется, а при остановке поверхность вновь активно реагирует с агрессивной средой и она снова покрывается пленкой. Особенно опасна коррозия для деталей, работающих при циклических и ударных нагрузках (пружины, оси, валы и др.). Срок службы таких деталей из-за усталостных разрушений сокращается на 40...60 % (в зависимости от глубины коррозионных питтингов, которые служат концентраторами напряжений).

Другая разновидность коррозионно-механического изнашивания — *фретинг-коррозия* возникает при трении скольжения с малыми колебательными перемещениями. Такое изнашивание может возникать как при сухом трении, так и в условиях смазывания. Оно связано с периодическими разрушениями оксидных пленок без их последующего удаления из зоны трения. При этом сами оксиды способствуют увеличению износа. Характерный признак фретинг-коррозии — возникновение кратеров с выкрошенным металлом на сопряженных поверхностях. Поврежденные зоны поверхности становятся значительными концентраторами напряжений, вследствие чего пределы выносливости деталей существенно снижаются. Такой вид изнашивания наблюдается в шлицевых и шпоночных соединениях, гнездах подшипников качения и др.

Профессором Д. Н. Горкуновым установлена еще одна разновидность изнашивания — *водородное*. Его основная суть сводится к тому, что в зоне трения выделяется водород, который при высокой температуре диффундирует в поверхностный слой детали, вызывая множество трещин по всей зоне трения и способствуя увеличению хрупкости поверхности материала до образования мелкопористого порошка. Водород выделяется из материалов пары трения, смазочной среды и особенно воды. Такой вид изнашивания наблюдается у дисков фрикционных муфт, подшипников качения (при попадании воды в подшипниковый узел).

При проектировании машины конструктор должен установить главный ведущий вид изнашивания для каждой детали, сборочной единицы в отдельности и предусмотреть меры по его уменьшению.

3.4. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

К основным критериям работоспособности, обеспечивающим необходимую надежность механических приводов машин и оборудования, эксплуатируемого в сельскохозяйственном производстве, относятся прочность, жесткость, износостойкость, а для некоторых деталей машин теплостойкость и виброустойчивость.

Прочность — это способность детали противостоять разрушению или возникновению пластических деформаций в течение требуемого срока службы.

В инженерной практике, чтобы оценить прочность конструкции, сравнивают рабочие напряжения, возникаю-

rusautomobile.ru

щие в деталях машин под действием нагрузок, с допустимыми по условию

$$\sigma \le [\sigma] \text{ или } \tau \le [\tau], \qquad (3.29)$$

где σ, τ — расчетные соответственно нормальное и касательное напряжения в опасной точке детали; $[\sigma]$, $[\tau]$ — допустимые напряжения.

При одновременном действии напряжений изгиба (или растяжения) σ и кручения τ расчет ведут по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_E \le [\sigma], \qquad (3.30)$$

где $\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + (3...4)\tau^2}$ — эквивалентное напряжение.

У деталей, перекатывающихся одна относительно другой в зоне контакта под действием нагрузок, возникают местные напряжения и деформации. Разрушение этих деталей вызывают контактные напряжения, и поэтому расчет ведут по условию контактной прочности (формула Герца):

$$\sigma \le [\sigma_H]; \qquad (3.31)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{пр}} \frac{E_{пр}}{2\pi(1-\nu^2)}}, \qquad (3.32)$$

где $[\sigma_H]$ — допустимое контактное напряжение; σ_H — расчетное контактное напряжение; q — нагрузка на единицу длины контакта; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны контактируемых поверхностей; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости материалов контактируемых деталей; ν — коэффициент Пуассона.

Формула (3.32) получена для двух круговых цилиндров бесконечно большой длины, материалы которых имеют коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$.

Следует отметить, что метод оценки прочности по допустимым напряжениям в опасной точке не дает представления о степени надежности деталей, не отражает характера предполагаемого разрушения, режима нагружения и других факторов, влияющих на надежность. Кроме того, использование $[\sigma]$ в качестве нормативной характеристики затруднено при действии переменных напряжений, так как допустимое напряжение зависит от геометрии детали (концентрации напряжений), ее материала и технологии изготовления.

Расчет по допустимым напряжениям широко используют при проектировании для предварительной оценки размеров опасных сечений.

Детали машин рассчитывают по коэффициенту запаса прочности. Такой расчет наиболее точен, так как позволяет учесть ряд факторов, влияющих на прочность, а именно концентрацию напряжений, размеры деталей, способ упрочнения и др.

В этом случае вместо условия прочности (3.29) используют тождественные ему условия:

$$s = \frac{\sigma_{пр}}{\sigma} \ge [s]; \quad s = \frac{\tau_{пр}}{\tau} \ge [s], \qquad (3.33)$$

где s — расчетный коэффициент запаса прочности; σ, τ — расчетные соответственно нормальное и касательное напряжения в опасной точке детали; $[s]$ — допустимый коэффициент запаса прочности (табл. 3.6).

При действии статических нагрузок коэффициент запаса прочности $s_\sigma = \sigma_в/\sigma_{max} \approx 1{,}5...2$.

В случае действия переменных напряжений на прочность будут влиять концентрация напряжений, масштабный эффект и другие факторы, с целью учета которых определяют максимальные напряжения

$$\sigma_{max} = \sigma_a k_{\sigma g} + \sigma_m \psi_\sigma; \qquad (3.34)$$

$$\tau_{max} = \tau_a k_{\tau g} + \tau_m y_\tau, \qquad (3.35)$$

где σ_a, σ_m, τ_a, τ_m — амплитудные и средние соответственно нормальные и касательные напряжения цикла; $k_{\sigma g}$, $k_{\tau g}$ — приведенные эффективные коэффициенты концентрации соответственно нормальных и касательных напряжений в детали: $k_{\sigma g} = k_\sigma/k_{\sigma d} + 1/\beta - 1$; $k_{\tau g} = k_\tau/k_{\tau d} + 1/\beta - 1$; k_σ, k_τ — эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений; $k_{\sigma d}$ — коэффициент, учитывающий диаметр заготовки детали; β — коэффициент, учитывающий состояние поверхности (технологию изготовления); ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты, характеризующие влияние асимметрии цикла.

При одновременном действии касательных и нормальных напряжений

$$s = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \ge [s]. \qquad (3.36)$$

Обычно принимают $[s] \ge 1{,}5$.

Если изделие работает с неустановившимися нагрузками, его работоспо-

rusautomobile.ru

3.6. Значения допустимого коэффициента запаса прочности

Материал	Допустимый коэффициент запаса прочности [s] при расчете [σ]		
	по пределу текучести $\sigma_т$	по временному сопротивлению $\sigma_в$	по пределу выносливости σ_{-1}
Пластичные стали (углеродистые и легированные при высокой температуре отпуска)	1,2...1,8	—	1,3...1,5
Высокопрочные стали с пониженными пластическими свойствами (низкой температурой отпуска) и высокопрочные чугуны	1,5...2,2	2...3,5	1,5...1,7
Стальное литье	1,6...2,5	—	1,7...2,2
Чугуны (серые и модифицированные)	—	3...3,5	—
Цветные сплавы (медные, алюминиевые, магниевые) кованые и прокатные	1,5...2	—	1,5...2
Цветные сплавы литые	2...2,5	2,5...3	2...2,5
Особо хрупкие материалы (пористое хрупкое литье, металлокерамика)	—	3...6	—
Пластмассы	—	3...5	—

Примечания: 1. Меньшие значения [s] используют в расчетах при достаточно точных параметрах нагружения. 2. Для ответственных деталей, выход из строя которых связан с серьезными авариями, табличные значения следует увеличить на 30...50 %.

собность оценивают по эквивалентному запасу прочности, используя эквивалентные режимы.

Рассмотренные условия прочности по допустимым напряжениям и коэффициенту запаса прочности взаимосвязаны следующим выражением:

$$[\sigma] = \sigma_{разр}/s. \qquad (3.37)$$

Здесь s имеет стабильное значение, а $\sigma_{разр}$ отражает технологию изготовления, режим нагружения и другие факторы.

Наибольший эффект при проектировании получают при использовании двух методов прочностной оценки. В этом случае расчет и проектирование ведут в три этапа. На первом этапе в результате расчета по допустимым напряжениям получают размеры наиболее нагруженных сечений проектируемой детали, на втором этапе прорабатывают конструкцию детали, на третьем этапе оценивают прочность детали по коэффициенту запаса прочности.

Жесткость — это способность деталей сопротивляться изменению их формы под действием нагрузок. Для многих деталей (например, длинные оси, валы, опоры подшипников, пружины и т. д.) расчет на жесткость является определяющим. Значение критерия жесткости непрерывно растет, так как материалы совершенствуют в основном в направлении повышения прочностных свойств при неизменном или изменяющимся в небольших пределах модуле упругости.

Чтобы оценить жесткость деталей машин, сравнивают наибольшее значение линейного f или углового φ перемещения или угла поворота θ с их допустимым значением по условию:

для линейного перемещения

$$f_{max} \le [f]; \qquad (3.38)$$

углового перемещения

$$\varphi_{max} \le [\varphi]; \qquad (3.39)$$

угла поворота

$$\theta_{max} \le [\theta]. \qquad (3.40)$$

Износостойкость представляет собой сопротивляемость детали изнашиванию. Износ служит основной причиной выхода из строя большинства деталей машин, эксплуатируемых в сельскохозяйственном производстве. Износ ограничивает долговечность деталей из-за потери точности (приборы), снижения КПД и прочности [вследствие уменьшения сечений, неравномерного износа опоры, увеличения динамических нагрузок (зубья зубчатых и червячных колес)], возрастания шума в быстроходных передачах и полного истирания рабочих поверхностей (лемехи).

rusautomobile.ru

Расчет на износостойкость проводят обычно косвенными методами, сводящимися к определению размеров изнашиваемых поверхностей, обеспечивающих рабочее удельное давление ниже допустимого. Расчету на износостойкость подвергают и подшипники скольжения, работающие при гидродинамическом режиме в условиях жидкостного трения.

Теплостойкость — это свойство конструкции сохранять работоспособность в заданном температурном режиме. Необходимость оценки теплостойкости машины (сборочной единицы) возникает при изменении температуры среды или значительных потерях мощности, обусловленных трением и сопровождаемых интенсивным тепловыделением. Повышение температуры нагрева выше допустимой может привести к нарушению условий смазывания, изменению механических свойств материалов и деформациям деталей. От теплового режима существенно зависит работоспособность червячных и фрикционных передач, предохранительных муфт, тормозных устройств и др.

Обычно тепловые расчеты сводят к составлению уравнения теплового баланса, которое показывает соответствие между количеством выделяемой Q_1 и отводимой Q_2 теплоты в процессе работы машины.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_1 = Q_2, \text{ или } P(1-\eta) = KS(t_1 - t_2), \quad (3.41)$$

где $Q_1 = P(1-\eta)$; $Q_2 = KS(t_1 - t_2)$; P — потребляемая мощность, Вт; η — КПД механизма; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К); S — площадь охлаждаемой поверхности, м^2; t_1 — температура смазочного материала; t_2 — температура охлаждающей среды.

Выполнения условия (3.41) достигают увеличением охлаждающей поверхности корпуса машины (оребрением), принудительным охлаждением сильно нагревающихся поверхностей и другими приемами.

Тепловой режим необходимо учитывать во время проектирования и при выборе материалов и размеров конструкций, смазочного материала.

Виброустойчивость — это способность конструкции работать в рабочем режиме без недопустимых колебаний. Повышение рабочих скоростей машин часто способствует возникновению вибраций. Вибрационные нагрузки, в свою очередь, могут вызвать усталостное разрушение детали. Если частота собственных колебаний машины или ее деталей совпадает с частотой изменения внешних периодических сил, их вызвавших, неизменно наступает резонанс, приводящий к разрушению детали или машины.

Колебания деталей зубчатых передач и их элементов вызывают шум.

С целью предотвращения колебаний изменяют динамические свойства системы — моменты инерции масс и податливость соединений. Если таким способом невозможно добиться положительных результатов, в систему включают специальные устройства — виброгасители или антивибраторы. Подробно расчеты на колебания рассмотрены в курсе теории колебаний.

3.5. ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МАШИН

Триботехника — наука, исследующая в комплексе процессы трения, изнашивания и смазывания. Эта наука в последнее десятилетие бурно развивается во всех промышленно развитых странах. Достаточно отметить, что поддержание работоспособного технического состояния машинно-тракторного парка существенно превышает стоимость его изготовления. Например, стоимость технического обслуживания автомобилей и тракторов превышает стоимость их изготовления до шести раз, а станков — до восьми раз.

Обеспечение триботехнической надежности деталей и сборочных единиц машин должно быть комплексным с использованием конструктивных, технологических и эксплуатационных методов повышения их износостойкости.

Конструктивные методы повышения износостойкости:

- оптимальный выбор материала. Высокой надежностью обладают пары

rusautomobile.ru

хром — резина (при смазывании минеральным маслом и водой), хром — бронза (при пластичных смазочных материалах), твердый материал в паре с другим твердым материалом. Однако применение таких пар ограничено скоростями скольжения. Пористые спеченные материалы и антифрикционные сплавы следует применять в труднодоступных для смазывания узлах трения. Мягкие материалы в сочетании с другими материалами (например, трение незакаленной стали по незакаленной стали, медного сплава по алюминиевому сплаву, никеля по никелю и др.) имеют низкую износостойкость и ненадежны в работе;

• снижение концентрации нагрузки в узлах трения (например, за счет уменьшения перекосов валов и увеличения благодаря этому размеров пятен касания зубьев);

• снижение нагрузки (например, применением нескольких дисков вместо двух в предохранительных муфтах, муфтах сцепления);

• использование при конструировании обратных пар в подшипниках скольжения (рис. 3.6, *а*), когда втулки из антифрикционного материала устанавливают на шейки вала, а закаленные стальные втулки — в корпус;

• изготовление составных деталей — основной неизнашивающейся части и небольшой сменной изнашивающейся (сменные венцы зубчатых колес и звездочек *1*, рис. 3.6, *б*);

• оптимизация формы изнашивающейся поверхности с приближением ее к форме естественного износа (например, профиль зубьев *2* передач с зацеплением М. Л. Новикова, рис. 3.6, *в*);

• самокомпенсация износа (например, за счет прижатия пружиной *3* монтажного уплотнения *4* к изнашивающейся поверхности вала, рис. 3.6., *г*);

• увеличение запаса на износ (например, толщины стенки проушины *5* в направлении износа, рис. 3.6, *д*);

• обеспечение благоприятных условий трения (замена трения скольжения трением качения, обеспечение жидкостного трения вместо граничного или граничного вместо сухого, защита сопряжения от внешней среды, уменьшение перекосов с целью обеспечения трения качения вместо качения с проскальзыванием, обеспечение достаточного смазывания и эффективной защиты от абразивного загрязнения узлов трения типа зубчатых и червячных передач, подшипников качения и скольжения, применение специальной смазки для открытых и полузакрытых узлов трения типа шарниров приводных цепей и их зацеплений).

Технологические методы повышения триботехнической надежности машин:

• снижение шероховатости поверхностей;

• применение покрытий, предохраняющих поверхности от схватывания и фретинг-коррозии. Применение различных методов чистовой обработки поверхностей особенно эффективно для снижения усталостного изнашивания в зубчатых передачах, подшипниках качения и др.

Предотвратить схватывание поверхностей можно фосфатированием в комбинации с покрытием молибденом, сульфидированием (насыщением серой), сульфоцианированием (насыщением азотом, углеродом и серой). Покрытия такого типа не только повышают сопротивление схватыванию, но и снижают коэффициент трения. При микроперемещениях в условиях фретинг-коррозии с целью ее предотвращения на поверхность наносят элект-

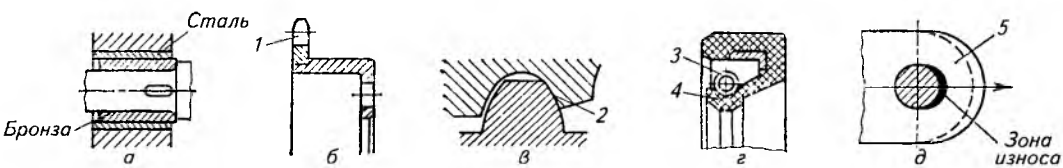


Рис. 3.6. Методы снижения влияния износа на работу машин:

а — использование обратных пар в подшипниках скольжения; *б* — изготовление составных деталей; *в* — оптимизация формы изнашивающейся поверхности; *г* — самокомпенсация износа; *д* — увеличение запаса на износ; *1* — зубчатый венец звездочки; *2* — зуб; *3* — пружина; *4* — уплотнение; *5* — проушина

rusautomobile.ru

ролитические покрытия медью или оловом, которые, наоборот, повышают коэффициент трения.

Упрочнение поверхностных слоев деталей технологическими методами (табл. 3.7) эффективно при трении всех видов, встречающихся в механизмах машин и оборудования сельскохозяйственного назначения. Закалка при абразивном изнашивании повышает износостойкость примерно в два раза, но ее эффективность выше при других видах изнашивания, особенно при заедании.

3.7. Некоторые методы упрочнения деталей машин и их показатели*

Способ	Технологические возможности			Назначение и эффективность процессов и способов
	HRC, *HV*, МПа	σ_0, МПа	δ_y, мм	
Термическая обработка				
Объемная закалка	*HRC* 40...55	Нет изменений	Нет ограничений	Повышение прочности углеродистых сталей в 1,5...2 раза, легированных — в 2...3 раза. Упрочнение отливок, поковок, штамповок, механически обработанных деталей, проката, сварных элементов и т. д.
Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ и газовым пламенем	*HRC* 40...70	300...800	0,2...10	Повышение усталостной прочности на 4...100 % и износостойкости в 2 раза и более. Упрочнение поверхностей зубьев зубчатых колес, звездочек и муфт, шлицев, тормозных шкивов, осей, деталей, шарниров тяговых цепей и других деталей ПТМ из средне-, высокоуглеродистых и цементуемых сталей
Термохимическая обработка				
Цементация	*HRC* 60...65	400...1000	0,5...2	Повышение пределов выносливости при изгибе до 3 раз, а износостойкости в 1,5...2 раза по сравнению с закалкой ТВЧ
Азотирование	*HV* 9000...11000	400...1000	0,5...0,6	То же, и повышение коррозионно-усталостной прочности
Нитроцементация (газовое цианирование)	*HRC* 60...75	400...1000	0,05...2,5	То же, что и при цементации, но достигаемый эффект более значителен — усталостная прочность шестерен выше в 2...3 раза, а износостойкость — в 1,5...1,9 раза
Алитирование	—	—	0,5	Повышение долговечности деталей из сталей обыкновенного качества, работающих при повышенной температуре, до уровня долговечности деталей из дорогих жаростойких сталей
Хромирование (высокотемпературное термодиффузионное)	*HV* 16000...20000	—	0,02...0,3	Повышение ударной и коррозионно-усталостной прочности. Износостойкость в 3...4 раза выше, чем при цементации, и в 1,5...2,8 раза по сравнению с нитроцементацией
Силицирование	—	—	0,02...0,03	Повышение коррозионной стойкости и износостойкости при хорошей пластичности
Сульфидирование	Нет изменений	—	0,05...1	Повышение сопротивления схватыванию как при сухом трении, так и при наличии смазочного материала (шестерни, втулки, гайки, плунжеры, клапаны и др.)

rusautomobile.ru

Продолжение

Способ	Технологические возможности			Назначение и эффективность процессов и способов
	HRC, *HV*, МПа	σ_o, МПа	δ_y, мм	
Пластическое деформирование				
Дробеструйная обработка	Увеличение на 20...40 %	400...800	0,4...1,5	Упрочнение деталей сложной формы. Повышение усталостной долговечности рессор в 2...7 раз, пружин в 3...10 раз, осей в 3...5 раз, зубчатых колес (после закалки ТВЧ) в 8...12 раз
Центробежно-шариковый наклеп	То же на 15...60 %	400...800	0,3...1,5	Упрочнение наружных и внутренних цилиндрических поверхностей (коленчатые и тормозные валы, гильзы цилиндров, поршневые кольца, вкладыши подшипников и др.)
Обкатка роликами	» на 20...50 %	До 1000	1...35	Упрочнение цилиндрических и винтовых поверхностей. Повышение усталостной долговечности штоков в 3...4 раза, болтов и шпилек (обкатка резьбы) в 2 раза
Чеканка	» на 20...50 %	До 1000	0,5...35	Упрочнение деталей сложной формы и крупногабаритных. Повышение усталостной прочности крупномодульных зубчатых колес (впадины), крупных валов (галтели), сварных металлоконструкций (швы и околошовные зоны)
Термомеханическая обработка				
Высокотемпературная ТМО (ВТМО)	—	—	Все сечение	Упрочнение проката, поковок, штамповок, изделий, полученных волочением и выдавливанием (экструзией)
Низкотемпературная ТМО (НТМО)	—	—	То же	Повышение пределов прочности легированных сталей в 5...6 раз (до 3100 МПа) при увеличении пластических свойств стали (относительное удлинение до 12 %, относительное сужение до 45 %)

Условные обозначения: *HRC*, *HV* — твердость поверхности; σ_o — остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое; σ_y — толщина упрочненного слоя; ТВЧ — токи высокой частоты; ПТМ — подъемно-транспортирующие машины; ТМО — термомеханическая обработка.

---

*Из кн. Елизаветин М.А., Сатель Е. А. Технологические способы повышения долговечности машины. — М.: Машиностроение, 1969.

Цементация и газовое цианирование с последующей объемной или поверхностной закалкой и низкотемпературным (200 °С) отпуском обеспечивают при абразивном изнашивании дополнительное повышение износостойкости по сравнению с обычной закалкой углеродистой стали в 1,5... 3 раза. Термодиффузионное насыщение поверхностей трения одного из карбидов хрома, титана или бора обеспечивает поверхностную твердость *HV* ≥ 14000 МПа и повышает износостойкость при абразивном изнашивании по сравнению с цементацией в 3...4 раза.

При усталостном изнашивании и заедании повышение износостойкости достигается применением легированных сталей и термической обработки, обеспечивающей получение высоких механических свойств не только в тонком поверхностном слое, но и на достаточной глубине под ним.

rusautomobile.ru

Для повышения твердости поверхностей деталей начали применять высокоэнергетические методы обработки (лазерную, плазменную и др.), а также нанесение износостойких и антифрикционных покрытий ионными методами (в тлеющем разряде, катодным распылением и т. п.).

К **эксплуатационным методам повышения триботехнической надежности** прежде всего следует отнести: обкатку машин; своевременную замену смазочных материалов и изнашивающихся элементов (вкладышей, вставок и др.); разработку и внедрение безразборных способов диагностирования состояния поверхностей трения.

Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные характеристики случайных величин. 2. Какие законы распределения случайных величин применяют для оценки надежности сельскохозяйственной техники? 3. Как определяют коэффициент вариации? 4. Перечислите основные показатели надежности и поясните их физический смысл. 5. Что такое гамма-процентный ресурс и как его определяют? 6. Каким может быть структурное соединение элементов в механической системе? 7. Как определяют вероятность безотказной работы системы при последовательном, параллельном и комбинированном соединениях элементов? 8. Перечислите основные отказы машин. 9. Назовите основные критерии работоспособности механических приводов. Как их определяют? 10. Напишите уравнение теплового баланса для червячного редуктора. 11. Перечислите конструктивные факторы повышения триботехнической надежности деталей и сборочных единиц машин. 12. Перечислите технологические методы повышения триботехнической надежности машин.

rusautomobile.ru

Глава 4
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

4.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПРИВОДА И РАЗРАБОТКЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Привод — это устройство, состоящее из источника энергии (двигателя) и передаточного механизма (передачи), которое служит для приведения в действие исполнительного механизма (рабочего органа).

Приводы сельскохозяйственных машин характеризуются большим разнообразием конструкций и различаются по назначению, видам двигателей и передач.

При проектировании привода необходимо руководствоваться эксплуатационными, технологическими и экономическими требованиями. Сначала, как правило, выбирают и обосновывают кинематическую схему привода в зависимости от его назначения, условий работы и других факторов.

Кинематическую схему целесообразно разрабатывать в такой последовательности:

составить расчетную схему, включающую в себя основные элементы привода;

выбрать двигатель;

определить общее передаточное число;

выбрать передачи и распределить между ними общее передаточное число.

Если кинематическая схема привода определена в ходе компоновки машины, то ее дальнейшая разработка сводится к выбору двигателя, определению общего передаточного числа и разбивке его по ступеням.

4.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА

В сельскохозяйственном производстве в качестве источника энергии преимущественно используют электродвигатели и двигатели внутреннего сгорания. В стационарных машинах чаще всего применяют электродвигатели, так как электрический привод по сравнению с другими обладает следующими преимуществами: простота в эксплуатации (легкость включения, выключения и реверсирования); широкий диапазон мощностей (от 0,01 Вт до 75 МВт); высокая надежность; высокий коэффициент полезного действия; большая перегрузочная способность по моменту; широкий диапазон частоты вращения вала двигателя; работа без загрязнения окружающей среды.

Условия эксплуатации машин в сельскохозяйственном производстве очень разнообразны. Они могут характеризоваться повышенной влажностью, наличием агрессивной среды (аммиака, диоксида углерода, сероводорода), пыли органического и минерального происхождения, различными режимами нагрузки и продолжительностью работы.

В этих условиях наиболее широко применяют трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4А и АИ. Их преимущества по сравнению с двигателями других типов — простота конструкции и обслуживания, высокая эксплуатационная надежность и сравнительно низкая стоимость.

rusautomobile.ru

Промышленность выпускает асинхронные электродвигатели серии 4А мощностью 0,12...400 кВт. Кроме основного исполнения существуют модификации этих двигателей, различающиеся по конструкции, условиям окружающей среды и специализации. Электродвигатели сельскохозяйственного назначения (как основную модель, так и модификации) выпускают с повышенным пусковым моментом, повышенным скольжением, со встроенной температурной защитой и многоскоростными. По степени защиты двигатели изготовляют двух исполнений: закрытые обдуваемые и защищенные. Первые надежнее и удобнее в эксплуатации.

Двигатели серии АИ (АИР, АИС) — это перспективные унифицированные асинхронные электродвигатели, оснащенные изоляцией класса *F*. Технические характеристики их аналогичны характеристикам двигателей серии 4А.

Структуру условного обозначения электродвигателей серий 4А, АИР, АИС можно представить следующим образом:

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*

где *1* — серия двигателя — 4А, АИР, АИС: 4 — номер серии, А — вид двигателя (асинхронный), И — серия, унифицированная среди стран — членов Интерэлектро, Р — увязка мощности с установочным размером по РС 3031—71 или СТ СЭВ 4447—83, С — увязка мощности с установочным размером по рекомендациям CENELEK (Европейский комитет по координации электротехнических стандартов);

2 — исполнение двигателя по степени защиты от окружающей среды: Н — защищенное, отсутствие буквы — закрытое обдуваемое;

3 — исполнение двигателя по материалу станины и щитов: А — станина и щиты из алюминия, Ч — станина и щиты из чугуна и алюминия в любом их сочетании, отсутствие буквы — станина и щиты из чугуна или стали;

4 — модификация двигателя: Р — с повышенным пусковым моментом, С — с повышенным скольжением, К — с фазным ротором, В — встраиваемые, Э — экскаваторные, У — однофазные с пусковым конденсатором, Т — то же, с пусковым резистором, УТ — то же, с пусковым и рабочим конденсатором, П — продуваемые;

5 — расстояние от оси вала до опорной поверхности лап по ГОСТ 13257—73:

50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 132, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355 мм;

6 — установочный размер по длине станины: S — короткая станина, М — средняя станина, L — длинная станина;

7 — длина сердечника статора: А — короткий сердечник, В — длинный сердечник;

8 — число полюсов по ГОСТ 10863—73:

2, 4, 6, 8, 10, 12, 4/2, 6/2, 8/6, 12/6, 8/6/4, 12/8/6/4;

9 — специальное исполнение электродвигателя: Н — малошумный, Х — химостойкий, РЗ — мотор-редуктор, С — сельскохозяйственный, ТЭ — для электроталей, В — со встроенными терморезисторами, М — влагоморозостойкий;

10 — климатическое исполнение по ГОСТ 15150—69: У — для умеренного климата, ХЛ — для холодного климата, Т — для тропического климата, О — общеклиматическое, М — морское;

11 — категория размещения: 1, 2, 3, 4, 5.

Примеры условного обозначения некоторых электродвигателей:

4А100L4У3 — трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором единой серии 4, закрытого обдуваемого исполнения; расстояние от оси вала до опорной поверхности лап двигателя 100 мм, установочный размер по длине станины *L* (длинная станина), число полюсов 4, область применения — зоны с умеренным климатом (буквы У3);

АИР100S4 — трехфазный асинхронный обдуваемый электродвигатель с короткозамкнутым ротором, унифицированной серии, закрытого обдуваемого исполнения; увязка мощности с установочным размером по РС 3031—71; расстояние от оси вала до опорной поверхности лап 100 мм; установочный размер по длине станины *S* (короткая станина), число полюсов 4.

Способ монтажа всех двигателей серий 4А и АИ обозначают соответствую-

rusautomobile.ru

щей маркировкой, указывая в скобках маркировку двигателей при наличии двух выходных концов вала:

IM1081 (IM1082) — на лапах с двумя подшипниковыми щитами;

IM2081 (IM2082) — на лапах с фланцем на подшипниковом щите со стороны свободного конца вала;

IM3081 (IM3082) — без лап с фланцем на подшипниковом щите со стороны свободного конца вала.

Электродвигатели характеризуются номинальной мощностью P (Вт), при которой они могут работать длительное время, не нагреваясь свыше допускаемой температуры, и номинальной частотой вращения ротора n (мин$^{-1}$).

Основные технические данные двигателей серий 4А и АИР, их размеры (присоединительные, установочные, габаритные) и масса указаны в приложениях 1, 2, 3.

4.3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Наряду с условиями эксплуатации (характер нагрузки, температура и влажность окружающей среды и др.) для выбора электродвигателя следует знать требуемую (расчетную) мощность P' (Вт) и частоту вращения вала n (мин$^{-1}$). Тип двигателя выбирают с учетом назначения механизма, для которого проектируют привод, значения потребляемой мощности, режима и условий работы привода, габаритных размеров и массы.

В курсовых проектах по деталям машин в основном разрабатывают приводы к машинам непрерывного действия, для которых характерна постоянная или незначительно изменяющаяся нагрузка. Выбранный для такого привода электродвигатель не надо проверять на нагрев, поскольку в данном режиме он может работать длительное время, не нагреваясь. Исходными данными, необходимыми для расчета привода, а следовательно, и подбора двигателя чаще всего служат номинальный вращающий момент $T_п$ (Н · м) на приводном валу машины и частота вращения $n_п$ (мин$^{-1}$) или угловая скорость $\omega_п$(рад/с) этого вала.

Требуемую (расчетную) мощность электродвигателя, Вт, определяют по формуле

$$P' = T_п\omega_п/\eta_о. \qquad (4.1)$$

Угловая скорость приводного вала

$$\omega_п = \pi n_п/30. \qquad (4.2)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) всего привода равен произведению КПД последовательно включенных передач $\eta_{1.2}\eta_{3.4}$ и т. д., подшипников их валов $\eta_п$ и муфт $\eta_м$ (табл. 4.1), т. е.

$$\eta_о = \eta_{1.2}\eta_{3.4}...\eta_{i-1.i}\eta_п^m\eta_м, \qquad (4.3)$$

где m — число пар подшипников.

4.1. КПД передач, подшипников и муфт

Типы и элементы передач	Средние значения η элементов передач	
	расположенных в масляной ванне	открытых
Зубчатая передача	0,96...0,98	0,94
Червячная передача с цилиндрическим червяком при числе витков червяка:		
1	0,7	0,5
2	0,75	0,6
3; 4	0,8...0,9	—
Цепная передача (роликовая или с зубчатой цепью)	0,95...0,97	0,9
Фрикционная передача	0,9...0,95	0,7...0,85
Ременная передача (плоско- или клиноременная)	—	0,94...0,97
Подшипники качения (одна пара)	0,99	—
Соединительные муфты (компенсирующие, упругие, комбинированные)	—	0,98

Номинальная мощность выбираемого двигателя должна удовлетворять условию $P \geq P'$. Однако в связи с тем что нагрузка в действительности колеблется, требуемая мощность может превышать номинальную на 5 %.

Разные двигатели могут иметь одинаковую номинальную мощность при различных частотах вращения. Промышленность выпускает двигатели преимущественно с числом полюсов 2,

rusautomobile.ru

4, 6, 8, чему соответствуют синхронные частоты вращения (n_c) 3000, 1500, 1000, 750 мин$^{-1}$. Чем больше число пар полюсов, тем меньше частота вращения вала двигателя и больше его размеры, масса и стоимость. В то же время применение высокооборотных двигателей приводит к увеличению передаточного числа, а следовательно, и стоимости передачи. Поэтому следует рассматривать несколько вариантов и выбрать оптимальный, соответствующий конкретным условиям.

При проектировании привода сельскохозяйственных машин рекомендуется ориентироваться на двигатели с синхронной частотой вращения вала ротора 1500 мин$^{-1}$. Электродвигатели с частотой вращения вала ротора 1000 и 750 мин$^{-1}$ следует применять при непосредственном соединении с приводными механизмами или когда выбор электродвигателя с частотой 1500 мин$^{-1}$ не оправдан по конструктивным соображениям.

При частоте вращения приводного вала рабочей машины 750 мин$^{-1}$ экономически целесообразно применять высокооборотные двигатели с редуктором или мотор-редукторы.

При кинематическом расчете привода надо использовать асинхронную частоту вращения вала ротора, которая на 2...8 % меньше синхронной. Различие между синхронной и асинхронной частотами вращения вала ротора вызвано наличием скольжения, которое зависит от загрузки двигателя. Значения асинхронной частоты вращения ротора даны в приложении 1.

4.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПРИВОДА. ВЫБОР ТИПА ПЕРЕДАЧ

Передаточное число является одной из основных характеристик передачи. Оно существенно влияет на выбор ее типа и число ступеней.

Общее передаточное число привода

$$u_o = n/n_п, \qquad (4.4)$$

где n — асинхронная частота вращения электродвигателя (по каталогу), мин$^{-1}$; $n_п$ — частота вращения приводного вала машины, мин$^{-1}$.

При большом общем передаточном числе привода его целесообразно реализовывать посредством нескольких передач. При этом общее передаточное число равно произведению передаточных чисел последовательно включенных передач (ступеней):

$$u_o = u_{1.2}u_{3.4}...u_{i-1.i}. \qquad (4.5)$$

В приводах сельскохозяйственного назначения широко используют различные ременные, цепные, зубчатые и червячные передачи. Передачи выбирают в зависимости от предъявляемых к ним требований, передаточного числа, передаваемой мощности и предполагаемого относительного расположения сборочных единиц (схемы компоновки). При выборе типа передачи необходимо учитывать ее кинематические параметры, КПД, габаритные размеры, массу, требования к технологии изготовления, экономические показатели.

При выборе типа передач для привода следует иметь в виду, что передачи с гибкой связью (ременные и цепные) нецелесообразно применять, если межосевое расстояние не определяется условиями компоновки. Габаритные размеры передач с гибкой связью больше, чем у зубчатых, а передаточное число не превышает 4. Кроме варианта с большим межосевым расстоянием применение ременных передач целесообразно в тех случаях, когда нельзя обеспечить точное взаимное расположение ведущего и ведомого валов. Замена зубчатых передач цепными эффективна, если от одного ведущего вала надо привести в движение несколько параллельно расположенных валов, находящихся на значительных расстояниях, что имеет место во многих сельскохозяйственных машинах.

По сравнению с зубчатыми передачами у червячных отмечены следующие недостатки: низкий КПД, более высокая стоимость, значительные эксплуатационные расходы. Потери на трение в червячных и глобоидных передачах в 3...4 раза превышают потери в заменяющих их двухступенчатых зубчатых передачах. Поэтому червячные передачи применяют, когда это необходимо по условиям компоновки, при повышен-

rusautomobile.ru

ных требованиях к плавности и бесшумности, а также при использовании эффекта самоторможения.

Наибольшей компактностью обладают планетарные и волновые передачи. Однако планетарные передачи требуют высокой точности изготовления. Их сборка сложнее, а техническое обслуживание менее удобно, чем у простых зубчатых передач. К недостаткам волновых передач нужно отнести сравнительно низкий КПД (0,8...0,9).

4.5. МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ РАЗЛИЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Разбивку передаточного числа привода по ступеням с учетом кинематических возможностей передачи выполняют согласно таблице 4.2.

4.2. Рекомендуемые значения передаточных чисел *и* для различных понижающих передач

Тип передачи	*и*
Зубчатая передача в закрытом корпусе:	
цилиндрическая	3...6
коническая с прямыми зубьями	2...3
то же, с непрямыми зубьями	3...5
Открытая зубчатая передача	3...7
Червячная передача:	
закрытая	10...80
открытая	40...80
Цепная передача	2...3
Фрикционная передача с цилиндрическими катками	2...4
Ременная передача:	
с плоским ремнем	2...3
клиновым ремнем	2...3

Значения передаточных чисел зубчатых передач согласно ГОСТ 2185—66 надо выбирать из следующих рядов:

1-й ряд	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	1,12	1,40	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Значения передаточных чисел червячных передач согласно ГОСТ 2144—76 выбирают из следующих рядов.

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28

Продолжение

1-й ряд	31,5	40	50	63	80
2-й ряд	35,5	45	56	71	

При выборе передаточных чисел зубчатых и червячных передач следует иметь в виду, что значения первого ряда предпочтительны.

От распределения общего передаточного числа по ступеням в значительной степени зависят масса, габаритные размеры и условия смазывания редуктора. Далее изложена методика выбора оптимального соотношения передаточных чисел для различных редукторов с учетом предъявляемых к ним требований.

В двухступенчатых горизонтальных цилиндрических редукторах, выполненных по развернутой схеме (рис. 4.1, *а*), их основные оптимальные показатели при смазывании зубчатых колес окунанием в масляную ванну получаются в результате разбивки общего передаточного числа согласно зависимости

$$u_б \approx \sqrt[3]{u_р^2} \text{ при } d_{w2} \approx d_{w4}, \qquad (4.6)$$

где $u_б$ — передаточное число быстроходной ступени; $u_р$ — общее передаточное число редуктора; d_{w2}, d_{w4} — начальные диаметры колес соответственно быстроходной и тихоходной ступеней, мм.

Эта формула справедлива при сравнительно небольших передаточных числах ($u_р \le 20$). При $u_р > 20$ диаметр шестерни быстроходной ступени так мал, что не выполняется условие $z_{min} \ge 17$. Увеличение диаметра шестерни приводит к увеличению длины редуктора при минимальной его высоте.

Для получения оптимальных показателей при $u_р > 20$ целесообразно использовать зависимость

$$u_б = (1{,}2...1{,}25)\sqrt{u_р}. \qquad (4.7)$$

Эту же зависимость рекомендуется применять в случае повышенных требований к условиям смазывания, когда $d_{w4} > d_{w2}$, т. е. быстроходная ступень погружена в масляную ванну на меньшую глубину. Это уменьшает потери мощности на барботаж.

В типовых цилиндрических двухступенчатых зубчатых редукторах, выполненных по развернутой схеме (см. рис. 4.1, *а*), рекомендуется следующее

rusautomobile.ru

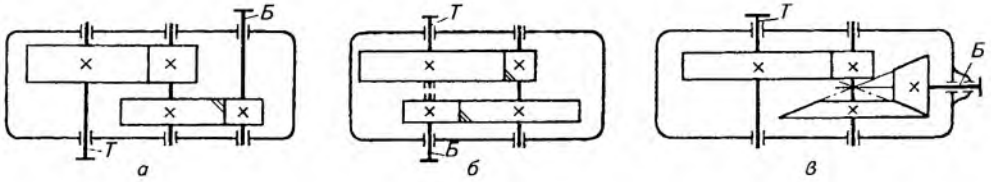


Рис. 4.1. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов:

а — цилиндрического, выполненного по развернутой схеме; *б* — то же, соосного; *в* — коническо-цилиндрического (*Т* — тихоходный вал; *Б* — быстроходный вал)

распределение общего передаточного числа между ступенями:

$u_р$	7,97	8,875	10	12,6	12,6	14,175	15,75	15,975
$u_б$	3,55	3,55	4	4	4,5	4,5	5	4,5
$u_т$	2,24	2,5	2,5	3,15	2,8	3,15	3,15	3,55

Продолжение

$u_р$	17,75	19,88	20	22,365	22,0	25,2	28,35
$u_б$	5	5,6	5	6,3	5,5	6,3	6,3
$u_т$	3,55	3,55	4	3,55	4	4	4,5

В соосных редукторах (рис. 4.1, *б*) при разбивке передаточного числа обычно используют зависимость

$$u_б \geq \sqrt{u_р}. \qquad (4.8)$$

Важно отметить, что чем больше значение передаточных чисел, тем лучше условия смазывания. Увеличение разницы между $u_б$ и $u_р$ приводит к росту нагрузки быстроходной ступени.

В типовых соосных цилиндрических двухступенчатых зубчатых редукторах (см. рис. 4.1, *б*) предлагается такое распределение общего передаточного числа между ступенями:

$u_р$	8,82	11,18	14,2	18	20
$u_б$	3,15	3,55	4	4,5	5
$u_т$	2,8	3,15	3,55	4	4

В коническо-цилиндрических передачах (рис. 4.1, *в*) при разбивке передаточного числа используют следующие зависимости:

$$u_б = (0{,}22...0{,}28)\, u_р \qquad (4.9)$$

или

$$u_б = (0{,}9...0{,}95)\sqrt{u_р}. \qquad (4.10)$$

Меньшие значения из полученных пределов следует брать для бóльших значений $u_р$.

В типовых коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторах (см. рис. 4.1, *в*) рекомендуется следующее распределение общего передаточного числа между ступенями:

$u_р$	8	8,875	8,96	9	10	10,08
$u_б$	2	2,5	2,24	2	2,5	2,24
$u_т$	4	3,55	4	4,5	4	4,5

Продолжение

$u_р$	11,2	11,25	12,6	12,6	14,175	15,975
$u_б$	2,8	2,5	2,8	3,15	3,15	3,55
$u_т$	4	4,5	4,5	4,0	4,5	4,5

Зубчато-червячные редукторы (рис. 4.2) применяют при передаточных числах $u_{max} = 150$ (обычно $u_{ср} = 80...100$). Из условия оптимальной компоновки редукторов $u_{цил} = 2...2{,}5$.

Червячно-зубчатые редукторы (рис. 4.3) применяют при передаточных числах $u_{max} \leq 250$ (обычно $u_{ср} = 50...130$). При этом передаточное число тихоходной цилиндрической ступени $u_{цил} \leq 4$.

В двухступенчатых червячных редукторах при общих передаточных числах $u_р \leq 2500$ распределение общего пе-

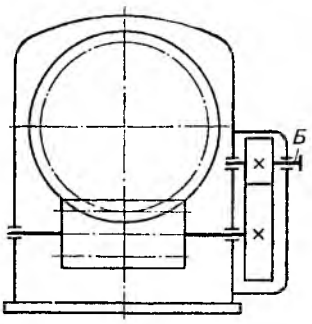


Рис. 4.2. Кинематическая схема зубчато-червячного редуктора

rusautomobile.ru

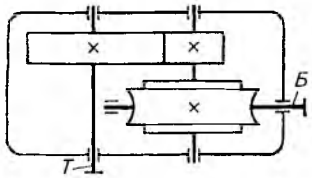


Рис. 4.3. Кинематическая схема червячно-зубчатого редуктора

редаточного числа по ступеням приблизительно одинаковое:

$$u_1 = u_2 = \sqrt{u_р}. \qquad (4.11)$$

Для планетарных редукторов с одинарными сателлитами (рис. 4.4) передаточное число выбирают в пределах 3...6 или рассчитывают по формуле

$$u_р = 1 + z_3/z_1, \qquad (4.12)$$

где z_1, z_3 — число зубьев колес.

Рекомендуемые значения чисел зубьев колес следующие:

$u_р$	4,5	4,75	5	6
z_1	24	24	24	18
z_3	84	90	96	90

Затем числа зубьев уточняют по условиям соосности, сборки и соседства.

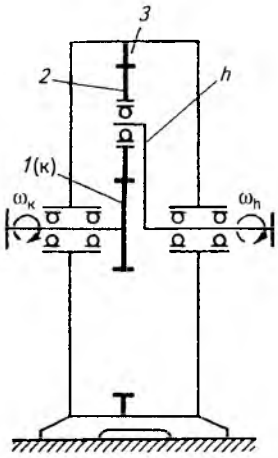


Рис. 4.4. Кинематическая схема простой планетарной передачи (с одной степенью свободы):

1(к) — центральная (солнечная) шестерня; *2* — сателлит; *3* — центральное неподвижное (корончатое) колесо; *h* — водило; $\omega_к$, ω_h — угловая скорость соответственно солнечной шестерни и водила

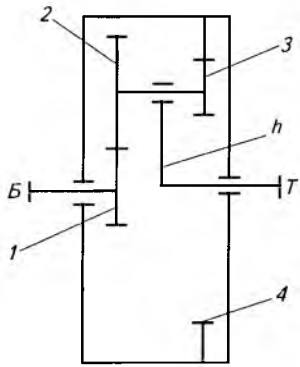


Рис. 4.5. Кинематическая схема планетарной передачи редуктора со сдвоенным сателлитом:

1 — центральная (солнечная) шестерня; *2, 3* — сдвоенный сателлит; *4* — центральное неподвижное (корончатое) колесо; *h* — водило

В планетарных редукторах со сдвоенным сателлитом (рис. 4.5) для получения оптимального соотношения размеров рекомендуется принимать $u_б > u_т$, причем $u_т \le 4$.

Общее передаточное число выбирают из диапазона 7...16 или рассчитывают по формуле

$$u_р = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \qquad (4.13)$$

где z_1, z_2 и z_3, z_4 — числа зубьев колес соответственно быстроходной и тихоходной ступеней.

В планетарных редукторах со сдвоенными сателлитами рекомендуемые значения чисел зубьев колес следующие:

$u_р$	7,37	8,16	9	9,86	9,88	11	12	13,44
z_1	21	21	21	21	21	18	18	18
z_2	36	39	42	48	45	48	48	48
z_3	21	21	21	24	21	24	21	18
z_4	78	81	84	93	87	90	87	84

В одноступенчатой коробке передач должно соблюдаться условие $u_{к.п} \le 3{,}55$.

4.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА

Рассмотрим привод, состоящий из ременной передачи и цилиндрического двухступенчатого редуктора с раздвоен-

rusautomobile.ru

ной быстроходной ступенью. Кинематическая схема такого привода представлена на рисунке 4.6.

В процессе кинематического расчета определяют частоту вращения элементов привода, начиная от вала двигателя. Очевидно, частота вращения ведущего шкива *1* ременной передачи $n_1 = n_{дв}$, а ведомого шкива *2* без учета упругого скольжения в ременной передаче $n_2 \approx n_1/u_{1.2}$.

Находящиеся на одном валу с ведомым шкивом шестерни *3* и *5* будут вращаться с той же частотой, что и шкив *2*, т. е. $n_3 = n_5 = n_2$. Частоты вращения зубчатых колес *4*, *6* и шестерни *7* $n_4 = n_6 = n_7 = n_{3(5)}/u_{3.4\,(5.6)}$, а зубчатого колеса *8* $n_8 = n_7/u_{7.8}$.

В процессе силового расчета привода определяют вращающие моменты на всех элементах привода. В отличие от кинематического силовой расчет целесообразно начинать, исходя из нагрузки на приводном валу машины.

Вращающий момент на зубчатом колесе *8* будет отличаться от момента $T_п$ на приводном валу машины на величину потерь в муфте и подшипниках, т. е.

$$T_8 = T_п/(\eta_м \eta_п),$$

где $\eta_м$, $\eta_п$ — КПД соответственно муфты и подшипников.

Вращающий момент на шестерне *7*

$$T_7 = T_8/(u_{7.8}\eta_{7.8}).$$

Поскольку быстроходная ступень двухпоточная, то вращающий момент T_7 «раздваивается». С учетом потерь в подшипниках $T_4 = T_6 = T_7/(2\eta_п)$.

В передачах *3—4* и *5—6* происходит одновременное преобразование двух потоков моментов с учетом потерь только в одной из пар зацепления. Это объясняется тем, что потери в параллельно включенных нескольких механизмах с одинаковыми КПД эквивалентны потерям в одном механизме. Следовательно, $T_3 = T_5 = T_{4(6)}/(u_{3.4(5.6)}\eta_{3.4(5.6)})$.

Вращающий момент на ведомом шкиве *2* равен сумме моментов $T_3 + T_5$ с учетом потерь в подшипниках:

$$T_2 = (T_3 + T_5)/\eta_п = 2T_{3(5)}/\eta_п.$$

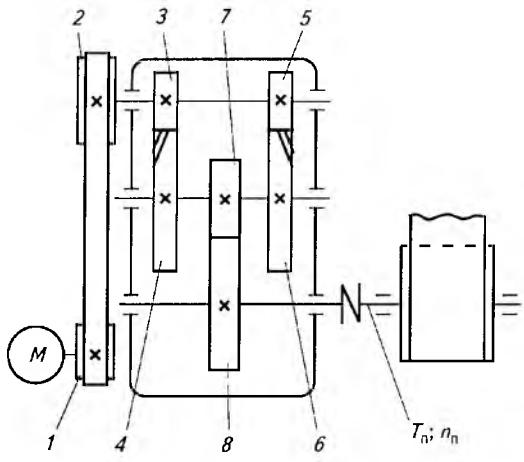


Рис. 4.6. Кинематическая схема привода, состоящего из ременной передачи и цилиндрического редуктора:

1, 2 — соответственно ведущий и ведомый шкивы ременной передачи; *3, 5* — шестерни быстроходной ступени; *4, 6* — колеса быстроходной ступени; *7, 8* — соответственно шестерня и колесо тихоходной ступени; *M* — электродвигатель

Вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = T_2/(u_{1.2}\eta_{1.2}).$$

Очевидно, что $T_1 \approx T'$, т. е. вращающий момент на ведущем шкиве равен требуемому вращающему моменту двигателя, который можно определить по формуле

$$T' = P'/\omega,$$

где P' — требуемая мощность двигателя, Вт, рассчитываемая по формуле (4.1); ω — номинальная угловая скорость двигателя, $с^{-1}$.

Полученные значения вращающих моментов и частот вращения всех элементов привода используют при прочностном расчете передач.

4.7. ПРИМЕР ВЫБОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический и силовой расчет привода к ленточному конвейеру, вращающий момент на приводном валу

rusautomobile.ru

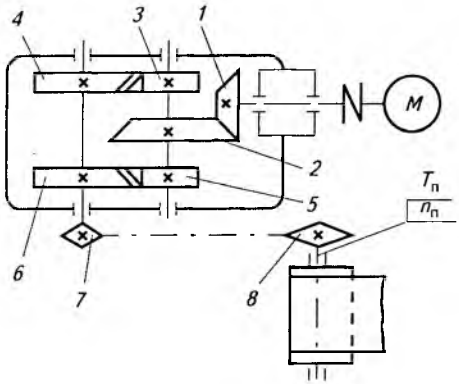


Рис. 4.7. Кинематическая схема привода, состоящего из коническо-цилиндрического редуктора и цепной передачи:

1, 2 — соответственно конические шестерня и колесо; *3, 5* — цилиндрические шестерни; *4, 6* — цилиндрические колеса; *7, 8* — звездочки цепной передачи; *M* — электродвигатель

которого $T_п = 1000$ Н · м, частота вращения $n_п = 50$ мин$^{-1}$.

Возможный вариант привода (рис. 4.7) включает в себя коническо-цилиндрический редуктор с двухпоточной тихоходной ступенью и цепную передачу.

1. Выбор электродвигателя (см. рекомендации параграфа 4.3).

По формуле (4.1) определяем требуемую мощность электродвигателя

$$P' = \frac{T_п \omega_п}{\eta_о} = \frac{1000 \cdot 5{,}23}{0{,}8} = 6538 \text{ Вт},$$

где $\omega_п$ — угловая скорость приводного вала конвейера [см. формулу (4.2)]: $\omega_п = \pi n_п/30 = 3{,}14 \cdot 50/30 = 5{,}23$ с$^{-1}$; $\eta_о$ — общий КПД [см. формулу (4.3)], учитывающий потери (см. табл. 4.1) в зацеплении конической ($\eta_{1.2}$), цилиндрической ($\eta_{3.4(5.6)}$), цепной ($\eta_{7.8}$) передач, а также в подшипниках ($\eta_п$) и муфте ($\eta_м$): $\eta_о = \eta_{1.2}\eta_{3.4(5.6)}\eta_{7.8}\eta_п^3\eta_м = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}99^3 \cdot 0{,}98 = 0{,}8$.

Из существующих типов двигателей предпочтительны двигатели серии АИР. При требуемой мощности $P \approx 6{,}5$ кВт подходят следующие электродвигатели (см. табл. 1 приложения):

АИР112М2 — $P = 7{,}5$ кВт,
$n = 2850$ мин$^{-1}$;
тогда $u_о = n/n_п = 2850/50 = 57$;
АИР132S4 — $P = 7{,}5$ кВт,
$n = 1440$ мин$^{-1}$;
тогда $u_о = n/n_п = 1440/50 = 28{,}8$;
АИР132М6 — $P = 7{,}5$ кВт,
$n = 960$ мин$^{-1}$;
тогда $u_о = n/n_п = 960/50 = 19{,}2$.

Первое $u_о = 57$ и третье $u_о = 19{,}2$ значения передаточного числа близки к предельным для данной схемы привода, так как согласно изложенному в параграфах 4.2 и 4.7 $u_{о\,max} = u_{р\,max}u_{7.8\,max} = 20 \cdot 3 = 60$; $u_{о\,min} = u_{р\,min}u_{7.8\,min} = 8 \cdot 2 = 16$.

Поэтому выбираем электродвигатель АИР132S4 ($P = 7{,}5$ кВт; $n = 1440$ мин$^{-1}$), при установке которого в приводе получаем $u_о = 28{,}8$.

2. Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням. Во избежание получения относительно большого диаметра ведомой звездочки предварительно принимаем передаточное число цепной передачи $u'_{7,8} = 2...2{,}5$. Тогда передаточное число редуктора

$$u'_р = u_о / u_{7.8} = 28{,}8/(2...2{,}5) = 14{,}4...11{,}52.$$

Окончательно с учетом рекомендаций параграфа 4.6 принимаем передаточное число редуктора $u_{р(1.6)} = 12{,}6$. Поскольку тихоходная ступень двухпоточная, то ее передаточное число $u_{1.2} = 2{,}8$, а $u_{3.4(5.6)} = 4{,}5$. Тогда передаточное число цепной передачи

$$u_{7.8} = u_о/u_{р(1.6)} = 28{,}8/12{,}6 = 2{,}286 \approx 2{,}3.$$

3. Определение частоты вращения всех элементов привода:

$$n_1 = n_{дв} = 1440 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_2 = n_1/u_{1.2} = 1440/2{,}8 = 514 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_3 = n_5 = n_2 = 514 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_4 = n_3/u_{3.4} = 514/4{,}5 = 114 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_6 = n_7 = n_4 = 114 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_8 = n_7/u_{7.8} = 114/2{,}3 \approx 50 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_8 = n_п = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Расчет вращающих моментов на всех элементах привода:

$$T_8 = T_п = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м};$$
$$T_7 = T_8/(u_{7.8}\eta_{7.8}) = 1000/(2{,}3 \cdot 0{,}9) \approx 483 \text{ Н} \cdot \text{м};$$
$$T_6 = T_4 = T_7/(2\eta_п) = 483/(2 \cdot 0{,}99) \approx 244 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

rusautomobile.ru

$$T_5 = T_3 = T_6/(u_{5.6(3.4)}\eta_{5.6(3.4)}) = 244/(4{,}5 \cdot 0{,}97) \approx 56 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = (T_3 + T_5)/\eta_п = 2T_{3(5)}/\eta_п) = 2 \cdot 56/0{,}99 \approx 113 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = T_2/(u_{1.2}\eta_{1.2}) = 113/(2{,}8 \cdot 0{,}96) \approx 42 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T' = T_1 = (\eta_п\eta_м) = 42/(0{,}99 \cdot 0{,}98) \approx 43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Полученные результаты кинематического и силового расчета необходимы для прочностного расчета и проектирования механизмов привода.

Контрольные вопросы и задания

1. Для чего предназначен привод? Из каких элементов он состоит? 2. Какие характеристики необходимо знать для выбора электродвигателя? 3. Как определить КПД привода? 4. Как определить общее передаточное число привода? 5. Перечислите виды передач, используемые в приводах машин сельскохозяйственного назначения.

rusautomobile.ru

Глава 5
РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатая передача состоит из двух колес или колеса и рейки с зубьями (рис. 5.1), посредством которых они сцепляются между собой. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют шестерней, с бóльшим — колесом.

Все термины, определения и обозначения, относящиеся к зубчатым передачам, даны в ГОСТ 16530—83, ГОСТ 16531—83 и ГОСТ 19325—73.

Основные преимущества зубчатых передач: высокая нагрузочная способность, возможность применения для диапазона скоростей, постоянство передаточного числа и возможность реализации его в широких пределах, компактность, высокий КПД (до 0,98), надежность в работе. К недостаткам передач относятся необходимость высокой точности изготовления и монтажа, шум в работе и невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

В зависимости от расположения валов различают передачи с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися геометрическими осями.

Зубчатые цилиндрические передачи могут быть с прямыми (рис. 5.1, *а*, *г*), косыми (рис. 5.1, *б*) или шевронными (рис. 5.1, *в*) зубьями. Передачи с перекрещивающимися осями (чаще всего конические) бывают с прямыми, косыми или круговыми зубьями (рис. 5.1, *е*...*з*).

В зависимости от относительного расположения зубчатых колес передачи могут быть с внешним (рис. 5.1, *а*) или внутренним (рис. 5.1, *г*) зацеплением. Для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот служит реечная передача (рис. 5.1, *д*). Рейку можно представить в виде зубчатого колеса бесконечно большого диаметра.

Зубчатые колеса различают также по форме профиля зуба: с эвольвентным, циклоидным или круговым профилем. В сельскохозяйственном машиностроении широко применяют передачи с эвольвентным профилем зуба, которые могут работать при больших окружных скоростях и передавать значительную мощность.

При работе передач зуб испытывает сложное напряженное состояние. Главными напряжениями, влияющими на работоспособность зуба, являются контактные напряжения и напряжения изгиба. Эти напряжения действуют переменно и вызывают усталостное разрушение зубьев — поломку от действия напряжений изгиба и выкрашивание их поверхностей от контактных напряжений. С целью предотвращения преждевременного выхода из строя зубчатых колес из-за поломок зубьев и разрушения их активных поверхностей в результате развития усталостного выкрашивания ГОСТ 21354—87 устанавливает основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе.

Стандарт действителен для эвольвентных цилиндрических металлических зубчатых колес внешнего зацепления с исходным контуром по ГОСТ 13755—81, модулем $m \geq 1$ мм, работающих со смазкой при окружных скоростях $v \leq 25$ м/с.

Контактная выносливость, как правило, служит основным критерием работоспособности для закрытых передач с низкой и средней твердостью рабочих поверхностей зубьев. Поэтому при

rusautomobile.ru

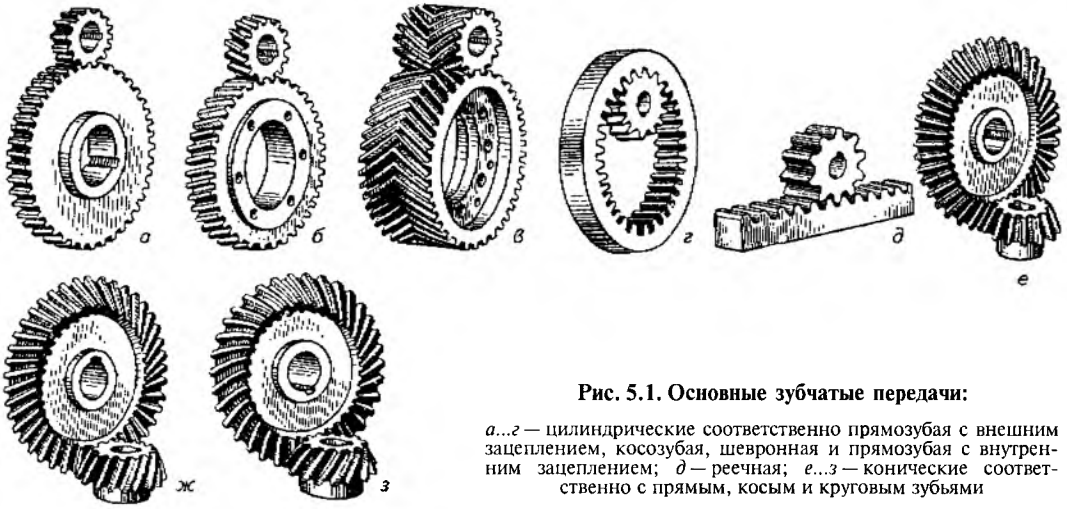


Рис. 5.1. Основные зубчатые передачи:

а...г — цилиндрические соответственно прямозубая с внешним зацеплением, косозубая, шевронная и прямозубая с внутренним зацеплением; *д* — реечная; *е...з* — конические соответственно с прямым, косым и круговым зубьями

твердости рабочих поверхностей зубьев $HB \leq 350$ габаритные размеры закрытой передачи — межосевое расстояние и ширину колес — определяют из условия контактной выносливости. Расчет же прочности зубьев при изгибе носит проверочный характер. Модуль колес при этом нужно выбирать минимально допустимым, так как с его увеличением растут наружные диаметры и масса заготовок, трудоемкость обработки, потери на трение. Однако принимать значение модуля менее 1,5 мм в трансмиссиях не рекомендуют из-за недостаточной износостойкости и др.

Для всех открытых, а также для закрытых передач с твердостью рабочей поверхности зубьев $HB > 350$ габаритные размеры передачи следует определять по выносливости зубьев на изгиб.

5.2. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Материалы зубчатых колес, их обработка. Зубчатые колеса должны обладать необходимой износостойкостью рабочих поверхностей против выкрашивания, абразивного изнашивания и заедания, а также требуемой прочностью зубьев на изгиб.

Основные материалы для изготовления зубчатых колес — термически обрабатываемые стали, в отдельных случаях чугуны и пластмассы. Материал и технологию термообработки стали назначают в зависимости от условий работы передачи и размеров колес.

Для мало- и средненагруженных редукторов общего назначения используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г (ГОСТ 1050—88*) и легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН, 40ХНМ (ГОСТ 4543—71*) с твердостью $HB \leq 350$. Такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением стали. Зубья колес нарезают после термообработки, благодаря чему не требуются доводочные операции. Такие колеса хорошо прирабатываются и не подвергаются хрупкому разрушению.

Для лучшей приработки твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса как минимум на 10...15 единиц, т. е. должно соблюдаться условие

$$HB_1 \geq HB_2 + (10...15). \qquad (5.1)$$

В автотракторной отрасли промышленности для изготовления зубчатых колес применяют низкоуглеродистые, высоколегированные цементуемые стали с твердостью рабочей поверхности $HB \geq 350$, т. е. больше 35 HRC ($1\,HRC \approx 10\,HB$): для колес небольших размеров — стали 15, 20, 15Х, 20Х; для колес больших размеров — 18ХГТ,

rusautomobile.ru

12ХН3А. Химико-термические виды обработки позволяют получить *HRC* 50...60. С этой целью применяют цементацию, поверхностную закалку ТВЧ, азотирование.

Цементацией (насыщением поверхностных слоев колес углеродом) с последующей закалкой повышают твердость рабочих поверхностей зубьев до *HRC* 58...63, при глубине цементованного слоя не более 2 мм. Процесс длителен и дорог.

Поверхностная закалка ТВЧ применима для больших зубьев ($m > 5$ мм). При малых модулях возникает опасность прокаливания зуба насквозь, что делает его хрупким. Для закалки таких зубчатых колес можно применять ТВЧ с самоотпуском. Например, для зубчатых колес коробок передач станков с модулем 3 мм, изготовляемых из стали 40Х, рекомендуется нагрев со скоростью 30° в секунду в индукторе шинного типа с последующей закалкой в масле. Закалка колес с модулем $m < 3$ мм затруднена.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает твердость такую же, как и при цементации, однако из-за небольшой толщины твердого слоя (0,1...0,6 мм) зубья становятся чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях абразивного изнашивания. Степень коробления при азотировании очень мала. Поэтому такую термообработку целесообразно применять, когда трудно выполнить шлифование зубьев. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменитель 38ХВФЮА или 38ХЮА.

Зубья колес с $HB > 350$ нарезают до термообработки, а доводочные операции (шлифование, хонингование, обкатку) выполняют после термообработки с целью устранения коробления (деформации) зубьев.

Высокая твердость зубьев значительно повышает контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность, для повышения которой целесообразно проводить упрочнение галтелей накаткой и пр.

Применение материалов с высокой твердостью — большой резерв повышения нагрузочной способности передач. Однако при этом должны соблюдаться дополнительные требования: повышенные точность изготовления и жесткость валов и опор; фланкирование зубьев прямозубых колес из-за плохой прирабатываемости зубьев, выполнение термообработки зубьев после их нарезания; осуществление дополнительных операций (шлифовки, притирки, обкатки) для исправления формы зубьев в результате коробления при закалке. Все перечисленные мероприятия значительно повышают стоимость колес.

Заготовки для колес получают ковкой, штамповкой и литьем. Стальное литье обладает пониженной прочностью, поэтому его используют обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Справочные данные по сталям, рекомендуемым для изготовления зубчатых колес, приведены в таблице 5.1.

Допустимые контактные напряжения, МПа, определяют при расчете зубчатых передач на контактную выносливость согласно ГОСТ 21354—87 по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_{H\min}} Z_N Z_L Z_R Z_v Z_\omega Z_x, \quad (5.2)$$

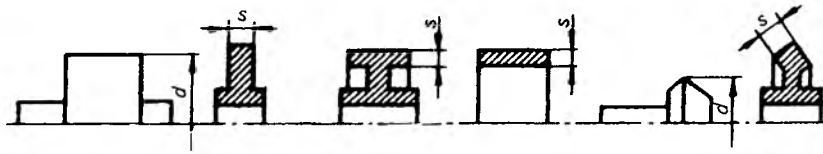
где $\sigma_{H\lim b}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; $S_{H\min}$ — минимальный коэффициент запаса прочности; Z_N — коэффициент долговечности; Z_L — коэффициент, учитывающий вязкость смазочного материала (обычно принимают $Z_L = 1$); Z_R — коэффициент, учитывающий исходную шероховатость сопряженных поверхностей зубьев; Z_v — коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости и зависящий от ее значения (его определяют по графику на рис. 5.2); Z_ω — коэффициент, учитывающий разность твердости материалов сопряженных поверхностей зубьев; Z_x — коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Значение коэффициента Z_R принимают для того колеса, зубья которого имеют более грубую поверхность, в зависимости от параметра шероховатости поверхности:

$Z_R = 1$ при $Ra = 1{,}25...0{,}63$ мкм;

rusautomobile.ru

5.1. Основные характеристики поковок зубчатых колес



Марка стали	Размер сечения s, мм	Твердость сердцевины HB	Твердость поверхности HRC	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Термообработка
40	60	192...228	—	686	392	Улучшение
45	80	170...217	—	582	340	Нормализация
	100	192...240	—	736	450	Улучшение
	60	241...285	—	834	580	»
50	80	179...228	—	628	350	Нормализация
	80	228...255	—	700...800	550	Улучшение
40Х	100	230...260	—	850	550	»
	60	260...280	—	950	700	»
	60	500...550	HV26...30	1000	800	Азотирование
45Х	100	230...280	—	850	650	Улучшение
	100...300	163...269	—	750	500	»
	300...500	—	—	700	450	»
40ХН	100	230...300	—	850	600	»
	100...300	241	—	800	580	»
	40	—	48...54	1600	1400	Закалка
35ХМ	100	241	—	900	800	Улучшение
	50	269	—	900	800	»
	40	—	45...53	1600	1400	Закалка
20Х	60	—	56...63	650	400	Цементация
25ХГТ	—	—	58...63	1150	950	»

$Z_R = 0{,}95$ при $Ra = 2{,}5...1{,}25$ мкм;
$Z_R = 0{,}9$ при $Rz = 40...10$ мкм.

Коэффициент, учитывающий диаметр d (см. рисунок к табл. 5.1) заготовки зубчатого колеса,

$$Z_x = \sqrt{1{,}07 - 0{,}0001d}. \qquad (5.3)$$

При $d < 700$ мм принимают $Z_x = 1$.

В сельскохозяйственном машиностроении точность изготовления зубчатых колес, как правило, не выше класса точности 7, диаметр колес достигает максимум 700 мм, а окружная скорость до 6 м/с. Поэтому формулу (5.2) можно использовать в упрощенном виде

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_{H\min}} Z_N. \qquad (5.4)$$

Коэффициент запаса прочности $S_{H\min}$ интегрально учитывает приближенный характер расчета. При отсутствии необходимых фактических стати-

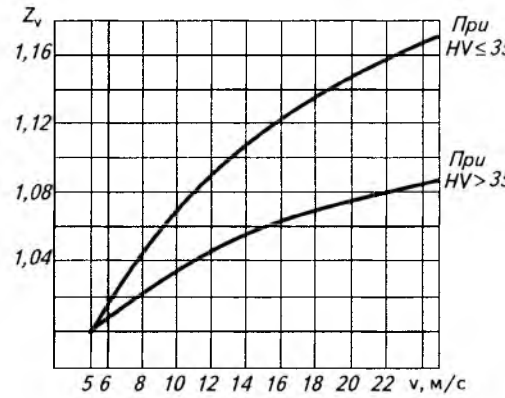


Рис. 5.2. График для определения коэффициента Z_v

rusautomobile.ru

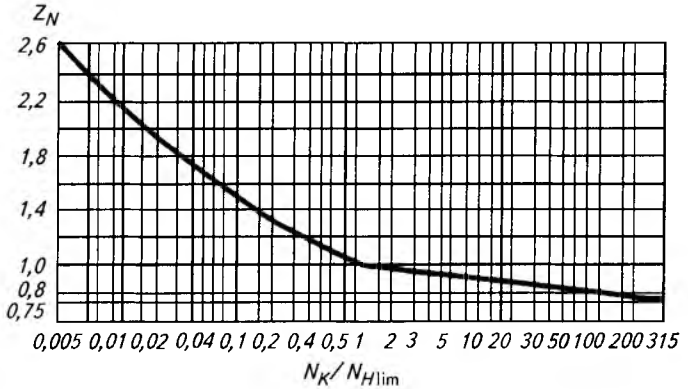


Рис. 5.3. График для определения коэффициента долговечности Z_N

стических данных можно применять следующие минимальные значения: для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H\min} = 1{,}1$, с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min} = 1{,}2$, а для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, рекомендуется $S_{H\min} = 1{,}25$.

Коэффициент долговечности Z_N можно определять по графику (рис. 5.3) или формулам.

При $N_K < N_{H\lim}$

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{H\lim} / N_K}, \qquad (5.5)$$

где $N_{H\lim}$ — базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости материала; N_K — расчетное число циклов напряжений.

Для материалов однородной структуры $Z_N \le 2{,}6$, для материалов с поверхностным упрочнением $Z_N \le 1{,}8$.

При $N_K > N_{H\lim}$

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H\lim} / N_K} \ge 0{,}75.$$

Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости, определяют по графику (рис. 5.4) или формуле

$$N_{H\lim} = 30HB^{2,4} \le 120 \cdot 10^6, \qquad (5.6)$$

где HB — поверхностная твердость материала.

Расчетное число циклов при постоянном режиме нагружения

$$N_K = 60ncL_h, \qquad (5.7)$$

где n — частота вращения колеса, по материалу которого определяют допустимые напряжения, мин$^{-1}$; c — число зацеплений зуба за один оборот колеса; L_h — расчетный ресурс работы передачи, ч.

При переменных режимах нагружения (при наличии циклограммы нагружения)

$$N_{HE} = 60c\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^3 n_i t_i, \qquad (5.8)$$

где k — число режимов нагружения; T_i — вращающий момент на i-м режиме, Н · м; $T_{\max}$ — максимальный вращающий момент за весь период нагружения, $H \cdot$ м; n_i — частота вращения на i-м режиме, мин$^{-1}$; t_i — длительность i-го режима, ч.

Предел контактной выносливости поверхности зубьев $\sigma_{H\lim b}$, соответствующий базовому числу циклов изменения напряжений, определяют по выраже-

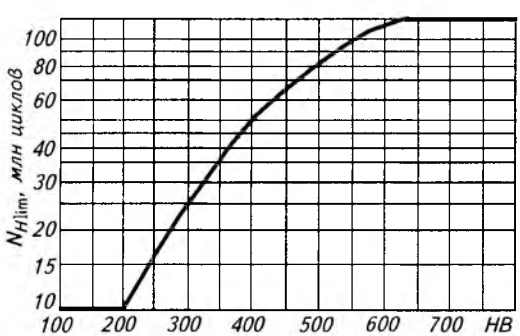


Рис. 5.4. График для определения базового числа циклов изменения напряжений $N_{H\lim}$

rusautomobile.ru

5.2. Предел контактной выносливости в зависимости от способа термохимической обработки зубьев

Способ термической и термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	Формула для расчета $\sigma_{H\lim b}$, МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70$
Объемная и поверхностная закалка	HRC 38...50	То же	$\sigma_{H\lim b} = 17HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$\sigma_{H\lim b} = 23HRC$
Азотирование	HV 550...750	»	$\sigma_{H\lim b} = 1050$

Примечание. Соотношение между твердостями, выраженными в единицах *HRC*, *HV* и *HB*, определяют по графику (рис. 5.5).

ниям, приведенным в таблице 5.2. В эти формулы подставляют значения твердости материала, выбранные из таблицы 5.1.

При заданной вероятности обеспечения контактной твердости в качестве расчетного значения твердости желательно выбирать не минимальное или среднее значение, а наиболее вероятное:

$$HB_{\text{р}} = HB_{\text{ср}} - t\sigma, \qquad (5.9)$$

где $HB_{\text{ср}}$ — среднее значение твердости; t — коэффициент риска; σ — среднее квадратическое отклонение.

Полагая, что разброс значений твердости подчиняется нормальному закону распределения, с достаточной степенью точности имеем

$$HB_{\text{ср}} = 0{,}5(HB_{\max} + HB_{\min}); \qquad (5.10)$$

$$\sigma = (HB_{\max} - HB_{\min})/6, \qquad (5.11)$$

где $HB_{\max}$, $HB_{\min}$ — соответственно максимальное и минимальное значения твердости (см. табл. 5.1).

Коэффициент риска определяется в зависимости от значения функции Лапласа (см. приложение 4).

$$\Phi(t) = 0{,}5 - P_{\text{б.р}}, \qquad (5.12)$$

где $P_{\text{б.р}} = 1 - P_t$ — вероятность безотказной работы; P_t — заданная вероятность ресурса работы.

В качестве допустимого напряжения при проектном и проверочном расчетах используют:

для прямозубых цилиндрических и конических передач — минимальное из допустимых контактных напряжений зубьев шестерни σ_{HP1} и колеса σ_{HP2}, определенных по выражению (5.2) или (5.4);

для косозубых, шевронных и конических передач с непрямыми зубьями — значение напряжения, вычисляемое по выражению

$$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP\min}, \qquad (5.13)$$

где $\sigma_{HP\min}$ — меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2}, МПа.

При этом должно выполняться условие $\sigma_{HP} < 1{,}25\sigma_{HP\min}$ для цилиндрических и $\sigma_{HP} < 1{,}15\sigma_{HP\min}$ для конических передач.

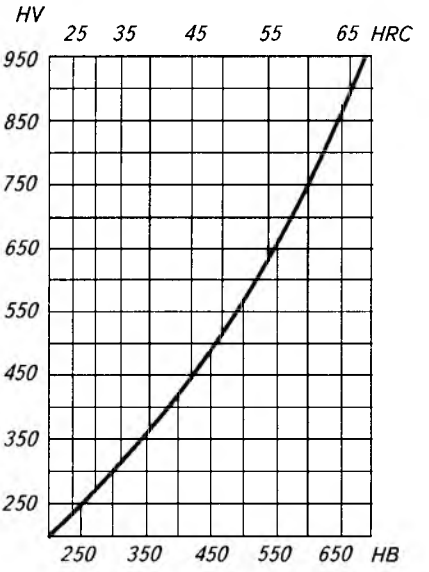


Рис. 5.5. График соотношения твердостей, выраженных в единицах *HB, HRC* и *HV*

rusautomobile.ru

Допустимые напряжения изгиба, МПа, определяют при расчете зубчатых передач на выносливость при изгибе согласно ГОСТ 21354—87 по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} Y_N Y_\delta Y_R Y_x, \qquad (5.14)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, МПа; S_F — коэффициент запаса прочности; Y_N — коэффициент долговечности; Y_δ — опорный коэффициент; Y_R — коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; Y_x — коэффициент, учитывающий диаметр заготовки зубчатого колеса.

Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа,

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma^0_{F\lim b} Y_T Y_z Y_g Y_d Y_A, \qquad (5.15)$$

где $\sigma^0_{F\lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, МПа, соответствующий базовому числу циклов напряжений и установленный для отнулевого (пульсирующего) цикла напряжений: определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблице 5.4; Y_T — коэффициент, учитывающий технологию изготовления: при выполнении всех условий, предусмотренных в технологии, $Y_T = 1$, при отклонении от примечаний в таблице 5.3 принимают $Y_T < 1$; Y_z — коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса: для поковок и штамповок $Y_z = 1$, проката $Y_z = 0{,}9$, литых заготовок $Y_z = 0{,}8$; Y_g — коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев: определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблице 5.3. Для колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $Y_g = 1$; Y_d — коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности: определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблице 5.3. Для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $Y_d = 1$; Y_A — коэффициент, учитывающий способ приложения нагрузки: при одностороннем приложении $Y_A = 1$, при двустороннем приложении $Y_A \approx 0{,}7$.

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[q_F]{N_{F\lim} / N_K}, \qquad (5.16)$$

где $N_{F\lim}$ — базовое число циклов напряжений: для всех сталей $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$; N_K — число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы, млн циклов.

Для зубчатых колес из материала однородной структуры, а также закаленных при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой и со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки зубьев $q_F = 6$. Тогда

$$1 \le Y_N = \sqrt[6]{N_{F\lim} / N_K} \le 4. \qquad (5.17)$$

Для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $q_F = 9$. В этом случае

$$1 \le Y_N = \sqrt[9]{N_{F\lim} / N_K} \le 2{,}5. \qquad (5.18)$$

Если полученное по формулам (5.17) и (5.18) значение коэффициента долговечности Y_N меньше нижнего предела или больше верхнего предела, то для дальнейших расчетов необходимо принимать предельные значения.

Для передач, работающих с ресурсом $L_h \ge 36\,000$ (большинство редукторов приводных установок сельскохозяйственных машин и оборудования), $Y_N = 1$.

Коэффициент Y_δ, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент), определяется по формуле

$$Y_\delta = 1{,}082 - 0{,}172 \lg m. \qquad (5.19)$$

Для передач сельскохозяйственных машин с достаточной степенью точности можно принимать $Y_\delta = 1$.

Коэффициент Y_R, учитывающий шероховатость переходной поверхности. Для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности $R_z \le 40$ мкм принимают $Y_R = 1$. Для полирования в зависимости от термического упрочнения принимают: при цементации, нитроцементации, азотировании (полирование до термохимической обработки) $Y_R = 1{,}05$, при нормализации и улучшении $Y_R = 1{,}2$, при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертание впадины между зубьями, $Y_R = 1{,}05$.

Коэффициент, учитывающий диаметр d заготовки зубчатого колеса, определяют по формуле

$$Y_x = 1{,}05 - 0{,}000125d. \qquad (5.20)$$

rusautomobile.ru

5.3. Приближенные значения $\sigma^0_{Flim\,b}$ Y_g, Y_d, S_F (ГОСТ 21354—87)

Сталь	Способ термической или термохимической обработки	Твердость активной поверхности зубьев	$\sigma^0_{Flim\,b}$, МПа	Y_g*	Y_d**	S_F
Углеродистая и легированная, содержащая более 0,15 % углерода (например, марок 40, 45 по ГОСТ 1050—88, марок 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543—71*)	Нормализация, улучшение	180...350 *HB*	1,75 *HB*	1,1	1,1...1,3	1,7
Легированные стали, содержащие 0,4...0,55 % углерода (40Х, 40ХН и другие по ГОСТ 4543—71*)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	40...55 *HRC*	580	$\frac{0,9}{0,75}$	$\frac{1,05...1,15}{1,1...1,2}$	1,7
Легированная, содержащая более 1 % никеля (40ХН, 50ХН и другие по ГОСТ 4543—71*)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 *HRC*	500	$\frac{1}{0,8}$	$\frac{1,1...1,3}{1,1...1,2}$	1,7
Прочая легированная (марок 40Х, 40ХФА по ГОСТ 4543—71*)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 *HRC*	460	$\frac{1}{0,8}$	$\frac{1,1...1,3}{1,1...1,2}$	1,7
Содержащая алюминий Прочая легированная	Азотирование	700...950 *HV* 550...750 *HV* (для сердцевины 24...40*HRC*)	290 + + 12*HRC* (для сердцевины)	—	1	1,7
Легированная сталь всех марок	Цементация в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалке с применением средств против обезуглероживания, достигается содержание углерода на поверхности 0,4... 1,4 %	56...63 *HRC*	800	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1...1,2}{1,15...1,3}$	1,65
Легированные стали, не содержащие молибден (марок 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др. по ГОСТ 4543—71*)	Нитроцементация (концентрация на поверхности 0,7... 1 % углерода и 0,15...0,5 % азота)	57...63 *HRC*	750	0,75	$\frac{1,05...1,1}{1,1...1,35}$	1,55

* Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов, микротрещин или острой шлифовочной ступеньки.

** Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Коэффициент S_F запаса прочности интегрально учитывает приближенный характер метода расчета. В таблице 5.3 даны значения S_F при вероятности неразрушения 0,99 в зависимости от способа термической и термохимической обработки.

Анализ значений коэффициентов, входящих в формулы (5.14) и (5.15), показывает, что при проектировании передач для сельскохозяйственной техники допустимые напряжения изгиба с достаточной точностью можно

rusautomobile.ru

определять по упрощенной формуле

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma^0_{F\lim b}}{S_F}Y_N Y_A. \qquad (5.21)$$

Результаты расчета по упрощенной формуле не повлияют на надежность и прочность проектируемой передачи.

5.3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Проектный расчет на контактную выносливость. Проектный расчет закрытых прямо- и косозубых зубчатых передач служит для предварительного определения размеров.

Исходные данные для расчета: циклограмма нагружения; передаточное число u; вид передачи (прямо- или косозубая); материал; способ обработки (термический или термохимический); твердость рабочих поверхностей зубьев; коэффициент относительной ширины колес $\psi_{ba}=b_w/a_w$. Параметр ψ выбирают в следующих пределах: для колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении относительно опор $\psi_{ba}=0{,}315...0{,}4$, из закаленных сталей при таком же расположении 0,25...0,315; для любых колес при симметричном расположении относительно опор 0,4...0,5; для шевронных колес 0,6...0,8; для передвижных шестерен коробок передач $\psi_{ba}=0{,}1...0{,}2$.

Расчет целесообразно начинать с определения межосевого расстояния. По ГОСТ 21354—87 сначала рекомендуется вычислять ориентировочное значение межосевого расстояния, мм.

$$a_w=K_a(u+1)\sqrt[3]{T_2K_{H\beta}/\left(u^2\psi_{ba}\sigma^2_{HP}\right)}, \qquad (5.22)$$

где K_a — расчетный коэффициент: для прямозубых передач $K_a=495$, для косозубых и шевронных — $K_a=430$; u — передаточное число; T_2 — вращающий момент на колесе, Н · м; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии. При проектном расчете принимают $K_{H\beta}=1{,}1...1{,}2$ (меньшее значение при твердости материала колес $HB\le 350$, большее — при $HB>350$); σ_{HP} — допустимое контактное напряжение, МПа (см. п. 5.2).

Полученное значение a_w округляют до ближайшего большего числа (ГОСТ 2185—66*) из рядов:

1-й ряд 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800;

2-й ряд 140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900.

Примечание. Значения первого ряда предпочтительны.

Далее принимают нормальный модуль m_n для прямозубых передач (он же является окружным модулем m_t) в зависимости от a_w: для нормализованных или улучшенных колес $m_n=(0{,}01...0{,}02)a_w$; для колес с закаленными зубьями $m_n=(0{,}016...0{,}0315)a_w$. Выбранное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (ГОСТ 9563—60**): 1; 1,25; 1,5; (1,75); 2; (2,25); 2,5; (2,75); 3; (3,25); 3,5; (3,75); 4; (4,25); 4,5; 5; (5,5); 6; 6,5; (7); 8; (9); 10; (11); 12.

В данном ряду значения без скобок предпочтительны.

Для прямозубых передач с целью сохранения стандартного значения a_w модуль необходимо назначать кратным этому значению.

Далее определяют числа зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых передач

$$z_\Sigma=2a_w/m_t;\ z_1=z_\Sigma/(u+1);\ z_2=z_\Sigma-z_1; \qquad (5.23)$$

для косозубых передач

$$z_\Sigma=2a_w\cos\beta/m_n, \qquad (5.24)$$

где z_Σ — суммарное число зубьев шестерни и колеса; β — угол наклона зубьев, град.

Предварительно принимают $\beta=8...20°$. Нижнее значение ограничено с целью обеспечения минимума двухпарного зацепления, верхнее — во избежание больших осевых сил. Для шевронных колес $\beta=25...30°$ (40°).

Полученное значение z_Σ округляют до ближайшего целого значения и уточняют угол наклона зубьев

$$\beta=\arccos\left(\frac{z_\Sigma m_n}{2a_w}\right). \qquad (5.25)$$

В этом случае сохранится стандартное значение межосевого расстояния.

rusautomobile.ru

Для косозубых колес число зубьев шестерни z_{1min} при некорригированном зацеплении выбирают из условия

$$z_{1min} \geq 17\cos^3\beta. \qquad (5.26)$$

Далее определяют остальные геометрические параметры.

При некоррегированном зацеплении делительные диаметры, мм, соответственно шестерни и колеса (рис. 5.6) с точностью до сотых долей вычисляют по формулам

$$d_1 = d_{w1} = z_1 m_n/\cos\beta; \quad d_2 = d_{w2} = z_2 m_n/\cos\beta. \qquad (5.27)$$

Затем проверяют межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5(d_{w1} + d_{w2}).$$

Ширина колеса, мм,

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} a_w,$$

где b_w — рабочая ширина венца зубчатого колеса.

Для косозубых передач необходимо проверять условие

$$b_w \geq \frac{2{,}5m_n}{\sin\beta}. \qquad (5.28)$$

Ширину шестерни b_1 принимают приблизительно на 5 мм больше ширины b_w с целью компенсации возможных погрешностей сборки.

Диаметры окружностей, мм, соответственно вершин и впадин зубьев шестерни

$$d_{a1} = d_{w1} + 2m_n;\ d_{f1} = d_{w1} - 2{,}5m_n. \qquad (5.29)$$

Диаметры окружностей, мм, соответственно вершин и впадин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_{w2} + 2m_n;\ d_{f2} = d_{w2} - 2{,}5m_n. \qquad (5.30)$$

После выполнения проектного расчета, учитывая, что основным видом разрушения закрытых зубчатых передач является усталостное выкрашивание (питтинг) поверхности зубьев вблизи полюсной линии, переходят к проверочному расчету на контактную выносливость.

Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям. Согласно ГОСТ 21354—87 этот расчет выполняют по условию

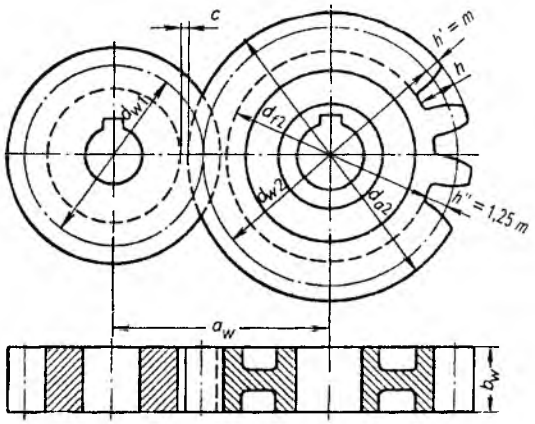


Рис. 5.6. Основные геометрические размеры зубчатых цилиндрических колес

$$\sigma_H = \sigma_{H0}\sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}. \qquad (5.31)$$

Контактное напряжение, МПа, без учета дополнительных нагрузок ($K_H = 1$)

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{b_w d_1 u}} \leq \sigma_{HP}, \qquad (5.32)$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, МПа: для стали $Z_E \approx 190$ МПа; Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; F_t — окружная сила, Н: $F_t = 2T_2/d_2$.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления,

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t}\sqrt{\frac{2\cos\beta}{tg\,\alpha_t}}, \qquad (5.33)$$

где α_t — угол зацепления, град.

При $\alpha_t = 20°$

$$Z_H = 2{,}5\sqrt{\cos\beta}. \qquad (5.34)$$

Коэффициент Z_ε рекомендуется определять по формулам:

для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}, \qquad (5.35)$$

для косозубых колес

rusautomobile.ru

5.4. Коэффициент K_A внешней динамической нагрузки при расчетах на усталостную прочность

Режим нагружения двигателя	Значения коэффициента K_A при режиме нагружения ведомой машины			
	равномерном	с малой неравномерностью	со средней неравномерностью	со значительной неравномерностью
Равномерный	1	1,25	1,5	1,75
С малой неравномерностью	1,1	1,35	1,6	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,5	1,75	Свыше 2
Со значительной неравномерностью	1,5	1,75	2	Свыше 2,25

Примечания: 1. Табличные значения равны отношению эквивалентных нагрузок к номинальным и распространяются на передачи, работающие вне резонансной области. 2. При наличии в приводе гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебания, табличные значения коэффициента K_A могут быть уменьшены на 20...30 % при условии, что $K_A \geq 1$. 3. Двигатели и машины, работающие в указанных здесь режимах, перечислены в таблицах 5.5, 5.6.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}, \qquad (5.36)$$

где ε_α — коэффициент торцевого перекрытия зубьев, определяемый по выражению

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta. \qquad (5.37)$$

Коэффициент нагрузки в зоне контакта зубьев

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha}, \qquad (5.38)$$

где K_A — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку: если в циклограмме учтены внешние нагрузки, $K_A = 1$; в других случаях необходимо использовать данные таблицы 5.3; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии. Значения $K_{H\beta}$ выбирают в зависимости от твердости поверхности зубьев, ширины колес и схемы передачи (рис. 5.7); K_{Hv} — коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку (см. табл. 5.11); $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (ГОСТ 21354—87): для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных значение $K_{H\alpha}$ определяют по графику (рис. 5.8).

5.5. Характерные режимы нагружения двигателей

Режим нагружения	Вид двигателя
Равномерный	Электродвигатель; паровые и газовые турбины при стабильных режимах эксплуатации и небольших пусковых моментах
С малой неравномерностью	Гидравлические двигатели, паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах
Со средней неравномерностью	Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания
Со значительной неравномерностью	Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания

Рекомендуемые степени точности изготовления зубчатых передач в зависимости от их назначения и окружной скорости указаны в таблице 5.7.

Коэффициент K_{Hv}, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, при необходимости точного расчета

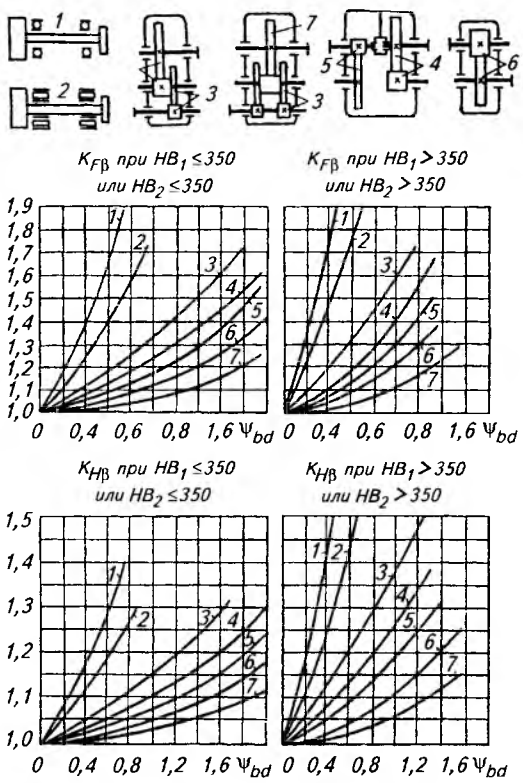


Рис. 5.7. Графики для определения значений $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$: цифры у кривых соответствуют передачам на схемах; более точное определение $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ см. ГОСТ 21354—87

rusautomobile.ru

5.6. Характерные режимы нагружения ведомых машин

Режим нагружения	Вид рабочей машины
Равномерный	Электрический генератор; равномерно работающие ленточные и пластинчатые конвейеры; легкие подъемники; упаковочные машины; вентиляторы; перемешивающие устройства и мешалки для веществ равномерной плотности; турбокомпрессоры; легкие центрифуги; механизмы с вращающимися деталями
С малой неравномерностью	Неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры (для штучных грузов); шестеренные и ротационные насосы; главные приводы станков; тяжелые подъемники; механизмы кранов с вращающимися деталями; тяжелые центрифуги; перемешивающие устройства и мешалки для веществ переменной плотности; поршневые многоцилиндровые, гидравлические насосы; экструдеры; каландры
Со средней неравномерностью	Экструдеры; мешалки с прерывающимся процессом; легкие шаровые мельницы; деревообрабатывающие станки; одноцилиндровые поршневые насосы; подъемные машины
Со значительной неравномерностью	Экскаваторы, черпалки (приводы ковшей, цепных черпалок, грохотов); тяжелые шаровые мельницы; резиносмесители; дробилки; кузнечные машины; тяжелые дозировочные насосы; ротационные буровые машины; брикетные прессы

5.7. Рекомендуемые степени точности изготовления зубчатых передач

Вид передачи	Степень точности изготовления передачи при окружной скорости ω, м/с			
	до 5	5...8	8...12,5	свыше 12,5
Цилиндрическая:				
прямозубая	9	8	7	6
косозубая	9	9	8	7
Коническая:				
прямозубая	8	7	—	—
с круговыми зубьями	9	9	8	7

рекомендуется определять по формуле

$$K_{H\nu} = 1 + W_{H\nu}/W_{tp}, \qquad (5.39)$$

где $W_{H\nu}$ — удельная окружная динамическая сила, Н/мм; W_{tp} — расчетная удельная окружная сила в зоне наибольшей ее концентрации, Н/мм.

Удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$W_{H\nu} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u}, \qquad (5.40)$$

где δ_H — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 5.8); g_0 — коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 5.9); v — окружная скорость, м/с; a_w — межосевое расстояние, мм; u — передаточное число.

5.8. Значения коэффициента δ_H

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	δ_H
$HV_1 \le 350$ или $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
$HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Если значения $W_{H\nu}$, вычисленные по формуле (5.40), превышают предельные значения, указанные в таблице

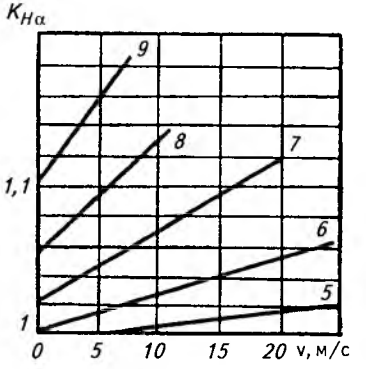


Рис. 5.8. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач, а также конических передач с круговыми зубьями (цифры соответствуют степени точности передачи)

rusautomobile.ru

5.9. Значения коэффициента g_0

Модуль m, мм	g_0 при степени точности изготовления передачи по нормам плавности (ГОСТ 1643—81)					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3	10
Свыше 3,55 до 10	3,1	4,2	5,3	6,1	8,2	11
Свыше 10	3,7	4,8	6,4	7,3	10	13,5

5.10, то следует принимать предельные значения.

5.10. Предельные значения W_{Hv} и W_{Fv}, Н/мм

Модуль m, мм	W_{Hv}, W_{Fv} при степени точности изготовления передачи по нормам плавности (ГОСТ 1643—81)					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	85	160	240	380	700	1200
Свыше 3,55 до 10	105	194	310	410	880	1500
Свыше 10	150	250	450	590	1050	1800

Расчетная удельная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, Н/мм,

$$W_{tp} = F_t K_A / b_w. \qquad (5.41)$$

Для расчетов зубчатых передач сельскохозяйственных машин с достаточной точностью можно использовать значения коэффициентов K_{Hv}, указанные в таблице 5.11.

Если недогрузка передачи по контактным напряжениям выше 10 % или перегрузка более 5 %, то необходимо скорректировать ширину колес, межосевое расстояние или применить другой материал.

Проверочный расчет на контактную прочность при перегрузках. В этом случае при действии максимальной нагрузки $T_{1\max}$

$$\sigma_{H\max} \le \sigma_{HP\max}. \qquad (5.42)$$

5.11. Значения коэффициентов динамической нагрузки K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности изготовления передачи (ГОСТ 1643—81)	Твердость поверхностей зубьев	K_{Hv} при окружной скорости v, м/с					K_{Fv} при окружной скорости v, м/с				
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	$HB_1 \le 350$ или $HB_2 \le 350$	1,03 / 1,01	1,16 / 1,06	1,32 / 1,13	1,48 / 1,19	1,64 / 1,26	1,06 / 1,03	1,32 / 1,13	1,64 / 1,26	1,96 / 1,38	— / 1,51
	$HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	1,02 / 1,01	1,10 / 1,06	1,20 / 1,08	1,30 / 1,12	1,40 / 1,16	1,02 / 1,01	1,10 / 1,06	1,20 / 1,08	1,30 / 1,12	1,40 / 1,16
7	$HB_1 \le 350$ или $HB_2 \le 350$	1,04 / 1,02	1,20 / 1,08	1,40 / 1,16	1,60 / 1,24	1,80 / 1,32	1,08 / 1,03	1,40 / 1,16	1,80 / 1,32	— / 1,48	— / 1,64
	$HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	1,02 / 1,01	1,12 / 1,05	1,25 / 1,10	1,37 / 1,15	1,5 / 1,20	1,02 / 1,01	1,12 / 1,05	1,25 / 1,10	1,37 / 1,15	1,5 / 1,2
8	$HB_1 \le 350$ или $HB_2 \le 350$	1,05 / 1,02	1,24 / 1,10	1,48 / 1,19	1,72 / 1,29	1,96 / 1,38	1,10 / 1,04	1,48 / 1,19	1,96 / 1,38	— / 1,58	— / 1,77
	$HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	1,03 / 1,01	1,15 / 1,06	1,30 / 1,12	1,45 / 1,18	1,60 / 1,24	1,03 / 1,01	1,15 / 1,06	1,30 / 1,12	1,45 / 1,18	1,60 / 1,24
9	$HB_1 \le 350$ или $HB_2 \le 350$	1,06 / 1,02	1,28 / 1,11	1,56 / 1,22	1,84 / 1,34	— / 1,45	1,11 / 1,04	1,56 / 1,22	— / 1,45	— / 1,67	—
	$HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	1,03 / 1,01	1,17 / 1,07	1,35 / 1,14	1,52 / 1,21	1,70 / 1,28	1,03 / 1,01	1,17 / 1,07	1,35 / 1,14	1,52 / 1,21	1,70 / 1,28

Примечание. В числителе указаны значения для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых.

rusautomobile.ru

Наибольшее в течение заданного срока службы контактное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max} K_{H\max}}{T_H K_H}}, \quad (5.43)$$

где $K_{H\max}$ — коэффициент нагрузки, определяемый при $T_{\max}$.

Допустимое предельное напряжение $\sigma_{HP\max}$ принимают в зависимости от способа химико-термической обработки зубчатого колеса. Так, для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению, объемной закалке,

$$\sigma_{HP\max} = 2{,}8\sigma_T; \quad (5.44)$$

для зубьев, подвергнутых цементации или контурной закалке,

$$\sigma_{HP\max} = 44HRC; \quad (5.45)$$

для азотированных зубьев

$$\sigma_{HP\max} = 3HV. \quad (5.46)$$

Проектный расчет на выносливость зубьев при изгибе. В процессе этого расчета определяют размеры закрытых зубчатых передач, у которых твердость колес $HB > 350$, и открытых зубчатых передач.

Исходные данные для расчета: циклограмма нагружения; параметр $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ или межосевое расстояние a_w; число зубьев шестерни z_1; угол наклона зуба β; коэффициент осевого перекрытия ($\varepsilon_\beta > 1$ или $\varepsilon_\beta \le 1$); материал и твердость рабочих поверхностей зубьев.

При предварительных расчетах параметр ψ_{bd} можно принимать по таблице 5.12.

5.12. Рекомендуемые значения $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$

Расположение колеса относительно опор	ψ_{bd} при твердости рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_2 \le 350$, или $HB_1 \le 350$ и $HB_2 \le 350$	$HB_1 > 350$, $HB_2 > 350$
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Примечания: 1. Бо́льшие значения для постоянных или близких к ним нагрузок; для жестких конструкций валов и опор. 2. Для шевронных передач при b_w, равном сумме полушевронов, ψ_{bd} можно увеличить в 1,3...1,4 раза.

Число зубьев шестерни рекомендуется выбирать в пределах $z_1 = 17...25$.

Расчетное значение модуля при заданном параметре ψ_{bd} определяют по формуле

$$m_n = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{Z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1}} Y_{FS_1}}, \quad (5.47)$$

где K_m — расчетный коэффициент: для прямозубых передач $K_m = 14$; для косозубых при $\varepsilon_\beta > 1$ и шевронных передач $K_m = 11{,}2$; для косозубых при $\varepsilon_\beta \le 1$ передач $K_m = 12{,}5$; T_1 — нагрузка на шестерню; $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии. Его принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику (см. рис. 5.7); σ_{FP1} — допустимое напряжение изгиба; Y_{FS1} — коэффициент, учитывающий формулу зуба.

Коэффициент Y_{FS1} определяют по графику (рис. 5.9) в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta$. Для передач, выполненных без смещения исходного контура, с достаточной степенью точности значение Y_{FS} можно выбирать из следующих соотношений:

z_v	16	17	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_{FS}	4,47	4,28	4,08	3,9	3,8	3,7	3,65	3,62	3,6	3,6

Силы, действующие в зацеплении цилиндрических передач. В прямозубой передаче (рис. 5.10, *а*) в зоне зацепления действует нормальная сила F_n, которая направлена по линии зацепления *NN*. Эту силу раскладывают на составляющие: окружную силу F_t и радиальную

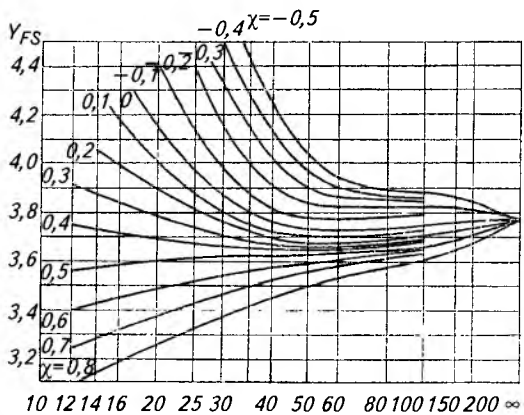


Рис. 5.9. График для определения коэффициента Y_{FS}

rusautomobile.ru

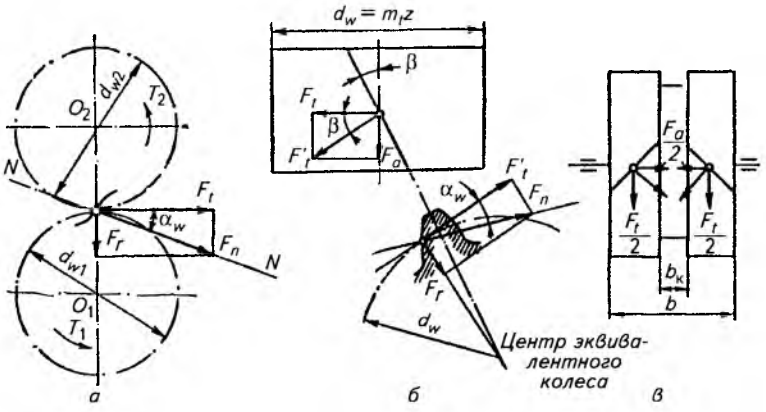


Рис. 5.10. Схемы сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи:

а — прямозубой; *б* — косозубой; *в* — шевронной

F_r. При заданном моменте $F_t = 2T/d_w$, $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$.

Для косозубой передачи (рис. 5.10, *б*) составляющие нормальной силы F_n: окружная сила $F_t = 2T/d$, осевая $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ и радиальная $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$.

В шевронной передаче (рис. 5.10, *в*) осевые силы F_a взаимно уравновешиваются и не передаются на валы и опоры.

Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе. Для предотвращения усталостного излома шестерни и колеса следует соблюдать условие

$$\sigma_F \le \sigma_{FP}, \qquad (5.48)$$

где σ_F — расчетное местное напряжение изгиба в опасном сечении; σ_{FP} — допустимое напряжение.

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon. \qquad (5.49)$$

Коэффициент нагрузки при изгибе

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}. \qquad (5.50)$$

Коэффициент Y_{FS} формы зуба выбирают в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса (см. с. 67). Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий при расчетах по напряжениям изгиба, определяют по графику (см. рис. 5.7) в зависимости от параметра $\psi_{bd} = b_w/d_1$, твердости поверхностей зубьев и места установки колес относительно опор.

Коэффициент K_{Fv}, учитывающий динамическую нагрузку, можно определить по таблице 5.11 или формуле

$$K_{Fv} = 1 + W_{Fv}/W_{Flp}. \qquad (5.51)$$

Удельную окружную динамическую силу при изгибе принимают по таблице 5.10 или рассчитывают по выражению

$$W_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_{w/u}}, \qquad (5.52)$$

где δ_F — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев: для косозубых и шевронных передач $\delta_F = 0{,}06$; для прямозубых передач с модификацией головки 0,11, для прямозубых передач без модификации головки $\delta_F = 0{,}16$; g_0 — коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. табл. 5.9); v — окружная скорость, м/с.

Удельную расчетную окружную силу при расчете на изгибную прочность определяют по формуле

$$W_{Flp} = K_A F_{tF}/b. \qquad (5.53)$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает распределение нагрузки между зубьями. Для расчета на выносливость при изгибе прямозубых передач можно принимать $K_{F\alpha} = 1$. Для косозубых и шевронных передач значения $K_{F\alpha}$ выбирают в зависимости от степени точности изготовления передачи:

rusautomobile.ru

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1

При необходимости более точного расчета $K_{F\alpha}$ следует воспользоваться рекомендациями ГОСТ 21354—87.

Коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0{,}7, \qquad (5.54)$$

где $\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m_n}$ — коэффициент осевого перекрытия. Желательно проектировать передачу так, чтобы ε_β был близок или равен целому числу.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев в прямозубых передачах, $Y_\varepsilon = 1$, в косозубых передачах — $Y_\varepsilon = 0{,}2 + 0{,}8/\varepsilon_\alpha$ (при $\varepsilon_\beta < 1$) или $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ (при $\varepsilon_\beta \geq 1$).

Проверочный расчет на прочность по напряжениям изгиба при перегрузках. Прочность зубьев, необходимую для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют из условия

$$\sigma_{F\max} \leq \sigma_{FP\max},$$

т. е. сопоставляя расчетное и допустимое напряжения изгиба в опасном сечении при максимальной нагрузке.

Расчетное напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{F_{t\max}}{F_t K_A}, \qquad (5.55)$$

где $F_{t\max}$ — максимальная нагрузка; F_t — рабочая нагрузка.

Ориентировочно можно принимать $\sigma_{FP\max} \approx 0{,}8\sigma_т$ при $HB \leq 350$ и $\sigma_{FP\max} \approx 0{,}6\sigma_т$ при $HB > 350$ (здесь $\sigma_т$ — предел текучести материала).

5.4. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Общие сведения. Планетарными называют многозвенные зубчатые механизмы, имеющие колеса с движущимися геометрическими осями. Подвижное звено, в котором закреплена подвижная ось сателлита, называют *водилом*. На схемах его обычно обозначают буквой *h*. Вращающееся относительно неподвижной оси колесо, с которым сцепляются *сателлиты* (*q*), называют *центральным*, или солнечным (*a*), а неподвижное центральное колесо — *опорным*, или корончатым (*b*). Существует множество различных схем планетарных механизмов, которые делят на три типа: дифференциальные с двумя степенями свободы (рис. 5.11, *а*), дифференциальные замыкающие (рис. 5.11, *б...г*) и простые планетарные (рис. 5.12).

В дифференциальных передачах с двумя степенями свободы оба центральных колеса *1* и *3* (см. рис. 5.11, *а*) подвижны. Такие передачи применяют в механизмах поворота гусеничных тракторов, в приводах ведущих колес автомобиля и других механизмах.

Если центральные колеса или одно из центральных колес и водило дифференциальной передачи замкнуть простой зубчатой передачей, то получим замыкающую дифференциальную передачу с одной степенью свободы (см. рис. 5.11, *б...г*). Такая схема позволяет получить большие передаточные отношения при малых габаритных размерах.

Если в дифференциальной передаче одно из центральных колес сделать неподвижным, то получим простую планетарную передачу с одной степенью свободы (см. рис. 5.12). В такой передаче сателлит *q* имеет внешнее зацепление с центральным колесом *a* и внутреннее — с колесом *b*. При ведущем колесе *a* и неподвижном колесе *b* вращающий момент будет «сниматься» с вала водила *h*. Эту схему широко используют благодаря ее достаточно высокому КПД ($\eta \approx 0{,}98$).

На рисунке 5.13 изображена кинематическая схема двухступенчатого планетарного редуктора, образованного двумя последовательно соединенными простыми механизмами, что позволило увеличить передаточное отношение.

Передачи со сдвоенными сателлитами *q*, *f* (рис. 5.14) применяют в диапазоне передаточных чисел 9...20. У этих передач достаточно высокий КПД ($\eta \approx 0{,}96$), но конструкция более слож-

rusautomobile.ru

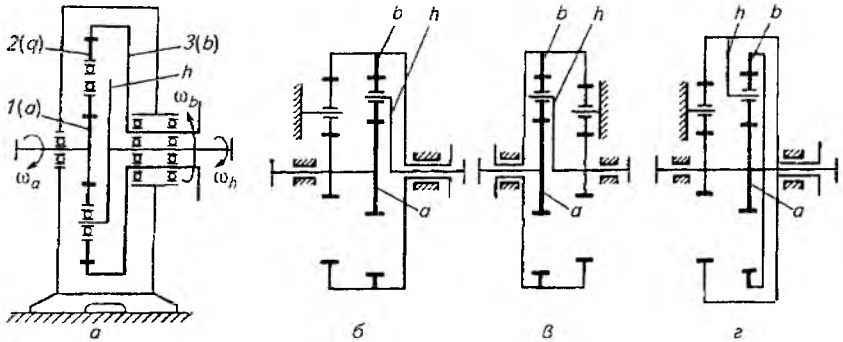


Рис. 5.11. Дифференциальные передачи:

а — с двумя степенями свободы; *б* — замыкающая, в которой соединяются центральные колеса; *в, г* — замыкающие, в которых одно из центральных колес соединяется с водилом; *1, 3* — центральные колеса; *2* — сателлиты

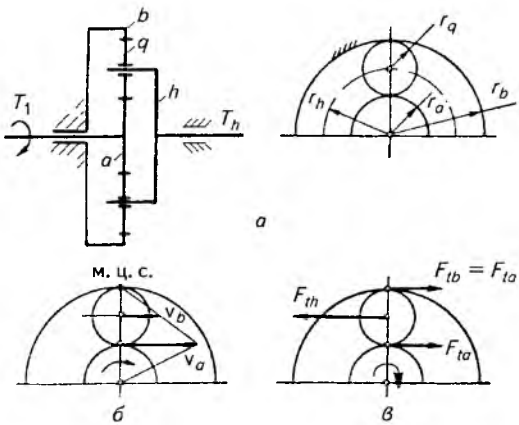


Рис. 5.12. Кинематическая схема простой планетарной передачи с ведущим солнечным колесом (*а*), план скоростей (*б*) и схема сил, действующих на сателлит (*в*)

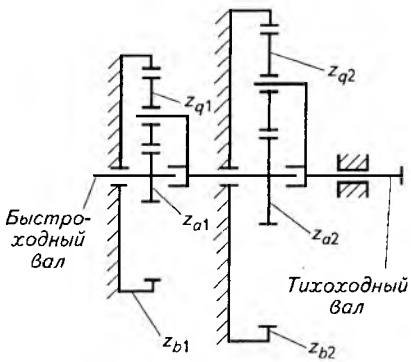


Рис. 5.13. Кинематическая схема двухступенчатого планетарного редуктора. Условное обозначение: z_a, z_b, z_q — число зубьев соответственно солнечной шестерни, корончатого колеса и сателлитов

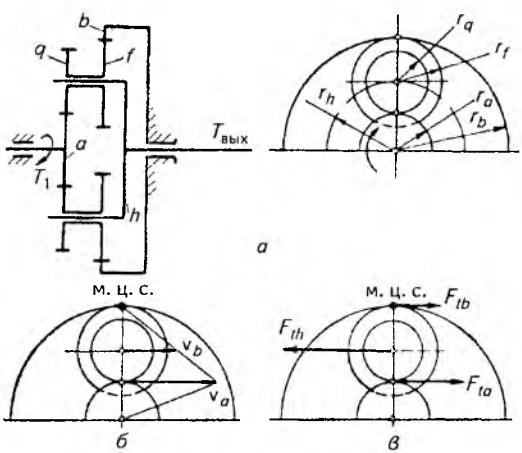


Рис. 5.14. Кинематическая схема планетарной передачи с двухрядными сателлитами смещенного зацепления (*а*), план скоростей (*б*) и схема сил, действующих на сателлит (*в*)

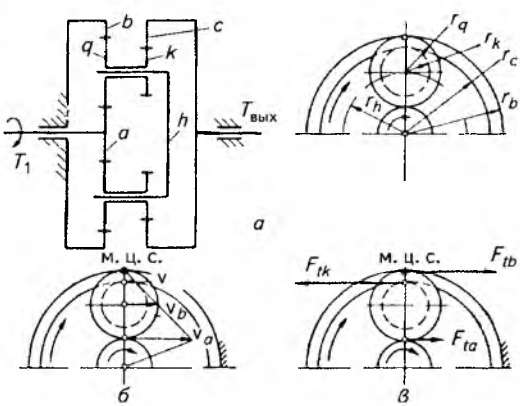


Рис. 5.15. Кинематическая схема планетарной передачи с тремя центральными колесами (*а*), план скоростей (*б*) и схема сил в зацеплении (*в*)

rusautomobile.ru

ная. Однако при одинаковых передаточных числах и силовых параметрах масса редуктора, выполненного по такой схеме, меньше массы двухступенчатого редуктора, выполненного по схеме, представленной на рисунке 5.13.

Планетарная передача с тремя центральными колесами (рис. 5.15), водило которой служит только для поддержания сателлитов, позволяет получить значительные передаточные числа одной ступенью. Такие передачи сложны в изготовлении, так как для них требуются колеса, валы и опоры высокой точности. Их КПД крайне низкий. Эти передачи применяют преимущественно в приборах. В трансмиссиях такой механизм рекомендуется проектировать только при кратковременной работе в диапазоне передаточных чисел 19...352.

Кинематика планетарного механизма. Кинематические зависимости планетарного механизма можно установить из построения плана скоростей, в котором в виде векторов показаны мгновенные значения скоростей различных точек.

Для планетарного редуктора, выполненного по схеме на рисунке 5.12, мгновенный центр скоростей (м. ц. с.) лежит на начальной окружности заторможенного корончатого колеса b в точке контакта его с сателлитом q. Окружная скорость ведущей солнечной шестерни a при установившемся движении пропорциональна радиусу r_a:

$$v_a = \omega_a r_a,$$

где ω_a — угловая скорость солнечной шестерни.

Окружная скорость водила по осям сателлитов

$$v_h = 0{,}5v_a = 0{,}5\omega_a r_a.$$

Угловая скорость водила

$$\omega_h = v_h/r_h = 0{,}5\omega_a r_a/r_h. \qquad (5.56)$$

Передаточное число механизма

$$u = \omega_a/\omega_h = 2r_a/r_h.$$

Радиус водила

$$r_h = r_a + r_g.$$

Используя эту формулу и выразив радиусы через число зубьев z шестерен ($r = 0{,}5d_w = 0{,}5zm$), получают передаточное число механизма от центральной шестерни a к водилу h при закрепленном корончатом колесе b:

$$u^b_{ah} = 1 + z_b/z_a. \qquad (5.57)$$

Угловую скорость сателлита относительно неподвижной системы координат можно определить, исходя из вращения его относительно м.ц.с.

$$\omega_q = v_h/r_q = 0{,}5\omega_a r_a/2r_q. \qquad (5.58)$$

Для передач со сдвоенными сателлитами (см. рис. 5.14) по аналогии с предыдущим примером передаточное число

$$u^b_{ah} = 1 + \frac{z_b z_q}{z_a z_f}, \qquad (5.59)$$

для передач с тремя центральными колесами (см. рис. 5.16)

$$u^b_{ac} = \frac{1 + z_b/z_a}{1 - (z_b z_k / z_q z_c)}. \qquad (5.60)$$

В таблице 5.13 даны формулы для определения угловых скоростей звеньев рассматриваемых механизмов.

5.13. Формулы для определения угловых скоростей звеньев планетарных передач, $p = z_b/z_a = u^h_{ab}$

Тип планетарной передачи	Формулы
Простая с одной степенью свободы (см. рис. 5.12)	$\omega_b = 0;\ \omega_a = (1+p)\omega_h;$ $\omega_q - \omega_h = \frac{2p}{1-p}\omega_h;$ $\omega^h_a = \omega_a - \omega_h$
Со сдвоенными сателлитами (см. рис. 5.14)	$\omega_b = 0;$ $\omega_a = \left(1 + \frac{z_b z_q}{z_a z_f}\right)\omega_h;$ $\omega_q - \omega_h = \omega_f - \omega_h = -\omega_h z_b/z_q$
С тремя центральными колесами (см. рис. 5.15)	$\omega_b = 0;\ \omega_a = u^b_{ac}\omega_c;$ $\omega_h = \frac{1}{1-u^h_{ab}}\omega_a;$ $\omega_q - \omega_h = \omega_k - \omega_h = -\omega_h z_b/z_q$

Принимая передаточное число в качестве исходной величины, кинемати-

rusautomobile.ru

ческий расчет проектируемой планетарной передачи сводят к подбору числа зубьев колес. Число зубьев шестерни принимают из условия отсутствия подрезания: $z_a \geq 17$. В большинстве случаев $z_a = 18$. При корригировании колес $z_a \geq 12$.

При подборе чисел зубьев необходимо соблюдать три условия: соосности, сборки и соседства.

Условие соосности требует, чтобы геометрические оси центральных колес совпадали с осью вращения водила.

Условие сборки предусматривает, чтобы зубья всех звеньев планетарной передачи входили в зацепление.

Условие соседства предполагает, что сателлиты не должны касаться друг друга (рис. 5.16).

При одинаковых модулях всех колес планетарной передачи эти условия будут иметь следующий вид.

Для планетарного редуктора, выполняемого по схеме на рисунке 5.13:

условие соосности

$$z_a + z_q = z_b - z_q; \qquad (5.61)$$

условие сборки

$$z_a + z_b/n_c = \gamma; \qquad (5.62)$$

условие соседства

$$(z_a + z_q)\sin\frac{\pi}{n_c} > z_q + 2, \qquad (5.63)$$

где n_c — число сателлитов; γ — целое число.

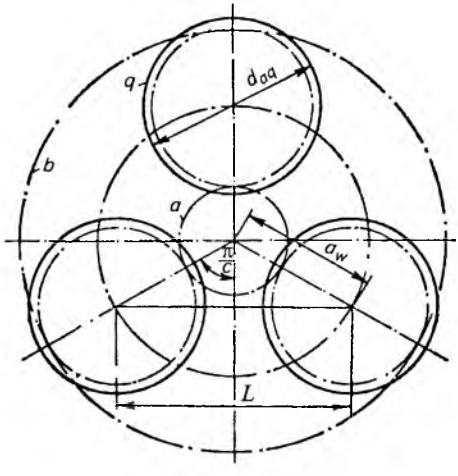


Рис. 5.16. Условие соседства сателлитов планетарной передачи

Для планетарного редуктора, выполняемого по схеме на рисунке 5.14:

условие соосности

$$z_a + z_q = z_b - z_f; \qquad (5.64)$$

условие сборки

$$z_a/n_c = \gamma;\ z_b/n_c = \gamma; \qquad (5.65)$$

условие соседства

$$(z_a + z_q)\sin\frac{\pi}{n_c} > (z_q + 2);$$

$$(z_b - z_f)\sin\frac{\pi}{n_c} > (z_f + 2). \qquad (5.66)$$

Динамика планетарного механизма. Для определения силовых зависимостей в планетарном механизме используют условие равновесия сил, действующих на сателлит (см. рис. 5.12).

Со стороны ведущей солнечной шестерни *a* на зубья сателлита действует окружное усилие F_{ta}. Такое же по значению и направлению усилие F_{tb} действует на сателлит со стороны заторможенного корончатого колеса *b*. Из суммы проекций этих сил находим действующее на оси сателлитов усилие $F_{th} = 2F_t$.

Вращающие моменты на валу соответственно шестерни и водила

$$T_1 = P_1/\omega_1;\ T_h = T_1 u_{1h}\eta_p,$$

где P_1 — мощность на валу шестерни, Вт; ω_1 — угловая скорость вала шестерни, $с^{-1}$; u_{1h} — передаточное число; η_p — КПД редуктора.

Реактивный момент, действующий на закрепленное корончатое колесо и корпус редуктора,

$$T_b = T_h - T_1. \qquad (5.67)$$

Окружное усилие на сателлите

$$F_{ta} = F_{tb} = \frac{2T_1}{mz_a n_c}.$$

Из-за погрешностей изготовления деталей механизма нагрузки неравномерно распределяются между сателлитами. Способы уменьшения этого явления рассмотрены ниже.

rusautomobile.ru

Расчет планетарной передачи начинают с определения межосевого расстояния между шестерней и сателлитом из условия контактной выносливости:

$$a_w \geq K_a \left(u_{aq}+1\right)\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2 u_{aq} \psi_{ba} n_c'}}, \qquad (5.68)$$

где $u_{aq} = z_q / z_a$; z_q — число зубьев сателлита; z_a — число зубьев шестерни; n_c' — расчетное число сателлитов при одном плавающем центральном колесе: $n_c' = n_c - 0{,}7$.

Полученное значение межосевого расстояния не требуется округлять по стандарту.

Затем определяют модуль зацепления, диаметры делительных окружностей и ширину зубчатых колес.

Проверочный расчет на изгиб выполняют для зубьев сателлита по формуле

$$\sigma_F = 2Y_{FS} \frac{T_d K_F}{n_c' z_q b m^2} \leq \sigma_{FP}. \qquad (5.69)$$

Особенности конструирования планетарных передач. Планетарные редукторы по конструктивному исполнению сложнее редукторов с обычными цилиндрическими передачами. Основные трудности при конструировании возникают из-за необходимости размещения в соосно расположенных колесах небольших размеров водила и сателлитов, вращающихся вокруг двух осей.

На компоновку и размеры элементов редуктора, в частности сателлитов и водила, существенно влияют размеры подшипников. Толщина обода сателлита должна быть не менее $2{,}25m$, а максимально допустимый наружный диаметр подшипника

$$D \leq m(z-7).$$

Внутренний диаметр подшипника должен быть не менее диаметра оси сателлита, полученного из условия прочности. В редукторах, выполняемых по схеме на рисунке 5.12, наиболее часто в сателлит устанавливают два радиальных шариковых подшипника (рис. 5.17, *а*, *б*). Возможна установка сателлитов и на одном подшипнике (рис. 5.17, *в*). В этом случае применяют радиальные двухрядные сферические шариковые или роликовые подшипники, что способствует более равномерному распределению нагрузки по длине зуба.

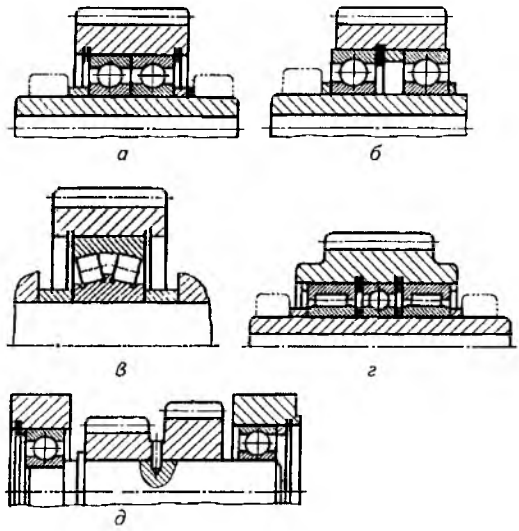


Рис. 5.17. Конструкция сателлитов на опорах качения:

а — радиальных шариковых подшипниках с осевой фиксацией пружинными кольцами; *б* — то же, с фиксацией пружинными кольцами и дистанционной втулкой; *в* — радиально-сферическом двухрядном подшипнике; *г* — одном шариковом и двух игольчатых подшипниках; *д* — с установкой подшипника в водиле

Если встроенные в сателлиты шариковые подшипники не обеспечивают необходимую долговечность, применяют роликовые или игольчатые подшипники, или подшипники скольжения.

На рисунке 5.17, *г* представлена конструкция сателлита на игольчатых подшипниках. Шариковый подшипник, установленный между игольчатыми, обеспечивает осевую фиксацию сателлита. Чтобы предотвратить действие радиальной нагрузки на шариковый подшипник, в сателлите необходимо выполнить выточку.

Подшипники сдвоенных сателлитов обычно устанавливают в расточках щек водила (рис. 5.17, *д*). В этом случае нагрузочная способность подшипников значительно выше, так как по отношению к действующей нагрузке вращаются внутренние, а не наружные кольца.

Сдвоенные сателлиты должны иметь одинаковое относительное расположение зубьев.

rusautomobile.ru

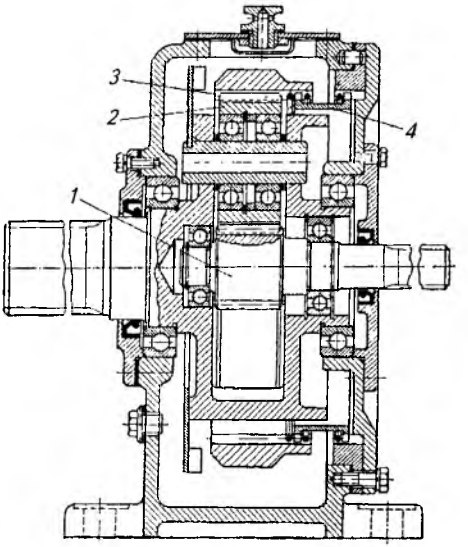


Рис. 5.18. Планетарный редуктор с плавающим корончатым колесом:

1 — центральная шестерня; *2* — сателлит; *3* — корончатое колесо с внутренним зубчатым венцом; *4* — двойная зубчатая муфта

Основные способы уменьшения неравномерности распределения нагрузки между сателлитами: повышение точности изготовления деталей, использование конструкции с «плавающими» колесами и водилами, изготовление колес и вкладышей подшипников скольжения сателлитов (если таковые применяют) из податливых (упругих) материалов и др.

На практике часто применяют передачи с плавающими центральными колесами. На рисунке 5.18 и 5.19 изображен редуктор с плавающим корончатым колесом, а на рисунке 5.20 — редуктор с плавающим солнечным колесом (шестерней). Положение шестерни на рисунке 5.20 в радиальном направлении определяется сателлитами *2*, а в осевом: с одной стороны торцом штыря *1*, с другой — зубчатой муфтой *4* с установленными в ней пружинными кольцами *3*. Делительный диаметр зубчатой муфты *4* принимают равным диаметру делительной окружности шестерни d_1. Наружный диаметр муфты $d_м \geq d_1 + 6m$, длина зацепления $b_м = (0{,}2...0{,}3)d_1$.

Зубчатая муфта, обеспечивающая самоустановку корончатого колеса, имеет узкий венец $b_м/d_м \approx 0{,}03$, что способствует равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Поэтому эту муфту выполняют с прямыми образующими (рис. 5.21, *а*).

Муфты, обеспечивающие самоустановку шестерни, целесообразно выполнять с бочкообразными зубьями (рис. 5.21, *б*). У таких муфт небольшой диаметр и значительная ширина венца, т. е. $b_м/d_м \approx 0{,}2$. Следовательно, нагрузка по длине зуба распределяется более равномерно.

По аналогии со шлицевыми соединениями зубья проверяют по напряжениям смятия. При этом допустимые напряжения смятия определяют в зависимости от вида термообработки. Для сталей подвергаемых: улучшению (при *HB* 280...320) $[\sigma_{см}] = 37...46$ МПа; закалке (до *HRC* 40...50) $[\sigma_{см}] = 53...67$ МПа; термохимической обработке (до *HRC* 50...62) $[\sigma_{см}] = 100...120$ МПа.

Толщину обода муфты принимают в пределах $\delta = (1...2)m$. Для исключения осевых смещений муфту фиксируют пружинными кольцами. Чтобы предот-

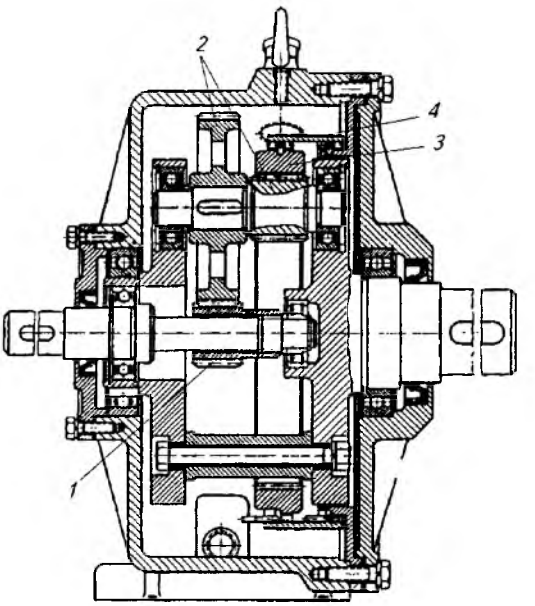


Рис. 5.19. Планетарный редуктор с двухрядными сателлитами и плавающим корончатым колесом:

1 — центральная шестерня; *2* — сателлит; *3* — корончатое колесо; *4* — соединительная муфта

rusautomobile.ru

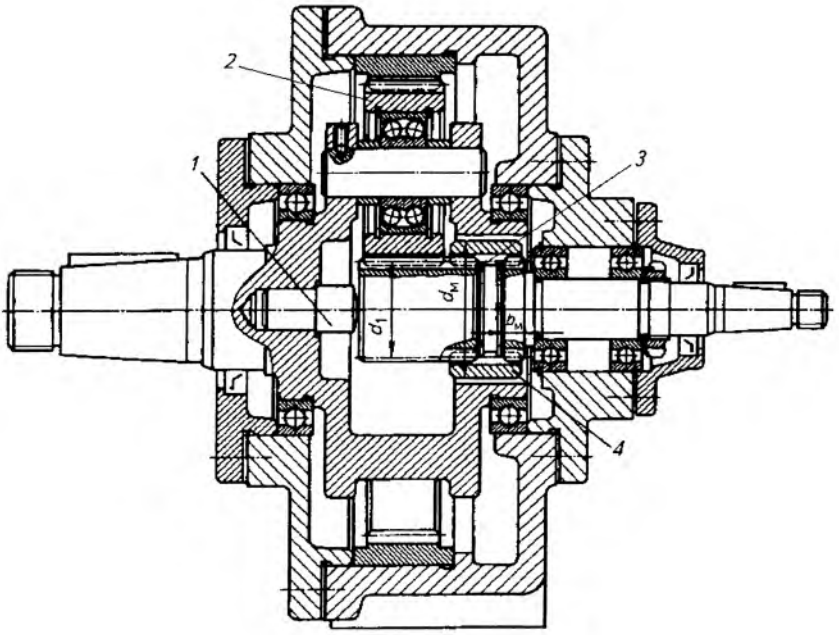


Рис. 5.20. Планетарный редуктор с плавающим солнечным колесом:

1 — штырь; *2* — сателлит; *3* — пружинное кольцо; *4* — зубчатая муфта

вратить защемление деталей зацепления при перекосах, между кольцом и венцом муфты следует предусмотреть зазор $\Delta = 2...5$ мм.

Водила одноступенчатых передач и последней ступени многоступенчатых часто выполняют заодно с ведомым валом (см. рис. 5.20), реже — раздельно. Водила первой и промежуточных ступеней многоступенчатых передач, когда не требуется самоустановки, выполняют заодно с солнечным колесом следующей ступени. При этом они могут быть литыми из стали или высокопрочного чугуна, сварными (рис. 5.22, *а*) или сборными (рис. 5.22, *б*). Последние позволяют упростить форму заготовки и механическую обработку.

На рисунке 5.22, *в* изображено водило, выполненное заодно с выходным

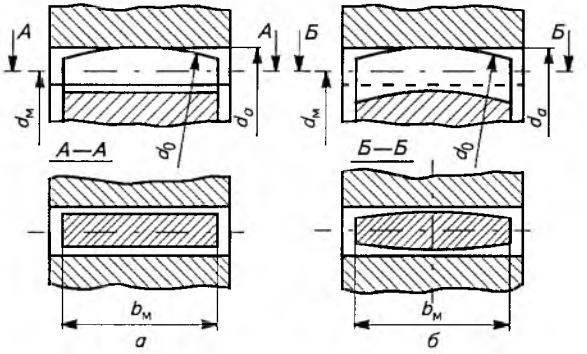


Рис. 5.21. Варианты исполнения зубьев соединительных муфт плавающих звеньев:

а — с прямыми образующими; *б* — бочкообразной формы; $d_м$ — диаметр делительной окружности; $d_а$ — наружный диаметр; $b_м$ — длина зуба; d_0 — диаметр сферы

rusautomobile.ru

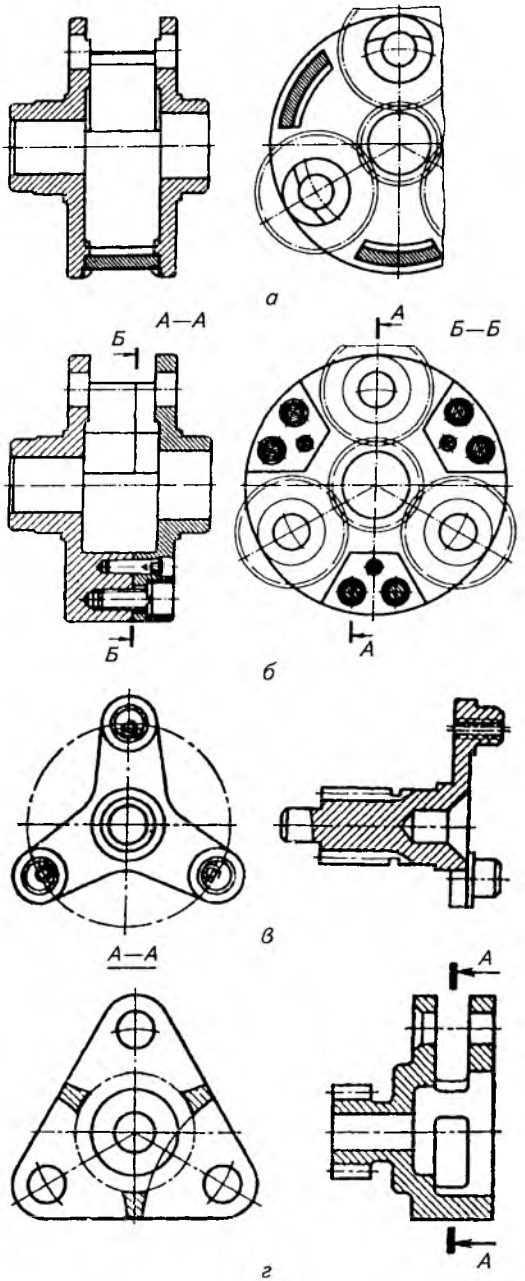


Рис. 5.22. Конструкции водил:

а — сварного; *б* — сборного; *в* — с консольным расположением сателлитов; *г* — с двумя опорами под оси сателлитов

валом, на конце которого нарезаны шлицы. Оси сателлитов расположены консольно и имеют внутреннюю резьбу для фиксации посредством стопорной шайбы внутреннего кольца подшипника. С целью предотвращения проворачивания стопорной шайбы ось резьбового отверстия несколько смещена относительно оси сателлита.

На рисунке 5.22, *г* показано водило, выполненное заодно с шестерней последующей ступени. В этом случае оси сателлитов имеют две опоры. Устанавливают оси в водиле с натягом.

Корпуса планетарных передач изготовляют литыми из серого чугуна, алюминиевого сплава или стали. Особенности конструкции корпусов в значительной мере определяются компоновкой передач.

5.5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Общие сведения. Конические зубчатые передачи применяют в сельскохозяйственных машинах при необходимости передачи вращающего момента между валами, оси которых пересекаются. Угол между осями обычно равен 90°. Однако встречаются передачи с углом, отличным от 90°.

Как уже отмечалось ранее, конические колеса выполняют с прямыми (см. рис. 5.1, *е*), тангенциальными (см. рис. 5.1, *ж*), круговыми (см. рис. 5.1, *з*) и другими криволинейными зубьями.

По сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами конические имеют большую массу и габаритные размеры, дороже в изготовлении и требуют тщательной регулировки зацепления при монтаже и в процессе эксплуатации. Кроме того, в коническом зацеплении возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники. Нагрузочная способность конической прямозубой передачи приблизительно на 15 % ниже цилиндрической.

Область применения конических колес с прямыми зубьями ограничена окружной скоростью до 3 м/с. Колеса с косыми (тангенциальными) зубьями используют редко, так как они очень чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа и трудоемки в изготовлении. При окружных скоростях более 3 м/с в основном применяют зубчатые колеса с круговыми зубьями. Они проще в изготовлении, менее

rusautomobile.ru

чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа. Их зубья обладают высокой изгибной прочностью, а передачи с такими колесами — большой плавностью зацепления. Существенный недостаток передач с косыми и круговыми зубьями — возникающие в них осевые усилия при изменении направления вращения колес меняются по значению и направлению.

Основные кинематические и геометрические параметры. В зависимости от размеров сечений по длине зубья конических колес выполняют трех форм (рис. 5.23). Осевую форму *I* применяют для конических передач с прямыми и тангенциальными (косыми) зубьями, а также для передач с круговыми зубьями при нормальном модуле $m_n = 2...2{,}5$ мм, угле наклона линии зуба на среднем диаметре $\beta_m \le 45°$ и общем числе зубьев $z_\Sigma = 20...100$. Для этой формы характерны нормально понижающиеся зубья и совпадение вершин делительного и внутреннего конусов.

Осевая форма II характеризуется равноширокими зубьями и несовпадением вершин делительного и внутреннего конусов. При такой форме ширина впадины постоянная, а толщина зуба по делительному конусу увеличивается пропорционально расстоянию от вершины. Это основная форма для колес с круговыми зубьями, так как позволяет обрабатывать одновременно обе поверхности зубьев.

Осевой форме III присущи равновысокие зубья, так как образующие делительного и внутреннего конусов параллельны между собой. Такую форму применяют для круговых зубьев при $z_\Sigma \ge 40$ и средних конусных расстояниях от 75 до 750 мм.

Для конических колес удобнее задавать и измерять размеры зубьев на внешнем торце. Так, в колесах с зубьями формы *I* задают внешний окружной модуль m_{te}, значение которого может быть нестандартное. В конических колесах с зубьями формы *II* принято применять нормальный модуль m_{nm} на середине ширины зубчатого венца.

Для нарезания круговых зубьев используют немодульный инструмент, позволяющий обрабатывать зубья в некотором диапазоне модулей.

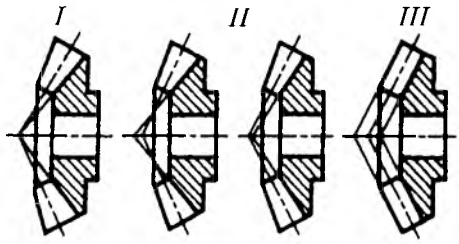


Рис. 5.23. Осевые формы зубьев конических зубчатых колес

Поэтому допускается использование передач с нестандартными и даже дробными модулями.

Между модулями m_{te} и m_{nm} существует следующая зависимость:

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1-0{,}5K_{be})\cos\beta_m}, \qquad (5.70)$$

где $K_{be} = b/R_e$ — коэффициент относительной ширины колеса; b — ширина зубчатого венца; R_e — внешнее конусное расстояние; β_m — угол наклона линии зуба.

При выборе β_m следует помнить, что его увеличение улучшает плавность зацепления, но при этом возрастает осевое усилие в зацеплении и, как следствие, увеличиваются габаритные размеры подшипниковых узлов. Для трансмиссий обычно принимают $\beta_m \approx 35°$.

При ведущей шестерне конические передачи выполняют, как правило, с передаточным отношением $u \le 3{,}55$. В передачах с круговыми зубьями предельное значение $u \le 10$. Если шестерня ведомая, то передаточное отношение должно быть не более 3,15.

Число зубьев шестерни обычно задают в пределах $z_1 = 18...24$. Минимальное число зубьев шестерни конических передач, при котором отсутствует подрезание зубьев, определяют по формулам:

для прямозубых передач с исходным контуром по ГОСТ 13754—81

$$z_{1\min} = 17\cos\delta_1; \qquad (5.71)$$

для передач с круговыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 16202—81

$$z_{1\min} = 17\cos\delta_1\cos^3\beta_m, \qquad (5.72)$$

где δ_1 — половина угла делительного конуса.

rusautomobile.ru

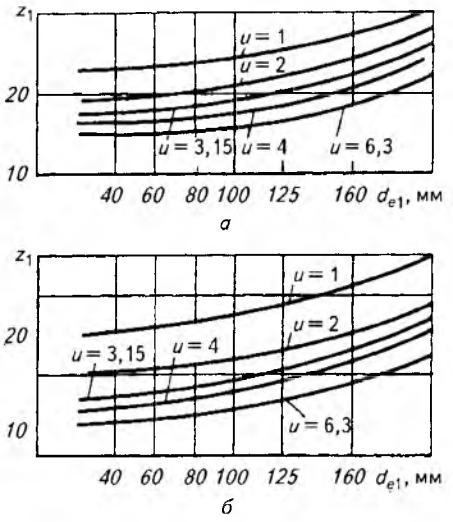


Рис. 5.24. Графики для определения чисел зубьев конической шестерни:

а — прямозубой; *б* — с круговыми зубьями

Учитывая особое значение выбора z_1, для конических передач разработаны следующие специальные рекомендации.

Для зубчатых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $HRC \geq 45$ число зубьев шестерни рекомендуют выбирать по графикам на рисунке 5.24 в зависимости от внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1}. При твердости $HB_1 \leq 350$ и $HB_2 \leq 350$ значение z_1, определенное по графику, увеличивают в 1,6 раза; при $HRC_1 \geq 45$ и $HB_2 < 350$ значение z_1 увеличивают в 1,3 раза.

Основные зависимости для определения геометрических параметров указаны в таблицах 5.14, 5.15, подробный расчет для прямозубых конических передач дан в ГОСТ 19624—74, а для колес с круговыми зубьями — в ГОСТ 19326—73.

В конических передачах с $u > 1$, чтобы повысить сопротивление заеданию в зацеплении, шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением ($\chi_1 = 0$ для прямозубых передач и $\chi_{n1} > 0$ для передач с круговыми зубьями), а колесо с равным ему по абсолютной величине отрицательным смещением ($\chi_2 = -\chi_1$, или $\chi_{n2} = -\chi_{n1}$).

Значения χ_1 и χ_{n1} определяют по таблицам ГОСТ 19624—74, ГОСТ 19326—73 или формуле

$$\chi_1 = \chi_{n1} = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}}. \quad (5.73)$$

Для конических зацеплений с $u \geq 2{,}5$ применяют тангенциальную коррекцию, за счет которой увеличивается толщина зуба шестерни при соответственном уменьшении толщины зуба колеса, что приводит к выравниванию их прочности на изгиб. Коэффициент

5.14. Уравнения для определения основных параметров конических колес, а также передач со смещением $\chi_1 = -\chi_2$ и прямыми, нормально понижающимися зубьями формы *I* (рис. 5.25, рис. 5.26) $\Sigma(\delta_1 + \delta_2) = 90°$ (ГОСТ 19624—74) (цифра 1 в индексе относится к шестерне, цифра 2 — к колесу)

Параметр	Расчетные уравнения и рекомендации по выбору значения параметра
Внешний окружной модуль m_e	Значение рекомендуется округлять по стандарту, но допустимы и нестандартные значения
Средний окружной модуль m_m	$m_m = m_e R_m / R_e$
Углы делительных конусов δ_1, δ_2	$\operatorname{tg} \delta_1 = 1/u$ при $u = z_2/z_1$; $\delta_2 = 90 - \delta_1$
Внешнее конусное расстояние R_e	$R_e = 0{,}5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Ширина зубчатого венца b_w	$b_w \leq 0{,}3 R_e$ и $b_w \leq 10 m_e$
Среднее конусное расстояние R_m	$R_m = R_e - 0{,}5 b_w$
Коэффициент радиального зазора c^*	$c^* = 0{,}2 m_e$
Коэффициент высоты головки	$h_a^* = 1$
Угол профиля α	$\alpha = 20°$
Радиальный зазор c	$c = 0{,}2 m_e$
Коэффициент смещения χ_1, χ_2	$\chi_1 = -\chi_2$; $\chi_\Sigma = 0$
Внешняя высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae1} = (1 + \chi_1) m_e$; $h_{ae2} = (1 + \chi_2) m_e$
Внешняя высота зуба h_e	$h_e = 2 m_e + c$

rusautomobile.ru

Параметр	Расчетные уравнения и рекомендации по выбору значения параметра
Внешняя высота ножки зуба h_{fe}	$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* m_e$; $h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_e$
Угол ножки зуба θ_f	$\operatorname{tg}\theta_{f1} = h_{fe1}/R_e$; $\operatorname{tg}\theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$
Угол головки зуба θ_a	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$; $\theta_{a2} = \theta_{f1}$
Угол конуса вершин δ_a	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$; $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
Угол конуса впадин δ_f	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$; $\delta_{f1} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Внешний делительный диаметр d_e	$d_{e1} = m_e z_1$; $d_{e2} = m_e z_2$
Средний делительный диаметр d_m	$d_{m1} = (1 - 0{,}5K_{be})d_{e1}$; $d_{m2} = (1 - 0{,}5K_{be})d_{e2}$
Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1$; $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$
Базовое расстояние A	По конструктивным соображениям
Расстояние C от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев	$C_1 = A_1 - 0{,}5d_{e1}\operatorname{ctg}\delta_1 + h_{ae1}\sin\delta_1$; $C_2 = A_2 - 0{,}5d_{e2}\operatorname{ctg}\delta_2 + h_{ae2}\sin\delta_2$
Внешняя окружная толщина зуба s_e	$s_{e1} = (0{,}5\pi + 2\chi_1\operatorname{tg}\alpha + \chi_\tau)m_e$; $s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}$
Число зубьев эквивалентного колеса z_{vf}	$z_{vf1} = z_1/\cos\delta_1$; $z_{vf2} = z_2/\cos\delta_2$
Коэффициент торцового перекрытия ε_α	$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$
Постоянная хорда зуба (без модификации головки) s_c	$\bar{s}_{c1} = m_e\left(0{,}5\pi\cos^2\alpha + \chi_1\sin 2\alpha\right)$; $\bar{s}_{c2} = m_e\left(0{,}5\pi\cos^2\alpha + \chi_2\sin 2\alpha\right)$
Высота зуба h до постоянной хорды	$\bar{h}_{c1} = m_e\left(1 - \frac{\pi}{8}\sin 2\alpha + \chi_1\cos^2\alpha\right)$

5.15. Уравнения для определения основных параметров конических колес и передач с круговыми зубьями формы *II* (цифра 1 в индексе относится к шестерне, цифра *2* — к колесу)

Параметр	Расчетные уравнения
Средний нормальный модуль (расчетный) m_{nm}	Расчетный модуль, как правило, нормализуют по ГОСТ 9563—60**
Внешний окружной модуль m_{te}	$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0{,}5K_{be})\cos\beta_m}$
Коэффициент высоты головки зуба h_a^*	$h_a^* = 1$
Угол профиля α	$\alpha = \alpha_n = 20°$
Радиальный зазор c	$c = 0{,}25m_{nm}$
Число зубьев плоского колеса z_Σ	$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Среднее конусное расстояние R_m (при заданном m_{nm})	$R_m = \frac{m_{nm}z_\Sigma}{2\cos\beta_m}$
Номинальный диаметр зуборезной головки d_0	ГОСТ 19326—73
Передаточное число u	$u = z_2/z_1$
Углы делительных конусов δ_1, δ_2	$\operatorname{tg}\delta_1 = z_1/z_2$; $\delta_2 = 90 - \delta_1$; $\sin\delta_1 = \cos\delta_2$; $\cos\delta_1 = \sin\delta_2$
Ширина зубчатого венца b_w	Согласно ГОСТ 19326—73 $b_w \le 0{,}35R_m$, или $b_w \le 0{,}3R_e$; $b_w \le 14m_{nm}$, или $b_w \le 10m_{te}$
Коэффициент смещения у шестерни χ_{n1}	ГОСТ 19326—73. При $u > 1$ и $HB_1 - HB_2 < 100$ рекомендуется $\chi_{n2} = -\chi_{n1}$
Коэффициент изменения толщины зуба шестерни $\chi_{\tau 1}$	ГОСТ 19326—73
Развод резцов зуборезной головки для чистовой обработки колеса (при заданном m_{nm})	$\omega_2' = m_{nm}(0{,}6609 + \chi_{\tau 1})$. Принимают ближайшее значение по ГОСТ 19326—73. Проверяют условие $0{,}06m_{nm} \ge \omega_2' - \omega_2 \ge -0{,}02m_{nm}$
Поправка на высоту ножки зуба δ_{hf}	$\delta h_f = 0{,}5\left(\omega_2^1 - \omega_2\right)\operatorname{ctg}\alpha_n = 1{,}37375\left(\omega_2^1 - \omega_2\right)$.
Расстояние от внешнего торца до расчетного сечения l_e	$l_e = 0{,}5b_w$

rusautomobile.ru

Параметр	Расчетные уравнения
Внешнее конусное расстояние R_e	$R_e = R_m + l_e$
Внешний окружной модуль m_{te}	$m_{te} = 2R_e/z_c$
Высота ножки зуба в расчетном сечении h_f	$h_{f1} = \left(h_a^* + c^* - x_{n1}\right)m_{nm} + \delta h_f$
	$h_{f2} = \left(h_a^* + c^* - x_{n2}\right)m_{nm} + \delta h_2$
Нормальная толщина зуба в расчетном сечении s_n	$s_{n1} = (0{,}5\pi + x_{n1}2\operatorname{tg}\alpha_n + x_{\tau 1})m_{nm};\ s_{n2} = \pi m_{nm} - s_{n1}$
Сумма углов ножек шестерни и колеса $\theta_{f\Sigma}$, мин	$\theta_{f\Sigma} = K/\sin\beta_m$, где $K = (c_1 - c_2R_m)/z_c$ $c_1 = 10800\operatorname{tg}\beta_m/\operatorname{tg}\alpha_n;\ c_2 = 2c_1\sin\beta_m/d_0$
Угол ножки зуба θ_f	$\theta_{f1} = \theta_{f\Sigma}\dfrac{s_{n2}}{\pi m_{nm}};\ \theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$
Угол головки зуба θ_a	$\theta_{a1} = K_{a1}\theta_{f2};\ \theta_{a2} = K_{a2}\theta_{f1}$ Значения коэффициентов K_{a1}, K_{a2} см. ГОСТ 19326—73 (с. 56, табл. 2)
Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец Δh_{ae1}	$\Delta h_{ae1} = l_e\operatorname{tg}\theta_{a1};\ \Delta h_{ae2} = l_e\operatorname{tg}\theta_{a2}$
Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец Δh_{fe}	$\Delta h_{fe1} = l_e\operatorname{tg}\theta_{f1};\ \Delta h_{fe2} = l_e\operatorname{tg}\theta_{f2}$
Уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении δh_a	$\delta h_{a1} = (b_w - l_e)(\operatorname{tg}\theta_{f2} - \operatorname{tg}\theta_{a1});$ $\delta h_{a2} = (b_w - l_e)(\operatorname{tg}\theta_{f1} - \operatorname{tg}\theta_{a2})$
Высота головки зуба в расчетном сечении h_a	$h_{a1} = \left(h_a^* + \chi_{n1}\right)m_{nm} - \delta h_{a1};\ h_{a2} = \left(h_a^* - \chi_{n1}\right)m_{nm} - \delta h_{a2}$
Внешняя высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1};\ h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}$
Внешняя высота ножки h_{fe}	$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1};\ h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}$
Внешняя высота зуба h_e	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1};\ h_{e2} = h_{ae2} = h_{fe2}$
Угол конуса вершин δ_a	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1};\ \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
Угол конуса впадин δ_f	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1};\ \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Средний делительный диаметр d	$d_1 = \dfrac{z_1m_{nm}}{\cos\beta_m};\ d_2 = \dfrac{z_2m_{nm}}{\cos\beta_m}$
Внешний делительный диаметр d_e	$d_{e1} = m_{te}z_1;\ d_{e2} = m_{te}z_2$
Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1;\ d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$
Расстояние от вершины конуса до плоскости внешней окружности вершин зубьев B	$B_1 = 0{,}5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1;\ B_2 = 0{,}5d_{e1} - 2h_{ae2}\sin\delta_2$
Постоянная хорда s_c	$s_{c1} = 0{,}883s_{n1};\ s_{c2} = 0{,}883s_{n2}$
Высота до постоянной хорды зуба h_c	$h_{c1} = h_{a1} - 0{,}1607s_{n1};\ h_{c2} = h_{a2} - 0{,}1607s_{n2}$
Угол наклона линии зуба в середине ширины зубчатого венца на делительном конусе β_m	$\beta_m = 35^\circ$ (преимущественно)
Внешний угол наклона линии зуба на делительном конусе (у торца) β_e	$\beta_e = \beta_m(1 - K_{be})$
Число зубьев биэквивалентного колеса z_{vn}	$z_{v1} = \dfrac{z_1}{\cos\delta_1\cos^3\beta_m};\ z_{v2} = \dfrac{z_2}{\cos\delta_2\cos^3\beta_m}$
Коэффициент торцового перекрытия ε_α	$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\dfrac{1}{z_1} + \dfrac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta_m$

rusautomobile.ru

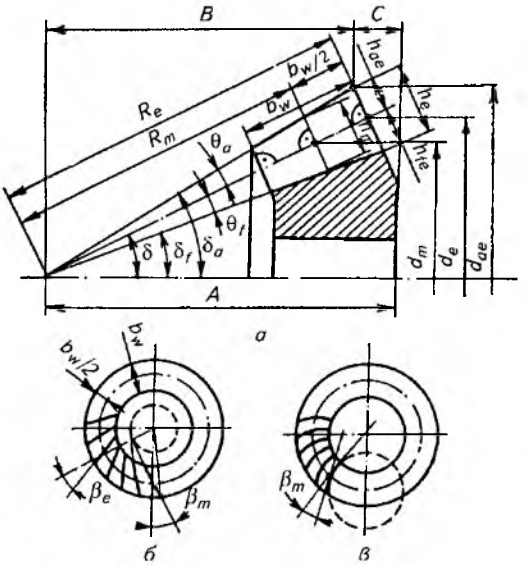
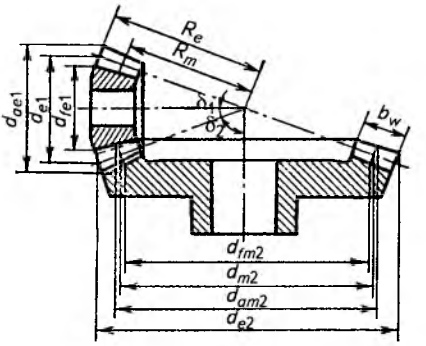


Рис. 5.25. Геометрические размеры конических колес:

а — с прямыми зубьями; *б* — с косыми зубьями; *в* — с круговыми зубьями

Рис. 5.26. Геометрические размеры конического зубчатого зацепления



тангенциального смещения (изменения расчетной толщины зуба исходного контура)

$$\chi_{\tau 1} = -\chi_{\tau 2} = a + b(u - 2{,}5), \quad (5.74)$$

где a, b — постоянные коэффициенты, характеризующие инструмент: $a = 0{,}03$, $b = 0{,}08$ для прямозубых передач; $a = 0{,}11$; $b = 0{,}01$ для передач с круговыми зубьями при $\beta_m \approx 35°$.

Тангенциальная коррекция не требует специального инструмента, ее выполняют разведением резцов, обрабатывающих противоположные стороны зубьев. Применение высотной коррекции в сочетании с тангенциальной позволяет одновременно уменьшить вероятность заедания зубьев и выравнить прочность зубьев шестерни и колеса.

Проектный и проверочный расчеты конических передач на контактную выносливость. По критериям эти расчеты аналогичны расчетам цилиндрических передач, отличаясь лишь уточнением некоторых коэффициентов и определением внешнего делительного диаметра колеса вместо межосевого расстояния.

Для прямозубых конических колес и колес с круговыми зубьями при $\beta_m = 35°$ и $K_{be} = 0{,}285$ ориентировочное значение внешнего делительного диаметра d_{e2}, мм, можно определить по формуле

$$d_{e2} = 1650\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{\sigma^2_{HP} \nu_H}}, \quad (5.75)$$

где T_2 — расчетный вращающий момент на колесе, Н · м; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса. Для конических передач $K_{H\beta}$ можно определять по графикам (рис. 5.27) при $K_{be} = 0{,}285$; u — передаточное число, должно соответствовать одному из стандартных значений; σ_{HP} — допустимое контактное напряжение, МПа [см. формулу (5.4)]; ν_H — коэффициент вида зубьев: для конических передач с прямым зубом $\nu_H = 0{,}85$; для передач с круговым зубом его определяют по формулам таблицы 5.16.

Полученное значение d_{e2} округляют до стандартного, по которому выбирают ширину венцов колес (табл. 5.17).

Затем определяют внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = d_{e2}/u$, и по графикам (см. рис. 5.24) определяют число зубьев шестерни z_1 и число зу-

5.16. Формулы для определения коэффициентов ν_H и ν_F

Коэффициент	Твердость рабочих поверхностей зубьев		
	$HB_1 \le 350$, $HB_2 \le 350$	$HRC_1 \ge 45$, $HB_2 \le 350$	$HRC_1 \ge 45$, $HRC_2 \ge 45$
ν_H	$\nu_H = 1{,}22 + 0{,}21u$	$\nu_H = 1{,}13 + 0{,}13u$	$\nu_H = 0{,}81 + 0{,}15u$
ν_F	$\nu_F = 0{,}94 + 0{,}08u$	$\nu_F = 0{,}85 + 0{,}043u$	$\nu_F = 0{,}65 + 0{,}11u$

rusautomobile.ru

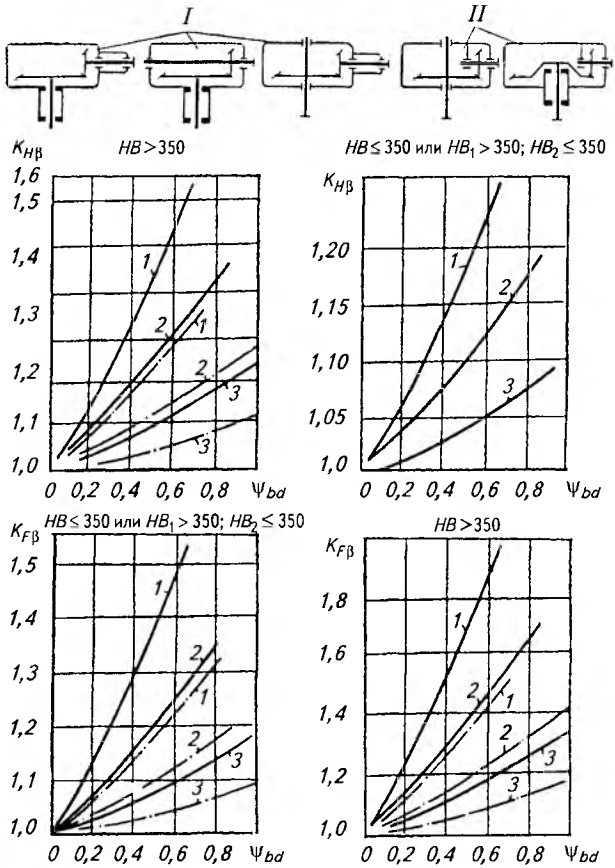


Рис. 5.27. Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических передач:

1 — передача *I* (опоры на шариковых подшипниках); *2* — передача *I* (опоры на роликовых подшипниках); *3* — передача *II*. Штрихпунктирные линии соответствуют коническим передачам с круговыми зубьями. Для этих передач при $HB_2 < 350$, а также при $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$ следует принимать $K_{H\beta} = 1$

бьев колеса $z_2 = z_1 u$. Полученное число зубьев z_2 округляют до целого числа в ближайшую сторону и уточняют фактическое передаточное число: $u = z_2/z_1$. Отклонение расчетного значения u от заданного не должно превышать 4 %.

С точностью до второго знака после запятой определяют внешний окружной модуль для колес:

с прямыми зубьями

$$m_e = d_{e2}/z_2; \qquad (5.76)$$

с круговыми зубьями

$$m_{te} = d_{e2}/z_2.$$

Все остальные геометрические размеры вычисляют по формулам, приведенным в таблицах 5.14 и 5.15.

После определения геометрических параметров колес и передачи в целом их проверяют на контактную выносливость по формуле

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tm} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2+1}}{\nu_H b_w d_{m1} u}} \le \le \sigma_{HP}. \qquad (5.77)$$

Параметры, входящие в эту формулу, определяют следующим образом: $K_{H\alpha}$ по рисунку 5.8; $K_{H\beta}$ по рисунку 5.28; K_{Hv} по таблице 5.11; ν_H по таблице 5.16. Коэффициент Z_E, учитывающий механические свойства материала шестерни и колеса, для стали равен

rusautomobile.ru

5.17. Основные параметры конических зубчатых передач (ГОСТ 27142—86*)

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2}, мм	Ширина зубчатых венцов b, мм, при номинальных передаточных числах u																
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3
50	10	9,5	9	9	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(56)	11	10,5	10	10	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	—	—	—	—	—	—	—	—
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14	—	—	—	—	—	—	—	—
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—	—	—
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—	—	—
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—	—	—
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	—	—	—
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70

Примечание. Значения диаметра в скобках ограничены в применении.

russiontools.ru

190 МПа. Коэффициент Z_H, учитывающий форму сопряженных поверхностей, вычисляют по формуле (5.33). Для колес с прямыми зубьями можно принимать $Z_H = 2{,}5$, с круговыми зубьями (при $\beta_m = 35°$) $Z_H = 2{,}26$.

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

для прямозубых конических передач

$$z_\varepsilon = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha / 3}; \qquad (5.78)$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0{,}95\varepsilon_\alpha}}. \qquad (5.79)$$

Коэффициент торцевого перекрытия зубьев ε_α вычисляют по формуле (5.37)

Проектный расчет конических зубчатых передач на выносливость зубьев по напряжениям изгиба. Такой расчет выполняют для открытых передач, подверженных износу (передачи сельскохозяйственных машин). Сначала определяют модуль при предварительно принятых числе зубьев z_1 и параметре $\psi_{bd} = b/d_{m1}$.

Рекомендуется $\psi_{bd} = 0{,}3...0{,}6$ при соблюдении условий: $K_{be} \le 0{,}3$; $b_w \le 10 m_{te}$. Меньшие значения ψ_{bd} целесообразно принимать для неприрабатывающихся колес, когда $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$, а также при резко переменных нагрузках.

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего диаметра шестерни можно также вычислить по формуле

$$\psi_{bd} = \frac{K_{be}\sqrt{1+u^2}}{2 - K_{be}}. \qquad (5.80)$$

Нормальный модуль в среднем сечении зубчатого венца определяют из условия изгибной выносливости:

$$m_m = 14\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{F1} \gamma}{\nu_F \psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}}, \qquad (5.81)$$

где γ — допустимый коэффициент износа: $\gamma = 1{,}1...1{,}25$ в зависимости от требуемой точности передачи.

Для колес с круговыми зубьями такой расчет не выполняют, так как в открытых передачах эти колеса не применяют.

Проверочный расчет конических зубчатых передач на выносливость по напряжениям изгиба. Напряжение изгиба в зубе шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_{tm} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{\nu_F b_w m_{nm}} \le \sigma_{FP}. \qquad (5.82)$$

Коэффициент Y_{F1}, учитывающий форму зуба шестерни, определяют по графику (см. рис. 5.10) в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса, которое вычисляют по формуле

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m}.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, для конических передач с прямыми зубьями принимают $Y_\varepsilon = 1$, а с круговыми зубьями определяют по формуле

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0{,}95\varepsilon_\alpha}.$$

Коэффициент, учитывающий наклон линии зуба, для конических передач с прямыми зубьями принимают $Y_\beta = 1$, с круговыми зубьями (при $\beta_m = 35°$) $Y_\beta = 1 - \beta_m/140° \ge 0{,}75$.

Окружная сила на среднем диаметре, Н,

$$F_{tm} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1}.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает распределение нагрузки между зубьями. Для конических передач с прямыми зубьями принимают $K_{F\alpha} = 1$, с круговыми зубьями его определяют по таблице 5.18 в за-

5.18. Значения $K_{F\alpha}$ для колес с круговыми зубьями

Окружная скорость, м/с	$K_{F\alpha}$ при степени точности изготовления колес				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,04	1,12	1,22	1,35
5	1,02	1,07	1,17	1,28	1,4
10	1,05	1,1	1,22	1,38	—
15	1,08	1,12	1,29	—	—
20	1,1	1,17	1,35	—	—
25	1,12	1,2	—	—	—

rusautomobile.ru

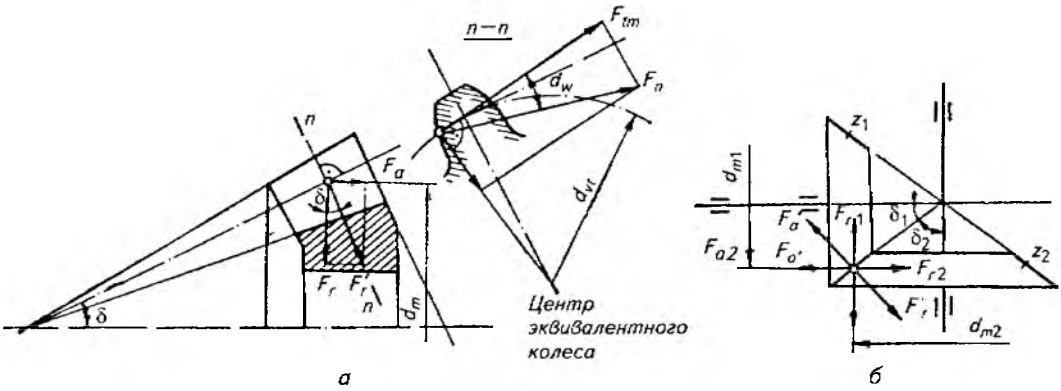


Рис. 5.28. Силы, действующие в прямозубом коническом зацеплении

висимости от степени точности изготовления колес и окружной скорости, м/с,

$$v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{6 \cdot 10^4}. \qquad (5.83)$$

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяют по графикам (см. рис. 5.27), а коэффициент K_{Fv}, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, — по таблице 5.11.

При известном напряжении σ_{F1} для зуба шестерни условие прочности для зуба колеса имеет вид

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FE2}}{Y_{F1}} \le \sigma_{FP}, \qquad (5.84)$$

где Y_{FE2} — коэффициент, учитывающий форму зуба колеса. Его определяют по соотношениям, указанным на с. 67, или графику (см. рис. 5.9) в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса $z_{v2} = z_2/(\cos\delta_2 \cos^3\beta_m)$ и коэффициента смещения χ.

Силы, действующие в зацеплении конических зубчатых передач. В прямозубой конической передаче силу нормального давления F_n можно разложить на две составляющие (рис. 5.28, *а*): окружную F_t и распорную которую, в свою очередь, раскладывают на осевую F_a и радиальную F_r силы. Из рисунка 5.28, *б* видно, что

$$F_{a1} = F_{tm} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = -F_{r2}; \quad (5.85)$$
$$F_{r1} = F_{tm} \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 = -F_{a2},$$

где $F_{tm} = 2T_1/d_{m1} = 2T_2/d_{m2}$ — окружная сила соответственно на шестерне иколесе (табл. 5.19); T_1, T_2 — вращающие моменты соответственно на шестерне и колесе.

5.19. Формулы для определения сил в зацеплении

Сила	Ведущее зубчатое колесо	Ведомое зубчатое колесо
Окружная	$F_{tm} = 2T_1/d_{m1} = 2T_2/d_{m2}$	
Осевая	$F_{a1} = F_{tm}\left(tg\alpha \frac{\sin\delta_1}{\cos\beta_m} \pm tg\beta_m \cos\delta_1\right)$	$F_{a2} = F_{tm}\left(tg\alpha \frac{\sin\delta_2}{\cos\beta_m} \mp tg\beta_m \cos\delta_2\right)$
Радиальная	$F_{r1} = F_{tm}\left(tg\alpha \frac{\cos\delta_1}{\cos\beta_m} \mp tg\beta_m \sin\delta_1\right)$	$F_{r2} = F_{tm}\left(tg\alpha \frac{\cos\delta_2}{\cos\beta_m} \pm tg\beta_m \sin\delta_2\right)$

Примечания: 1. Верхние знаки в формулах даны для случая, когда направление вращения рассматриваемого зубчатого колеса (если смотреть на него со стороны вершины конуса) совпадает с направлением наклона зубьев, как показано на рисунке 5.29, а нижние знаки — при отсутствии такого совпадения. 2. Направление вращения по ходу часовой стрелки — правое, против хода часовой стрелки — левое. 3. Направления действия усилий F_a и F_r определяют по знакам (+ или –), получаемым в результате расчета и указанным на рисунке 5.29.

rusautomobile.ru

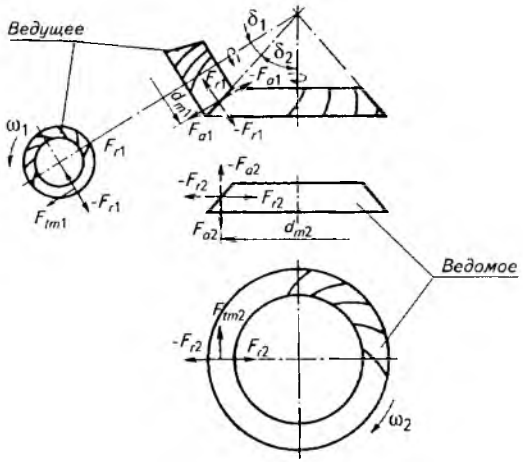


Рис. 5.29. Силы, действующие в зацеплении конических колес с круговым зубом

В конических прямозубых передачах направления осевых и радиальных сил неизменные, а в конических передачах с круговыми зубьями они зависят от направлений наклона зубьев, вращения колес и силового потока (рис. 5.29).

Направление линии зубьев целесообразно выбирать такое, при котором большее из осевых усилий сопряженных колес было бы направлено от вершины конуса. В противном случае в зацеплении возможно заклинивание.

5.6. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ (РАСЧЕТА) ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Расчет двух- и многоступенчатых редукторов целесообразно начинать с определения размеров тихоходной ступени как наиболее нагруженной.

При проектировании двухступенчатых цилиндрических редукторов со стандартными параметрами, выполненных по развернутой схеме (рис. 5.30), сначала определяют межосевое расстояние по формуле (5.22). Затем его округляют с учетом значений, указанных в таблице 5.20. Одновременно по этой же таблице можно принять межосевое расстояние быстроходной ступени. Тогда будет обеспечи-

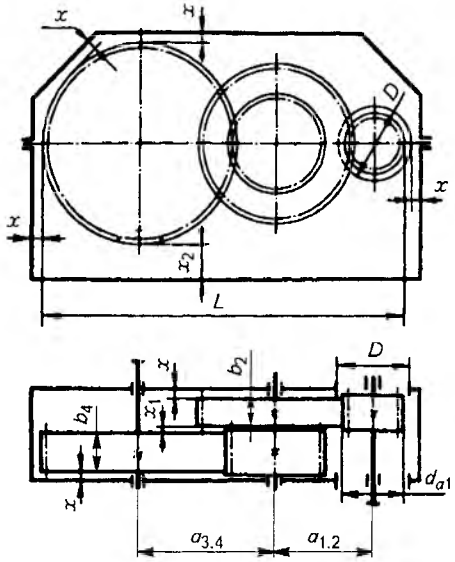


Рис. 5.30. Размеры цилиндрических редукторов, назначаемые из конструктивных соображений

ваться смазывание зубчатых колес быстроходной ступени окунанием в масляную ванну. Колесо быстроходной пары будет погружаться в масляную ванну на меньшую глубину (примерно на высоту зуба), благодаря чему уменьшатся потери масла разбрызгиванием.

Далее определяют все остальные геометрические параметры и проводят проверочный расчет по контактной и изгибной выносливости.

При проектировании двухступенчатых соосных цилиндрических редукторов (рис. 5.31) межосевое расстояние быстроходной ступени принимают равным межосевому расстоянию тихоходной ступени: $a_{w\text{б}} = a_{w\text{т}}$. Далее возможны два варианта расчета:

1) определяют все геометрические параметры и проводят проверочный

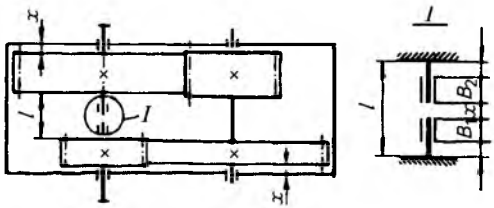


Рис. 5.31. Особенности компоновки соосных двухступенчатых редукторов

rusautomobile.ru

5.20. Рекомендуемые значения межосевых расстояний, мм, в двухступенчатых несоосных редукторах с цилиндрическими зубчатыми колесами (ГОСТ 2185—66*)

Ступень	a_w											
Быстроходная	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250
Тихоходная	63	80	100	125	160	200	225	250	280	315	355	400

расчет тихоходной и быстроходной ступеней по контактной и изгибной выносливости. При значительной недогрузке изменяют геометрические параметры передач или выбирают другой материал для зубчатых колес;

2) принимают одинаковый материал для изготовления зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступеней. В этом случае расчет можно свести к определению минимально возможной ширины колес быстроходной ступени из условия контактной выносливости

$$b_w \geq \left[K_a (u+1)\right]^3 \frac{T_2 K_{H\beta}}{u(\sigma_{HP} a_w)^2}. \quad (5.86)$$

Все величины в этой формуле имеют тот же физический смысл, что и в формулах параграфа 5.3.

При определении b_w следует помнить, что в любом случае для косозубой передачи должно выполняться условие (5.28).

В двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторах для обеспечения смазывания зубчатых зацеплений окунанием колес в масляную ванну рекомендуется выбирать значение d_{e2} в пределах соотношения

$$d_{e2} \approx \left(\frac{2}{3} \ldots \frac{5}{6}\right) d_{2т}, \quad (5.87)$$

где $d_{2т}$ — делительный диаметр колеса тихоходной ступени.

В этом случае должно обеспечиваться окунание колеса конической ступени на всю длину зуба.

По таблице 5.17 d_{e2} округляют до стандартного значения и одновременно принимают рекомендуемую ширину b венцов колес.

После определения всех геометрических параметров конической передачи проводят ее проверочный расчет на контактную и изгибную выносливость.

Условие равнопрочности зубьев колес быстроходной и тихоходной ступеней можно обеспечить подбором соответствующего материала.

5.7. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Особенности эскизной компоновки цилиндрических редукторов. После определения межосевых расстояний, диаметров и ширины колес выполняют эскизную компоновку редукторов.

Первый этап эскизной компоновки проводят с целью получения необходимых расчетных схем валов, определения реакций опор, расчета валов и подбора подшипников. Эскизную компоновку начинают с выбора масштаба (желательно 1 : 1), исходя из возможности размещения хотя бы одной проекции на листе формата А1 (594 × 841 мм). Далее наносят осевые линии валов и изображают положение колес в горизонтальной и вертикальной проекциях. Дополнительные размеры, неопределяемые расчетом, назначают из конструктивных соображений (см. рис. 5.31). Минимальный зазор x между внутренней стенкой корпуса, наружными и торцевыми поверхностями зубчатых передач определяют в зависимости от наибольшего расстояния L между деталями передач или толщины δ стенки корпуса:

$$x = \sqrt[3]{L} + 4, \text{ или } x = (1{,}1 \ldots 1{,}2)\delta. \quad (5.88)$$

Толщина стенки корпуса

$$\delta = 0{,}025 a_т + 1 \geq 6 \text{ мм}, \quad (5.89)$$

где $a_т$ — межосевое расстояние тихоходной ступени.

Расстояние между торцевыми поверхностями зубчатых колес двухсту-

rusautomobile.ru

пенчатого редуктора, выполненного по схеме, изображенной на рисунке 5.30,

$$x_1 = (0{,}3...0{,}5)x. \qquad (5.90)$$

Если длина ступиц зубчатых колес $l_{ст} > b$, то зазор x отмеряют от торца ступиц.

Если на быстроходном валу наружный диаметр шестерни меньше наружного диаметра подшипника, то внутренняя поверхность корпуса должна находиться на расстоянии x от отверстия D в корпусе под подшипники.

Для двухступенчатого соосного редуктора (см. рис. 5.31) расстояние l между торцевыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени необходимо принимать с учетом расположения подшипниковых опор быстроходного и тихоходного валов

$$l = 3x + B_1 + B_2, \qquad (5.91)$$

где B_1, B_2 — ширина подшипников соответственно быстроходного и тихоходного валов.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес (см. рис. 5.30) для любых редукторов должно быть

$$x_2 \geq 4x.$$

В последующем этот размер уточняют и при необходимости изменяют в большую сторону в зависимости от требуемого количества заливаемого в редуктор масла.

Далее принимают предварительные значения диаметров различных участков валов (рис. 5.32).

На первом этапе эскизной компоновки предпочтительно сначала определить диаметр выходного конца быстроходного вала. Этот диаметр не должен существенно отличаться от диаметра вала электродвигателя, поскольку при большой их разности усложняется соединение валов муфтой. Диаметр выходного конца быстроходного вала назначают в пределах

$$d_1 = (0{,}8...1{,}2)d_{эл}, \qquad (5.92)$$

где $d_{эл}$ — диаметр вала электродвигателя. Предпочтительно принимать $d_1 = d_{эл}$.

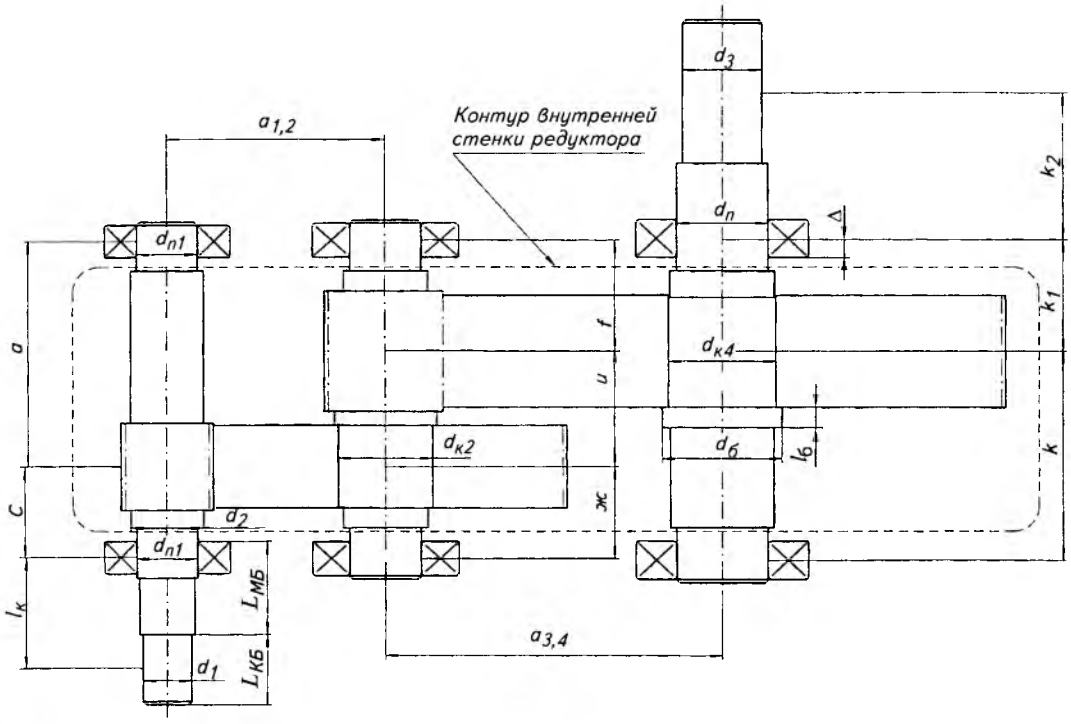


Рис. 5.32. Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора (первый этап)

rusautomobile.ru

Момент с вала на муфту или другую какую-либо деталь передается через шпоночное или шлицевое соединение. Призматическую шпонку после ее посадки в паз вала вынимать крайне нежелательно, поэтому диаметр последующего участка вала назначают таким, чтобы подшипник свободно проходил через конец вала с заранее посаженной шпонкой. Следовательно,

$$d_{п1} = d_1 + 2{,}1c, \qquad (5.93)$$

где c — размер выступающей части шпонки.

В случае применения шлицевого конца вала или сегментной шпонки

$$d_{п1} = (1{,}05...1{,}01)d_1. \qquad (5.94)$$

Размер $d_{п1}$ округляют до стандартного значения из ряда чисел для подшипников качения. Шестерни обычно выполняют заодно с валом, поэтому следующий участок вала должен иметь диаметр

$$d_2 = d_{п2} + 2h, \qquad (5.95)$$

где $h \approx 1{,}5r$ — высота заплечика для упора подшипника; r — размер фаски подшипников (определяют по выбранному подшипнику).

При эскизном проектировании размер фаски внутреннего кольца подшипника можно принимать в зависимости от внутреннего диаметра подшипника $d_п$, т. е.

$$r \approx 0{,}06d_п. \qquad (5.96)$$

Для улучшения работы зацепления первой ступени передачи — обеспечения оптимального распределения нагрузки в зацеплении — быстроходный вал должен иметь достаточную жесткость. Для повышения жесткости диаметр вала d_2 должен быть лишь немного меньше (не более чем на один модуль) внутреннего диаметра шестерни, т. е.

$$d_2 = d_{f1} - m. \qquad (5.97)$$

Для промежуточного вала диаметр $d_{к2}$ под колесом также целесообразно принимать близким внутреннему диаметру шестерни d_{f3}:

$$d_{к2} = d_{f3} - (1...2)m. \qquad (5.98)$$

С целью обеспечения необходимой жесткости тихоходного вала диаметр d под колесо предпочтительно назначать в зависимости от межосевого расстояния тихоходной ступени в пределах

$$d_{к4} = (0{,}3...0{,}4)a_{3,4}. \qquad (5.99)$$

Диаметры промежуточного и тихоходного валов в местах установки подшипников можно принимать на 5...7 мм меньше диаметров валов в местах посадки колес.

На валах единичного и мелкосерийного производства предусматривают буртики (заплечики) для осевой фиксации зубчатых колес, которые обычно назначают в следующих пределах:

$$d_б = (1{,}07...1{,}1)d_к;\ l_б = (0{,}07...0{,}1)d_к. \qquad (5.100)$$

После предварительного определения диаметров валов назначают тип подшипников и определяют их места установки.

Валы цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов рекомендуется устанавливать на шариковые радиальные подшипники. На первом этапе эскизной компоновки следует назначать подшипники легкой серии. Если в последующих расчетах грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то выбирают подшипники средней серии.

Плавающие валы шевронных передач рекомендуется устанавливать на радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

В сельскохозяйственном и общем машиностроении обычно используют подшипники класса точности 0. Подшипники более высокой точности применяют для опор валов, работающих при особо высоких частотах вращения (центрифуги очистки масла, сепараторы молока и др.). Следует помнить, что применение подшипников более высокого класса точности ведет к существенному повышению стоимости изделия.

Перед размещением подшипников необходимо решить вопрос об их сма-

rusautomobile.ru

зывании. При достаточно большой скорости вращения зубчатых колес возможно смазывание разбрызгиванием. При небольшой скорости вращения зубчатых колес не происходит смазывания подшипников. В этом случае принимают раздельную систему смазывания зубчатых колес и подшипников. Для подшипников используют консистентную смазку. С целью предотвращения вытекания разжиженной (за счет нагрева редуктора) консистентной смазки из подшипникового узла на валах устанавливают мазеудерживающие кольца. В этом случае подшипник должен входить в корпус на величину Δ, определяемую толщиной мазеудерживающего кольца (Δ = 8...12 мм). Если подшипники будут смазываться разбрызгиванием масла в картере редуктора, то их следует располагать сразу от внутренней стенки корпуса (Δ = 1...2 мм). С учетом выбранных подшипников и схем их установки вычерчивают габаритные размеры подшипниковых узлов, начиная с самых больших узлов (на тихоходном валу) или более сложных (фиксирующая опора в виде двух радиально-упорных подшипников).

При вычерчивании подшипниковых узлов соседних валов следует помнить, что для возможности размещения между гнездами под подшипники стяжного болта для крепления крышки к корпусу расстояние между осями валов должно быть не менее минимального

$$a_{\min} = 0{,}5(D_{п1} + D_{п2}) + (1{,}8...2)d_б, \quad (5.101)$$

где $D_{п1}$, $D_{п2}$ — наружные диаметры подшипников; $d_б$ — диаметр стяжного болта.

Диаметр стяжных болтов возле подшипников можно приблизительно определить по зависимости

$$d_б \approx \sqrt[3]{2T_т} \geq 10 \text{ мм}.$$

Остальные болты крепления можно принимать на размер меньше, но не менее 10 мм.

Вычерчивая подшипники всех валов, целесообразно их наружные торцы располагать в одной плоскости. Далее с учетом ширины подшипников и размера буртов крышек определяют размер гнезд подшипников. Прочертив валы, установленные на них детали, подшипниковые узлы и уплотнения, элементы корпуса и крышки, переходят к конструированию консольных концов валов и устанавливаемых на них деталей.

На первом этапе эскизной компоновки для построения расчетных схем валов ориентировочно можно принимать (см. рис. 5.32): длину промежуточного участка тихоходного вала $l_{к.т} = 1{,}2d_п$, быстроходного вала $l_{к.б} = 1{,}4d_п$; длину посадочного конца тихоходного вала $l_{м.т} = 1{,}5d_3$, быстроходного вала $l_{м.б} = 1{,}5d_1$.

По результатам предварительной компоновки строят расчетные схемы валов и определяют реакции в опорах. При этом валы рассматривают как двухопорные балки, нагруженные силами в зацеплении. Расстояния между точками приложения сил и опорами принимают из эскизной компоновки.

Перечисленные ранее размеры окончательно определяют после конструирования крышек подшипников, выбора типа уплотнения и конструирования корпусной детали.

Особенности эскизной компоновки конических редукторов. Изображение конической зубчатой передачи (рис. 5.33) начинают с нанесения двух взаимно перпендикулярных линий. От точки *O* пересечения этих линий откладывают по осям: вверх и вниз — отрезки *OA*, равные $0{,}5d_1$, а вправо и влево —

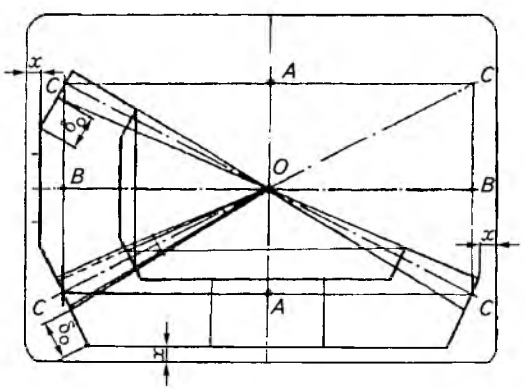


Рис. 5.33. Эскизная компоновка конической зубчатой передачи

rusautomobile.ru

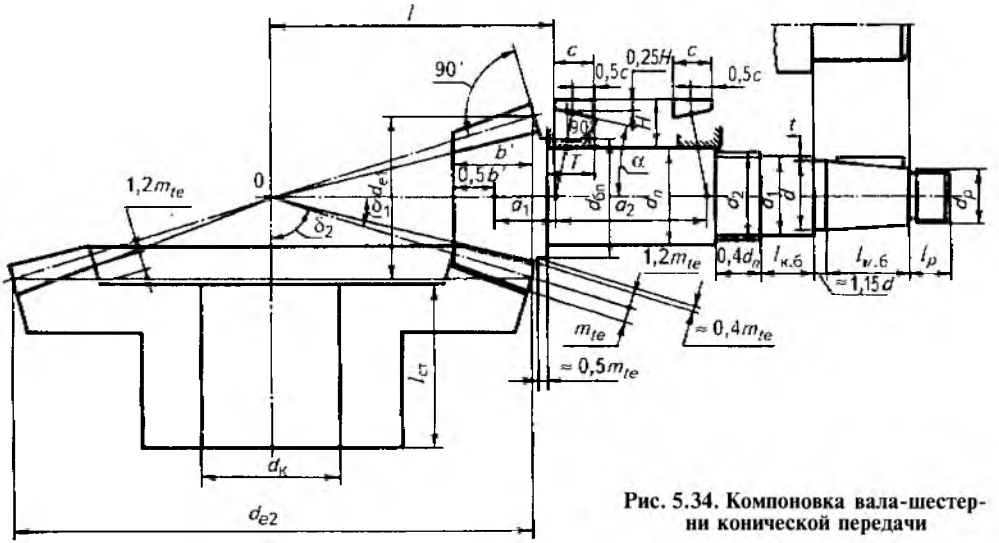


Рис. 5.34. Компоновка вала-шестерни конической передачи

OB, равные $0,5d_2$. Через точки *A* проводят горизонтальные линии, а через точки *B* — вертикальные линии до взаимного пересечения в точке *C*. Точки *C* соединяют с точкой *O* линиями, которые представляют собой образующие делительных конусов шестерни и колеса. В точках *C* к образующим делительных конусов восстанавливают перпендикуляры, на которых откладывают высоту головки зуба $h_a = m_{te}$ (здесь m_{te} — внешний окружной модуль) и высоту ножки $h_f = 1,2m_{te}$. Концы отложенных отрезков соединяют с точкой *O* линиями, которые представляют собой образующие конусов вершин и впадин зубьев. Вдоль образующих делительных конусов от точек *C* по направлению к точке *O* откладывают ширину зуба *b* и проводят границу зуба. Толщину обода шестерни и колеса назначают одинаковой: $\delta_o = 2,5m_{te} + 2$ мм. Корпус редуктора предпочтительно выполнять симметричным относительно оси ведущего вала. Расстояние *x* определяют по аналогии с предыдущим примером. Размеры тихоходного вала следует определять, начиная с выбора диаметра под колесо. С целью обеспечения необходимой жесткости этот размер рекомендуется принимать в пределах $d_к \approx (0,4...0,5)R_e$, где R_e — конусное расстояние. Остальные размеры вала назначают по аналогии с тихоходным валом цилиндрического редуктора.

При проектировании вала-шестерни быстроходной конической передачи с целью уменьшения консольной части вала первый подшипник необходимо располагать как можно ближе к шестерне. Для этого задают минимальные размеры упорного буртика: $0,5m_{te}$ и $0,4m_{te}$ (рис. 5.34).

Для опор валов конических зубчатых передач необходимо использовать роликовые радиально-упорные подшипники, а при высокой частоте вращения ($n > 1500$ мин$^{-1}$) — шариковые радиально-упорные подшипники предварительно также легкой серии.

Выбор радиально-упорных подшипников для конических передач обусловлен тем, что для надежной работы зацепления конической пары требуется жесткая фиксация колеса и шестерни в осевом направлении. Шариковые радиальные подшипники имеют малую осевую жесткость.

Диаметры отдельных участков вала-шестерни (см. рис. 5.34) можно ориентировочно определить по соотношениям

$$d \geq 8\sqrt[3]{T_б}, \text{ или } d \approx (0,8...1,2)d_{эл};$$
$$d_1 = d + 2t;\ d_п \geq d_2;\ d_{б.п} = d_п + 3r,$$

где $T_б$ — вращающий момент на быстроходном валу, Н · м; $d_2 = d_1 + (2...4)$ мм — диаметр резьбы; *r* — размер фаски подшипника.

Кроме того, из условия обеспечения необходимой жесткости подшипнико-

rusautomobile.ru

вого узла $d_п \geq 1{,}3a_1$ следует принимать большее из двух значений расстояния a_2:

$$a_2 \approx 2{,}5a_1 \text{ или } a_2 \approx 0{,}6l.$$

Параметры α, T и C для построения конических роликовых подшипников принимают по выбранным подшипникам.

При эскизной компоновке длину промежуточной части быстроходного вала конической передачи можно принимать: $l_{к.б} = 0{,}8d_п$, а длину посадочного конца вала $l_{м.б}$ такой же, как и в цилиндрическом редукторе.

5.8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 1. Рассчитать закрытую цилиндрическую передачу с косыми зубьями для привода от электродвигателя с частотой вращения $n_1 = 970$ мин$^{-1}$ к конвейеру, у которого частота вращения приводного вала $n_2 = 240$ мин$^{-1}$ и вращающий момент $T_2 = 700$ Н · м. Допустимое отклонение частоты вращения вала конвейера ±5 %, нагрузка спокойная, ресурс работы передачи $L_h = 10^4$ ч с вероятностью обеспечения заданного ресурса $P_t = 0{,}9$.

1. Определяем передаточное число передачи

$$u = n_1/n_2 = 970/240 = 4{,}04.$$

По ГОСТ 2185—66 принимаем ближайшее значение $u = 4$.

2. Вычисляем фактическую частоту вращения вала конвейера

$$n_2' = n_1 / u = 970/4 = 242{,}5 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение фактической частоты вращения от заданной в техническом задании

$$\Delta = \frac{n_2' - n_2}{n_2} \cdot 100\% = \frac{242{,}5 - 240}{240} \cdot 100 = 1{,}04\%,$$

что допустимо.

3. Выбираем материалы зубчатых колес и определяем допустимые напряжения.

По таблице 5.1 для изготовления шестерни назначаем сталь 50 (термообработка — улучшение), HB 228...255; $\sigma_в = 700...800$ МПа, $\sigma_т = 550$ МПа; для колеса — сталь 40 (термообработка — улучшение), HB 192...228; $\sigma_в = 686$ МПа, $\sigma_т = 392$ МПа.

Для определения допустимых контактных напряжений принимаем коэффициент запаса прочности $S_{H\min} = 1{,}1$ (см. с. 58), а предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H\lim b}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений, рассчитываем по формуле (см. табл. 5.2):

для материала колеса

$$\sigma_{H\lim b2} = 2HB_{p2} + 70 = 2 \cdot 202 + 70 = 474 \text{ МПа};$$

для материала шестерни

$$\sigma_{H\lim b1} = 2HB_{p1} + 70 = 2 \cdot 236 + 70 = 542 \text{ МПа}.$$

Расчетная твердость материала колеса при заданной вероятности обеспечения ресурса работы [см. формулу (5.9)]

$$HB_{p2} = HB_{ср2} - t\sigma_2 = 210 - 1{,}28 \cdot 6 \approx 202.$$

Среднее значение твердости материала колеса [см. формулу (5.10)]

$$HB_{ср2} = 0{,}5(HB_{max2} + HB_{min2}) = 0{,}5(228 + 192) = 210.$$

Среднее квадратическое отклонение разброса значений твердости материала колеса [см. формулу (5.11)]

$$\sigma_2 = (HB_{max2} - HB_{min2})/6 = (228 - 192)/6 = 6.$$

Коэффициент риска $t \approx 1{,}28$ принимаем по приложению 4 в зависимости от значения функции Лапласа [см. формулу (5.12)]

$$\Phi(t) = 0{,}5 - P_{(бр)} = 0{,}5 - 0{,}1 = 0{,}4,$$

где $P_{(бр)} = 1 - P_t = 1 - 0{,}9 = 0{,}1$ — вероятность разрушения зубьев; $P_t = 0{,}9$ — заданная вероятность ресурса работы.

Аналогично для материала шестерни получаем

$$HB_{p1} = HB_{ср1} - t\sigma_1 = 241{,}5 - 1{,}28 \cdot 4{,}5 \approx 236;$$

rusautomobile.ru

$$HB_{cp1} = 0{,}5(HB_{max1} + HB_{min1}) =$$
$$= 0{,}5(255 + 228) = 241{,}5;$$
$$\sigma_1 = (HB_{max1} - HB_{min1})/6 =$$
$$= (255 - 228)/6 = 4{,}5.$$

Расчетное число циклов при постоянном режиме нагружения определяем по формуле (5.7):

для колеса

$$N_{K2} = 60 n_2' c L_h = 60 \cdot 242{,}5 \cdot 1 \cdot 10^4 \approx 1{,}46 \cdot 10^8;$$

для шестерни

$$N_{K1} = 60 n_1 c L_h = 60 \cdot 970 \cdot 1 \cdot 10^4 =$$
$$= 5{,}82 \cdot 10^8.$$

Базовое число циклов напряжений определяем по графику (см. рис. 5.5) в зависимости от твердости материала: для колеса $N_{H\lim 2} = 1 \cdot 10^7$ млн циклов; для шестерни $N_{H\lim 1} = 1{,}4 \cdot 10^7$ млн циклов.

При расчете по контактной выносливости коэффициент долговечности Z_N определяем по графику (см. рис. 5.3) в зависимости от отношения $N_K/N_{H\lim}$. Для колеса при $N_{K2}/N_{H\lim 2} = 1{,}44 \cdot 10^8/(1 \cdot 10^7) = 14{,}6$ получаем $Z_{N2} = 0{,}85$; для шестерни при $N_{K1}/N_{H\lim 1} = 5{,}82 \cdot 10^8/(1{,}4 \cdot 10^7) = 41{,}57$ имеем $Z_{N1} \approx 0{,}82$.

Допустимые контактные напряжения вычисляем по формуле (5.4):

для колеса

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim b_2}}{S_{H\min}} Z_{N2} = \frac{474}{1{,}1} \cdot 0{,}85 = 366 \text{ МПа};$$

для шестерни

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim b_1}}{S_{H\min}} Z_{N1} = \frac{542}{1{,}1} \cdot 0{,}82 \approx 404 \text{ МПа}.$$

С учетом рекомендаций параграфа 5.2 определяем расчетное допустимое контактное напряжение [см. формулу (5.13)]

$$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) =$$
$$= 0{,}45 \cdot (404 + 366) = 346{,}5 \text{ МПа}.$$

Поскольку это значение меньше σ_{HP2}, то в качестве расчетного принимаем минимальное значение, т. е. $\sigma_{HP} = \sigma_{HP\min} = 366$ МПа.

Далее определяем допустимые напряжения изгиба по формуле (5.21). Для этого по таблице 5.3 принимаем коэффициент запаса прочности $S_F = 1{,}7$ и вычисляем предел выносливости зубьев при изгибе:

для колеса

$$\sigma^0_{F\lim b_2} = 1{,}75 HB_2 = 1{,}75 \cdot 202 = 353{,}5 \text{ МПа},$$

для шестерни

$$\sigma^0_{F\lim b_1} = 1{,}75 HB_1 = 1{,}75 \cdot 236 = 413 \text{ МПа}.$$

При расчете по изгибной выносливости коэффициент долговечности Y_N определяем по формуле (5.16). Поскольку для стальных колес $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$, то

для колеса $Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1{,}44 \cdot 10^8}} < 1$;

для шестерни $Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{5{,}82 \cdot 10^8}} < 1$.

С учетом рекомендаций к условию (5.17) принимаем $Y_{N2} = Y_{N1} = 1$. При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$ (см. с. 60).

Зная все составляющие формулы (5.21), вычисляем допустимые напряжения изгиба

колеса

$$\sigma_{FP2} = \frac{353{,}5}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 \approx 208 \text{ МПа};$$

шестерни

$$\sigma_{FP1} = \frac{413}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 \approx 243 \text{ МПа}.$$

4. Определяем геометрические параметры заданной цилиндрической передачи.

Межосевое расстояние передачи вычисляем по формуле (5.22):

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 \sigma^2_{HP}}} =$$
$$= 430 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{700 \cdot 1{,}1}{0{,}4 \cdot 4^2 \cdot 366^2}} = 206{,}4 \text{ мм}.$$

Полученное значение a_w округляем до ближайшего значения по ГОСТ 2185—66*, принимая $a_w = 200$ мм.

Необходимая ширина зубчатого венца $b_w = a_w \psi_{ba} = 200 \cdot 0{,}4 = 80$ мм. Полученное значение уточняем по ГОСТ 6636—69.

rusautomobile.ru

Нормальный модуль зубчатых колес выбираем в пределах $m_n = (0{,}01...0{,}02)a_w = (0{,}01...0{,}02) \cdot 200 = 2...4$ мм. По ГОСТ 9563—60 (см. § 5.3) назначаем $m_n = 2{,}5$ мм.

Принимаем угол наклона зубьев $\beta = 14°$ и проверяем условие, обеспечивающее минимум двухпарное зацепление [см. формулу (5.28)]:

$$b_w \geq \frac{2{,}5m_n}{\sin\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 2{,}5}{0{,}242} = 25{,}82.$$

Для рассматриваемого примера $b_w = 80$ мм, что существенно больше 25,82. Следовательно, условие (5.28) выполняется.

Суммарное число зубьев [см. формулу (5.24)]

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos\beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0{,}97}{2{,}5} = 155{,}2.$$

Принимаем $z_\Sigma = 155$.

С целью сохранения межосевого расстояния и модуля корректируем угол наклона зубьев, используя формулу (5.25):

$$\cos\beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} = \frac{155 \cdot 2{,}5}{2 \cdot 200} = 0{,}96875,$$

откуда $\beta = 14{,}36153°$, или $\beta = 14°21'42''$.

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{155}{4+1} = 31;$$
$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 155 - 31 = 124.$$

Диаметры делительных окружностей d зубчатых колес, которые при отсутствии угловой коррекции равны начальным диаметрам d_w:

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 31}{0{,}96875} = 80 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 124}{0{,}96875} = 320 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = 0{,}5(d_{w1} + d_{w2}) = 0{,}5(80 + 320) = 200 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин d_a и впадин d_f шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2m_n = 80 + 2 \cdot 2{,}5 = 85 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = d_{w2} + 2m_n = 320 + 2 \cdot 2{,}5 = 325 \text{ мм};$$
$$d_{f1} = d_{w1} - 2{,}5m_n = 80 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 73{,}75 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_{w2} - 2{,}5m_n = 320 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 313{,}75 \text{ мм}.$$

5. Выполняем проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям. Сначала находим контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок [см. формулу (5.32)]:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\Sigma \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{b_2 d_w u}} = 190 \cdot 2{,}46 \cdot 0{,}767 \sqrt{\frac{4375 \cdot (4+1)}{80 \cdot 80 \cdot 4}} = 331{,}4 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты, входящие в эту формулу, определяем по выражениям соответственно (5.34), (5.36), (5.37):

$$Z_H = 2{,}5\sqrt{\cos\beta} = 2{,}5\sqrt{0{,}96875} = 2{,}46;$$
$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}7}} = 0{,}767;$$
$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{124}\right)\right] \cdot 0{,}96875 = 1{,}7.$$

Окружная сила $F_t = 2T_2/d_{w2} = 2 \cdot 700/0{,}32 = 4375$ Н.

Коэффициент нагрузки [см. формулу (5.38)] $K_H = K_A K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha} = 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}065 \times 1{,}08 = 1{,}2$. Входящие в это выражение коэффициенты: $K_A = 1$ (см. табл. 5.4); $K_{H\beta} = 1{,}05$ (см. рис. 5.7 при $\psi_{bd} = b_w/d_{w1} = 80/80 = 1$ и выполнении передачи по схеме 6); $K_{Hv} = 1 + W_{Hv}/W_{tp} = 1 + 3{,}22/54{,}69 = 1{,}06$ [см. формулу (5.39)];

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w/u} = 0{,}02 \cdot 5{,}6 \cdot 4{,}06\sqrt{200/4} = 3{,}22 \text{ Н/мм};$$

$\delta_H = 0{,}02$ (см. табл. 5.8);

$g_0 = 5{,}6$ (см. табл. 5.9);

rusautomobile.ru

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 80 \cdot 970}{60 \cdot 10^3} 4{,}06 \text{ м/с.}$$

$W_{tp} = K_A F_t / b_w = 1 \cdot 4375/80 =$
$= 54{,}69$ Н/мм; $K_{H\alpha} = 1{,}08$ (см. рис. 5.8).

Контактное напряжение с учетом всех дополнительных нагрузок

$$\sigma_H = 331{,}4\sqrt{1{,}2} = 363 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого напряжения $\sigma_{HP} = 388$ МПа.

Степень недогрузки передачи по контактным напряжениям

$$\Delta = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100 = \frac{366 - 363}{366} \cdot 0{,}82\ \%,$$

что допустимо.

6. Выполняем проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба. Сначала определяем число зубьев эквивалентного колеса:

шестерни

$z_{v1} = z_1/\cos^3 \beta = 31/0{,}96875^3 = 34;$

колеса

$z_{v2} = z_2/\cos^3 \beta = 124/0{,}96875^3 = 136.$

Затем по графику рисунка 5.9 или таблице 5.14 принимаем коэффициенты профиля зуба: шестерни $Y_{FS1} = 38$; колеса $Y_{FS2} = 3{,}6$.

Определяем наиболее слабый элемент, исходя из следующих соотношений:

$$\sigma_{FP1}/Y_{FS1} = 243/3{,}8 = 63{,}9;$$
$$\sigma_{FP2}/Y_{FS2} = 208/3{,}6 = 57{,}8.$$

В данном случае наиболее слабый элемент — это зубья колеса.

Напряжение изгиба [см. формулу (5.49)]

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon =$$

$$= \frac{4375}{80 \cdot 2{,}5} \cdot 1{,}284 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}697 \cdot 0{,}59 = 41{,}58 \text{ МПа}.$$

Входящий в эту формулу коэффициент нагрузки вычисляем по выражению (5.50):

$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1{,}176 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}91 =$
$= 1{,}284.$

По формулам (5.51)...(5.53):

$K_{Fv} = 1 + W_{Fv}/W_{Ft} = 1 + 9{,}65/54{,}69 =$
$= 1{,}176;$

$W_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w/u} =$
$= 0{,}06 \cdot 5{,}6 \cdot 4{,}06 \cdot \sqrt{200/4} = 9{,}65$ Н/мм;

$W_{Ft} = F_t K_A / b_w = 4375 \cdot 1/80 =$
$= 54{,}69$ Н/мм.

Коэффициенты: $K_{F\beta} = 1{,}2$ (см. рис. 5.7); $K_{F\alpha} = 0{,}91$ (см. с. 69);

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 2{,}53 \frac{14{,}36153^\circ}{120^\circ} = 0{,}697$$

[см. формулу (5.55)],

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{80 \cdot 0{,}24804}{3{,}14 \cdot 2{,}5} = 2{,}53;$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}7} = 0{,}59.$$

7. Определяем силы, действующие в зацеплении:

окружные

$F_{t1} = -F_{t2} = 2T_2/d_{w2} =$
$= 2 \cdot 700/(320 \cdot 10^3) = 4375$ Н;

радиальные

$F_{r1} = -F_{r2} = F_t \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta =$
$= 4375 \cdot 0{,}364/0{,}96875 = 1644$ Н;

осевые

$F_{a1} = -F_{a2} = F_t \operatorname{tg}\beta = 4375 \cdot 0{,}248 =$
$= 1085$ Н.

Пример 2. Рассчитать открытую прямозубую цилиндрическую передачу привода лопастного вала смесителя кормов (см. рис. 1.2). Исходные данные для расчета: вращающий момент на валу зубчатого колеса открытой передачи $T_2 = 26{,}5$ кН · м, частота вращения вала $n_в = 3{,}7$ мин$^{-1}$. Привод состоит из электродвигателя ($P_{дв} = 11$ кВт, $n_{дв} =$ $= 1460$ мин$^{-1}$), ременной передачи ($u_{рем} = 2$), редуктора ЦДН ($u_{ред} = 36$) и открытой зубчатой передачи. Ресурс работы открытой передачи $L_h = 20\,000$ ч.

1. Определяем передаточное число открытой зубчатой передачи.

rusautomobile.ru

Общее передаточное число привода

$$u_o = u_{рем} u_{ред} u_{з.п}, \text{ или } u_o = n_{дв}/n_в = 1460/3{,}7 = 394{,}6.$$

Передаточное число зубчатой передачи $u_{з.п} = u_o/(u_{рем} u_{ред}) = 394{,}6/(2 \cdot 36) = 5{,}48$. Принимаем $u_{з.п} = 5{,}5$. Частота вращения вала шестерни открытой передачи $n_1 = \dfrac{n_{дв}}{u_{рем}\, u_{ред}} = \dfrac{1460}{2 \cdot 36} \approx 20{,}3$ мин$^{-1}$.

2. Выбираем материалы для изготовления зубчатых колес. По рекомендациям таблицы 5.1 принимаем для шестерни улучшенную сталь 45 (*HB* 241... 285), для колеса также улучшенную сталь 45 (*HB* 192...240).

Расчетная твердость шестерни $HB_1 = 0{,}5(HB_{min1} + HB_{max1}) = 0{,}5(241 + 285) = 263$; колеса $HB_2 = 0{,}5(HB_{min2} + HB_{max2}) = 0{,}5(192 + 240) = 216$.

3. Определяем допустимые напряжения изгиба [см. формулу (5.21)]. Для выбранного материала и с учетом рекомендаций таблицы 5.3 предел выносливости зубьев:

шестерни

$$\sigma^0_{F\lim b1} = 1{,}75 \cdot 263 = 460{,}25 \text{ МПа};$$

колеса

$$\sigma^0_{F\lim b2} = 1{,}75 \cdot 216 = 378 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности $S_F = 1{,}7$ (см. табл. 5.4). Коэффициент долговечности при изгибе определяем по формуле (5.16) при $q_F = 6$ и $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. Расчетное число циклов напряжений [см. формулу (5.7)]:

для шестерни

$N_{K1} = 60 n_1 c L_h = 60 \cdot 20{,}25 \cdot 1 \cdot 20\,000 = 24{,}4 \cdot 10^6$ млн циклов;

для колеса ($n_2 = n_в = 3{,}7$ мин$^{-1}$)

$N_{K2} = 60 n_2 c L_h = 60 \cdot 3{,}7 \cdot 1 \cdot 20\,000 = 4{,}4 \cdot 10^6$ млн циклов.

Итак, коэффициент долговечности:

шестерни

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{(24{,}4 \cdot 10^6)}} < 1;$$

колеса

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{\left(4{,}4 \cdot 10^6\right)}} < 1.$$

С учетом рекомендаций к условию (5.17) принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$. Поскольку приложение нагрузки одностороннее, то $Y_A = 1$ (см. с. 60).

Допустимые напряжения изгиба:

шестерни

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma^0_{F\lim b_1}}{S_F} Y_{N1} Y_A = \frac{460{,}25}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 271 \text{ МПа};$$

колеса

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma^0_{F\lim b_2}}{S_F} Y_{N2} Y_A = \frac{378}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 223 \text{ МПа}.$$

4. Определяем основные геометрические параметры передачи. Модуль передачи [см. формулу (5.47)]

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1}} Y_{FS1}} = 14 \sqrt[3]{\frac{507 \cdot 1{,}4 \cdot 3{,}98}{22^2 \cdot 0{,}4 \cdot 271}} \approx 11 \text{ мм}.$$

Для открытой передачи $K_m = 14$. Число зубьев шестерни $z_1 = 17...25$. Принимаем $z_1 = 22$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u_{з.п} = 22 \cdot 5{,}5 = 121$. Коэффициент формы зуба Y_{FS} определяем по числу зубьев (см. с. 67): $Y_{FS1} = 3{,}98$; $Y_{FS2} = 3{,}6$. Параметр ψ_{bd} определяем по таблице 5.12: для консольного расположения колес $\psi_{bd} = 0{,}4$. Коэффициент $K_{F\beta}$ определяем по графику (см. рис. 5.7): $K_{F\beta} = 1{,}4$.

Момент на шестерне $T_1 = T_2/(u_{з.п}\eta_{з.п}) = 26\,500/(5{,}5 \cdot 0{,}95) \approx 507$ Н · м. Коэффициент полезного действия открытой зубчатой передачи $\eta_{з.п} = 0{,}95$.

Уточняя полученное значение модуля по ГОСТ 9563—60 (см. с. 62), принимаем $m = 10$ мм.

Диаметры делительных окружностей: шестерни $d_{w1} = mz_1 = 10 \cdot 22 = 220$ мм; колеса $d_{w2} = mz_2 = 10 \cdot 121 = 1210$ мм.

Межосевое расстояние передачи $a_w = 0{,}5(d_{w1} + d_{w2}) = 0{,}5(220 + 1210) = 715$ мм. Ширина зубчатого венца $b_w = \psi_{bd} d_{w1} =$

rusautomobile.ru

$= 0{,}4 \cdot 220 = 88$ мм. По ГОСТ 6636—69 принимаем $b_w = 90$ мм.

5. Выполняем проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба. Поскольку передача прямозубая цилиндрическая, то расчет ведем по формуле (5.49), предварительно определяя составляющие ее величины.

Окружная сила $F_t = 2T_2/d_{w2} = 2 \cdot 26\,500 \cdot 10^3/1210 = 43\,802$ Н.

Коэффициент нагрузки [см. формулу (5.50)] $K_F = K_A K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1{,}4 \times 1{,}11 \cdot 1 = 1{,}55$.

Здесь $K_A = 1$; $K_{F\beta} = 1{,}4$ (см. рис. 5.8); $K_{F\alpha} = 1$; $K_{Fv} = 1{,}11$ (см. табл. 5.11) при окружной скорости колес

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 1210 \cdot 3{,}7}{60000} = 0{,}24 \text{ м/с}.$$

По таблице 5.7 назначаем степень точности передачи 9.

Коэффициент формы зуба шестерни $Y_{FS1} = 3{,}98$, колеса $Y_{FS2} = 3{,}6$ (см. с. 67).

Определяем напряжения изгиба для наиболее слабого элемента по отношению σ_{FP}/Y_{FS}:

для шестерни

$\sigma_{FP1}/Y_{FS1} = 271/3{,}98 = 68{,}1$;

для колеса

$\sigma_{FP2}/Y_{FS2} = 223/3{,}6 = 61{,}9$.

Итак, наиболее слабый элемент — колесо. Поэтому напряжения изгиба рассчитываем для колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_w m} K_F K_{Fv} Y_{FS2} = \frac{43\,802}{90 \cdot 10} \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}11 \cdot 3{,}6 = 272{,}3 \text{ МПа},$$

что больше допустимого значения.

Степень перегрузки зубчатой передачи

$$\Delta = \frac{\sigma_{FP} - \sigma_F}{\sigma_{FP}} \cdot 100 = \frac{223 - 272{,}3}{223} \cdot 100 = 22\%.$$

Поскольку полученная степень перегрузки превышает 5 %, что недопустимо, корректируем ширину зубчатого венца колес:

$$b'_w = \frac{\sigma_{F2}}{\sigma_{FP2}} b_w = \frac{272{,}3}{223} \cdot 90 = 109{,}9 \text{ мм}.$$

Принимаем $b'_w = 100$ мм. Вычисляем параметр $\psi_{bd} = b'_w / d_{w1} = 110/220 = 0{,}5$, что допустимо.

Диаметры окружностей вершин зубьев: шестерни $d_{a1} = d_{w1} + 2m = 220 + 2 \cdot 10 = 240$ мм; колеса $d_{a2} = d_{w2} + 2m = 1210 + 2 \cdot 10 = 1230$ мм.

Диаметры окружностей впадин зубьев: шестерни $d_{f1} = d_{w1} - 2{,}5m = 220 - 2{,}5 \cdot 10 = 195$ мм; колеса $d_{f2} = d_{w2} - 2{,}5m = 1210 - 2{,}5 \cdot 10 = 1185$ мм.

6. Определяем силы, действующие в зацеплении:

окружные $F_{t1} = -F_{t2} = 43\,802$ Н (см. п. 5);

радиальные $F_{r1} = -F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha = 43\,802 \times 0{,}364 = 15\,944$ Н (при угле зацепления $\alpha = 20°$).

Пример 3. Рассчитать зубчатую передачу одноступенчатого конического редуктора. Исходные данные для расчета: вращающий момент на тихоходном валу редуктора $T_2 = 120$ Н · м, частота вращения быстроходного вала редуктора $n_1 = 950$ мин$^{-1}$, $n_2 = 301$ мин$^{-1}$, передаточное число редуктора $u = 3{,}15$, нагрузка постоянная, ресурс работы передачи $L_h = 15\,000$ ч.

1. Выбираем материалы зубчатых колес и определяем допустимые напряжения. По таблице 5.1 назначаем для изготовления шестерни сталь 40Х, после термического упрочнения — улучшения (*HB* 260...280), $\sigma_в = 950$ МПа, $\sigma_т = 700$ МПа; для колеса ту же сталь 40Х после улучшения, но твердостью на 15 единиц ниже (*HB* 230...260), $\sigma_в = 850$ МПа, $\sigma_т = 550$ МПа.

Допустимые контактные напряжения определяем по формуле (5.4). Предел контактной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов (см. табл. 5.2):

для шестерни $\sigma_{H\,\lim b1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610$ МПа;

для колеса $\sigma_{H\lim b2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560$ МПа; при расчетной твердости $HB_1 = 0{,}5(HB_{\min 1} + HB_{\max 1}) = 0{,}5(260 + 280) = 270$;

$HB_2 = 0{,}5(HB_{\min 2} + HB_{\max 2}) = 0{,}5(230 + 260) = 245$.

Для однородной структуры материала $S_{H\min} = 1{,}1$ (см. с. 58). Коэффициент долговечности $Z_N = \sqrt[6]{\dfrac{N_{H\lim}}{N_K}}$ определя-

rusautomobile.ru

ем графически. Для этого сначала по рисунку 5.4 находим для шестерни $N_{H\lim 1} = 20 \cdot 10^6$, для колеса $N_{H\lim 2} = 15 \cdot 10^6$. Затем вычисляем расчетное число циклов напряжений при постоянном режиме нагружения [см. формулу (5.6)]:

для шестерни

$N_{K1} = 60 n_1 c L_h = 60 \cdot 950 \cdot 1 \cdot 15\,000 = 8{,}55 \cdot 10^8$ млн циклов;

для колеса

$N_{K2} = 60 n_2 c L_h = 60 \cdot 302 \cdot 1 \cdot 15\,000 \approx 2{,}72 \cdot 10^8$ млн циклов.

Здесь $n_2 = n_1/u = 950/3{,}15 \approx 302$ мин$^{-1}$.

Коэффициент долговечности определяем по графику (см. рис. 5.3) в зависимости от отношения $N_K/N_{H\lim}$:

для шестерни при $N_{K1}/N_{H\lim 1} = 8{,}55 \cdot 10^8/(20 \cdot 10^6) \approx 42{,}75$ получаем $Z_{N1} = 0{,}82$;

для колеса при $N_{K2}/N_{H\lim 2} = 2{,}72 \cdot 10^8/(15 \cdot 10^6) \approx 18$ находим $Z_{N2} = 0{,}89$.

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim b1}}{S_{H\min}} Z_{N1} = \frac{610}{1{,}1} \cdot 0{,}82 = 454{,}7 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim b2}}{S_{H\min}} Z_{N2} = \frac{560}{1{,}1} \cdot 0{,}88 = 448 \text{ МПа}.$$

С учетом рекомендаций параграфа 5.2 определяем расчетное допустимое контактное напряжение

$$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0{,}45 \cdot (454{,}7 + 448) = 406{,}2 \text{ МПа}.$$

Это значение меньше $\sigma_{HP\min}$, поэтому согласно условию (5.13) принимаем $\sigma_{HP} = \sigma_{HP\min} = 448$ МПа.

Допустимое напряжение изгиба определяем по формуле (5.21).

Предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов (см. табл. 5.3):

для шестерни

$\sigma^0_{F\lim b_1} = 1{,}75 HB_1 = 1{,}75 \cdot 270 = 472{,}5$ МПа;

для колеса

$\sigma^0_{F\lim b_2} = 1{,}75 HB_2 = 1{,}75 \cdot 245 = 428{,}75$ МПа.

Коэффициент запаса прочности при изгибе $S_F = 1{,}7$ (см. табл. 5.3). Коэффициент долговечности при изгибе [см. формулу (5.16)] с учетом $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ (для стали):

для шестерни

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{N_{F\lim}/N_{K1}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6/\left(8{,}55 \cdot 10^8\right)} < 1;$$

для колеса

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{N_{F\lim}/N_{K2}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6/\left(2{,}71 \cdot 10^8\right)} < 1.$$

Принимаем $Y_{N1} = 1$, $Y_{N2} = 1$. При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$ (см. с. 60).

Допустимые напряжения изгиба:

для шестерни

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma^0_{F\lim b1}}{S_F} Y_{N1} Y_A = \frac{472{,}5}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 278 \text{ МПа}.$$

для колеса

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma^0_{F\lim b2}}{S_F} Y_{N2} Y_A = \frac{428{,}75}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 252{,}2 \text{ МПа}.$$

2. Определяем основные геометрические параметры зубчатой передачи. Внешний делительный диаметр колеса [см. формулу (5.75)] при коэффициенте $K_{be} = 0{,}285$

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{\sigma^2_{HP} \nu_H}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 1{,}05 \cdot 3{,}15}{448^2 \cdot 0{,}85}} = 218{,}6 \text{ мм}.$$

Коэффициент $K_{H\beta} = 1{,}05$ (см. рис. 5.27); коэффициент вида зубьев $\nu_H = 0{,}85$.

По ГОСТ 2742—86 (см. табл. 5.19) принимаем $d_{e2} = 225$ мм, ширину зубчатого венца $b_w = 34$ мм. Окружная скорость колес

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 225 \cdot 301}{60000} = 3{,}54 \text{ м/с}.$$

При таком значении скорости допускается применение прямозубых колес.

По рекомендациям параграфа 5.5 число зубьев шестерни должно быть $z_1 = 18...24$. Принимаем $z_1 = 20$; число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 20 \cdot 3{,}15 = 63$.

Внешний окружной модуль зубча-

rusautomobile.ru

тых колес $m_e = d_{e2}/z_2 = 225/63 = 3{,}57$ мм. Полученное значение проверяем по условию: $m_e \geq b_w/10 = 3{,}4$. Условие выполняется. В противном случае следует уменьшить число зубьев колес (см. рис. 5.24). Значение модуля может быть нестандартным.

По формулам, приведенным в таблице 5.14, определяем внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0{,}5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 3{,}57 \sqrt{20^2 + 63^2} =$$

$= 117{,}985$ мм и углы делительных конусов: $\operatorname{tg}\delta_1 = 1/u = 1/3{,}15 = 0{,}31746 \Rightarrow \delta_1 = 17°36'$; $\delta_2 = 90° - 17°36' = 72°24'$.

Внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = m_e z_1 = 3{,}57 \cdot 20 = 71{,}4$ мм. Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0{,}5 b_w = 117{,}985 - 0{,}5 \cdot 34 = 100{,}985$ мм. Коэффициент относительной ширины колеса $K_{be} = b_w/R_e = 34/117{,}985 = 0{,}288$.

Средние делительные диаметры:

колеса $d_{m2} = (1 - 0{,}5 K_{be}) \cdot d_{e2} = (1 - 0{,}5 \times 0{,}288) 225 = 192{,}6$ мм;

шестерни $d_{m1} = (1 - 0{,}5\, K_{be}) \cdot d_{e1} = (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}288) 71{,}4 = 61{,}12$ мм.

Средний окружной модуль $m = m_e R_m / R_e = 3{,}57 \cdot 100{,}985/117{,}985 = 3{,}06$ мм.

3. Выполняем проверочный расчет передачи на контактную выносливость [см. формулу (5.82)]. Значения коэффициентов, входящих в эту формулу, принимаем по рекомендациям параграфа 5.5: для прямозубой передачи $Z_H = 2{,}5$; $Z_E = 190$ МПа;

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4 - 1{,}669)/3} = 0{,}88$, коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{20} + \frac{1}{63}\right) =$$

$= 1{,}669$. Уточняем окружную скорость колес по среднему диаметру:

$$v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 61{,}12 \cdot 950}{60000} = 3{,}04 \text{ м/с}.$$

По таблице 5.7 принимаем степень точности изготовления передачи 8.

Коэффициенты: $K_{H\alpha} = 1$ (для прямозубых передач); $K_{H\beta} = 1{,}05$ (см. рис. 5.28, кривая *I*); $K_{Hv} = 1{,}07$ (см. табл. 5.11).

Окружная сила на среднем диаметре $F_{tm} = 2T_2/d_{m2} = 2 \cdot 120 \cdot 10^3/192{,}6 = 1247$ Н.

Контактные напряжения в зубьях

$$\sigma_H = 2{,}5 \cdot 190 \cdot 0{,}88 \sqrt{\frac{1247 \cdot 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}17 \sqrt{3{,}15^2 + 1}}{34 \cdot 61{,}12 \cdot 3{,}15 \cdot 0{,}85}} =$$

$= 399$ МПа.

Полученное значение меньше допустимого.

Отклонение расчетного значения напряжения от допустимого, или степень перегрузки редуктора,

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100 = \frac{448 - 399}{448} \cdot 100 = 10{,}9\%,$$

что допустимо.

4. Выполняем проверочный расчет прямозубых передач на выносливость при изгибе [см. формулу (5.82)]. Чтобы определить коэффициенты, входящие в эту формулу, сначала вычисляем число зубьев эквивалентного колеса:

$$\text{шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{20}{0{,}953} = 21;$$

$$\text{колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{63}{0{,}302} = 29.$$

Затем по числу зубьев эквивалентного колеса принимаем значения коэффициента формы зуба (см. с. 67): $Y_{F1} = 4$; $Y_{F2} = 3{,}6$. Определяем коэффициенты $K_{F\beta} = 1{,}11$ (см. рис. 5.27) и $K_{Fv} = 1{,}1$ (см. табл. 5.11). Коэффициент формы зубьев для прямозубых колес $Y_F = 0{,}85$.

Напряжение изгиба:

для шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_{tm} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w m v_{F1}} = 4 \cdot \frac{1247 \cdot 1{,}11 \cdot 1{,}1}{34 \cdot 3{,}06 \cdot 0{,}85} =$$

$= 68{,}9$ МПа;

для колеса

$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2}/Y_{F1} = 68{,}9 \times 3{,}6/4 = 62$ МПа.

Полученные значения меньше допустимых (см. п. 1 данного примера).

5. Определяем силы, действующие в зацеплении:

$$F_{r1} = -F_{t2} = 1247 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = -F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_2 =$$

$$= 1247 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}953 = 433 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = -F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 =$$

$$= 1247 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}302 = 137 \text{ Н}.$$

rusautomobile.ru

В случае невыполнения условий п. 3 или п. 4 корректируют параметры передачи. Например, если рабочее напряжение σ_H будет превышать допустимое значение более чем на 10 %, то необходимо увеличить конусное расстояние (наибольший модуль) и пересчитать параметры передачи.

Контрольные вопросы и задания

1. Составьте классификацию зубчатых передач. 2. Перечислите основные преимущества и недостатки зубчатых передач. 3. Назовите основные виды повреждения и разрушения зубьев. 4. По каким критериям рассчитывают зубчатые передачи? 5. Чем различаются расчеты закрытых и открытых зубчатых передач? 6. Какие материалы применяют для изготовления зубчатых колес? 7. Какие виды термической и термохимической обработки применяют для упрочнения зубьев? 8. Какие основные параметры зубчатых передач стандартизованы? 9. Почему рекомендуется принимать число зубьев шестерни не менее 17? 10. Какие усилия возникают в зацеплении зубчатых передач и как их определяют? 11. Составьте алгоритм расчета цилиндрической зубчатой передачи, конической зубчатой передачи, планетарной передачи. 12. Запишите формулы для определения допустимых контактных напряжений, допустимых напряжений изгиба. Поясните смысл коэффициентов, входящих в формулы. 13. В каких случаях проектный расчет выполняют по контактным напряжениям, а в каких случаях — по напряжениям изгиба? 14. В чем особенности расчета планетарных передач? 15. Какие требования необходимо соблюдать при подборе чисел зубьев для колес планетарной передачи? 16. Перечислите основные кинематические и геометрические параметры конических зубчатых передач. 17. В чем особенности проектирования двухступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов? 18. Расскажите порядок эскизной компоновки зубчатых цилиндрических и конических редукторов.

rusautomobile.ru

Глава 6
ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В червячной передаче движение осуществляется по принципу винтовой пары. Передача состоит из червяка *1* (рис. 6.1), имеющего винтовую нарезку витков, и червячного колеса *2*. Ее используют для передачи вращательного движения между скрещивающимися осями валов (обычно под углом $\theta = 90°$) при необходимости реализации достаточно больших передаточных чисел ($u = 10...80$).

Преимущества червячных передач: высокие значения передаточных чисел, бесшумность и плавность работы, возможность получения точных и малых перемещений. Они допускают высокие перегрузки и могут обеспечить самоторможение механизма. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса (например, под действием силы тяжести поднимаемого груза).

К недостаткам червячных передач можно отнести низкий КПД вследствие высокой скорости скольжения в зоне контакта витков червяка с зубьями колеса и значительное в связи с этим тепловыделение, ускоренное изнашивание и склонность к заеданию, необходимость применения дорогих антифрикционных материалов с невысокими механическими свойствами, повышенные требования к точности изготовления и сборки, необходимость регулировки зацепления.

По форме внешней поверхности червяка (рис. 6.2) передачи бывают с цилиндрическим (*а*) и глобоидным (*б*) червяком. Глобоидная передача характеризуется повышенным КПД и более высокой несущей способностью за счет увеличения длины линии контакта, но одновременно сложностью в изготовлении, сборке и большой чувствительностью к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников.

По форме боковой поверхности витка передачи бывают трех типов: с архимедовым (*ZA*), конволютным (*ZN*) и эвольвентным (*ZI*) червяками, которые изготавливают разными способами.

Выбор профиля витка червяка в основном определяется технологическими соображениями. В машиностроении широко применяют архимедовы червяки. Для их изготовления не требуется специальных станков, но шлифование витков затруднено, так как для этих целей требуются шлифовальные круги фасонного профиля. Архимедовы червяки используют при твердости материала $HB \le 350$.

Эвольвентные и конволютные червяки применяют при высокой твердости рабочих поверхностей (не менее $45HRC$), так как шлифование их после термообработки не сопряжено с техническими трудностями.

Направление витков червяка может быть правое или левое. В основном используют червяки с правой нарезкой.

6.2. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основные геометрические параметры цилиндрических червячных передач — модуль зацепления m, число витков (заходов) червяка z_1 и зубьев колеса

rusautomobile.ru

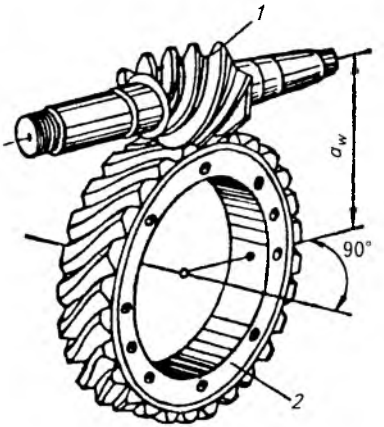


Рис. 6.1. Червячная передача:

1 — червяк; *2* — червячное колесо

z_2, коэффициент диаметра червяка q, номинальное значение передаточного числа $u_{ном}$ и межосевое расстояние a_w регламентированы ГОСТ 2144—76*.

В червячных передачах модуль $m = p/\pi$ (здесь p — осевой шаг червяка, мм). Для червяка этот модуль осевой, для колеса — торцевой. Значения модулей m, мм, регламентированы стандартом:

Ряд 1 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20
Ряд 2 3; 3,5; 6; 7; 12; 14

Число витков червяка z_1 принимают 1, 2 или 4 ($z_1 = 3$ стандартом не предусмотрено). Величину z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа u червячной пары:

u	8...14	14...30	Свыше 30
z_1	4	2	1

По условию неподрезания основания ножки зуба колеса число зубьев колеса должно быть $z_2 \geq 27$. Значения $z_2 > 83$ принимать не рекомендуется, так как снижается прочность зубьев червячного колеса на изгиб. Диапазон оптимальных значений $z_2 = 32...63$.

Передаточное число червячной передачи

$$u = z_2/z_1 = n_1/n_2, \qquad (6.1)$$

где n_1, n_2 — частоты вращения соответственно червяка и колеса.

Для червячных передач стандартных редукторов передаточные числа выбирают из следующих значений:

Ряд 1 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,3; 40; 50; 63; 80
Ряд 2 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Для получения минимальных габаритных размеров передачи рекомендуется принимать наименьшее возможное значение z_1. Однако следует иметь в виду, что при этом КПД передачи будет минимальным. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

Значения коэффициента q диаметра червяка, введенного для удобства расчета геометрических параметров, регламентированы стандартом:

Ряд 1 8; 10; 12,5; 16; 20
Ряд 2 7; 9; 12; 14

С целью уменьшения номенклатуры зубонарезного инструмента ГОСТ 2144—76 рекомендует принимать этот параметр в сочетании с модулем зацепления и числом витков червяка из следующих соотношений:

m, мм	2; 2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20

Продолжение

m, мм	16
q	8; 10; 12,5; 16

Фактическое значение q следует выбирать, исходя из обеспечения достаточной жесткости червяка, после предварительного расчета q по приближенной зависимости

$$q_{min} \approx 0{,}25 z_2. \qquad (6.2)$$

При выборе q следует также учиты-

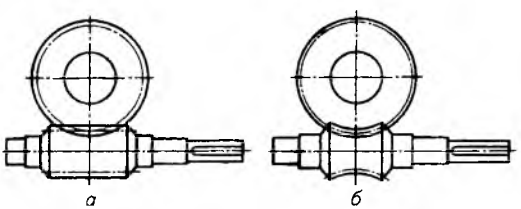


Рис. 6.2. Передача с цилиндрическим (*а*) и глобоидным (*б*) червяками

rusautomobile.ru

6.1. Значения углов подъема винтовой линии червяка γ

Число заходов червяка	Значения γ при коэффициенте q							
	8	9	10	12	12,5	14	16	20
1	7°07′30″	6°20′25″	5°42′38″	4°45′49″	4°34′26″	4°05′08″	3°34′35″	2°51′45″
2	14°02′10″	12°31′44″	11°18′36″	9°27′44″	9°05′25″	8°07′48″	7°07′30″	5°42′38″
4	26°33′54″	23°57′45″	21°48′05″	18°26′06″	17°44′41″	15°56′43″	14°02′10″	11°18′36″

6.2. Формулы для расчета геометрических параметров червячных передач с архимедовым червяком типа *ZA* (рис. 6.4)

Параметр	Обозначение	Формулы, рекомендации
Высота витка червяка	h_1	$h_1 = h^*m = 2{,}2m$
Высота головки витка червяка и зуба колеса	$h_{a1}(h_{a2})$	$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m$
Делительный диаметр:		
червяка	d_1	$d_1 = qm$
червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2 m$
Диаметр вершин:		
витков червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}^* m = d_1 + 2m = m(q+2)$
зубьев червячного колеса	d_{a2}	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$
Диаметр впадин:		
витков червяка	d_{f1}	$d_{f1} = m(q - 2{,}4)$
зубьев червячного колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2m\left(h_f^* - x\right) = d_2 - 2m(1{,}2 - x)$
Начальные диаметры:		
червяка	d_{w1}	$d_{w1} = (q + 2x)m$
колеса	d_{w2}	$d_{w2} = d_2$
Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{aм2}$	$d_{aм2} \le d_{a2} + \dfrac{6m}{z_1 + 2}$
Длина нарезной части червяка	b_1	См. табл. 6.3
Ширина зубчатого венца червячного колеса	b_2	Рекомендуется принимать $b_2 \le 0{,}75d_{a1}$ при $z_1 = 1; 2$ $b_2 \le 0{,}67d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Условный угол обхвата	2δ	$2\delta = 2\arcsin\left(\dfrac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m}\right)$

Примечание: $h^* = 2{,}2$ — коэффициент высоты витков исходного червяка (ГОСТ 19036—94); $h_a^* = 1$ — коэффициент высоты головки витка; $h_f^* = 1{,}2$ — коэффициент высоты ножки витка.

вать, что с увеличением этого коэффициента уменьшается КПД передачи.

Межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5(d_1 + d_2) = 0{,}5m(q + z_2). \qquad (6.3)$$

Для стандартных редукторов значение a_w, мм, регламентировано ГОСТ 2144—76*:

Ряд 1 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500

Ряд 2 45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 225; 280; 355; 450

Если полученное значение a_w не соответствует стандартному, то необходимо изменить сочетания параметров m и q или применить передачи со смещением (корригированные), причем смещают только червячное колесо. Необходимый коэффициент смещения инструмента при заданном межосевом расстоянии

$$x = \Delta a/m = a_w/m - 0{,}5(q + z_2). \qquad (6.4)$$

Положительное смещение приводит к увеличению межосевого расстояния.

rusautomobile.ru

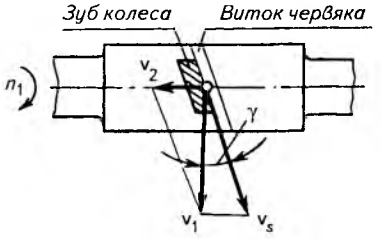


Рис. 6.3. Схема для определения скорости скольжения

В этом случае

$$a_w = 0{,}5(d_1 + d_2 + 2mx) = \\ = 0{,}5m(q + z_2 + 2x). \qquad (6.5)$$

Рекомендуемый диапазон значений коэффициента смещения $-1 \le x \le 1$. В передачах без смещения $x = 0$.

Важным геометрическим параметром червяка является также угол γ подъема винтовой линии червяка. Из рисунка 6.3 видно, что

$$\operatorname{tg}\gamma = v_2/v_1 = z_1/q, \qquad (6.6)$$

где v_1, v_2 — окружные скорости соответственно червяка и колеса. Формулы для расчета скоростей даны в параграфе 6.3.

Значения угла γ принимают в зависимости от числа заходов червяка по таблице 6.1.

Размеры червячных передач с архимедовым червяком типа *ZA* рассчитывают по формулам, указанным в таблицах 6.2 и 6.3.

6.3. Формулы для определения длины b_1 нарезной части червяка

Коэффициент смещения червячного колеса x	Формулы	
	при $z_1 = 1; 2$	при $z_1 = 4$
-1	$b_1 \ge (10{,}5 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \ge (10{,}5 + 0{,}09z_2)m$
$-0{,}5$	$b_1 \ge (8 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \ge (9{,}5 + 0{,}09z_2)m$
0	$b_1 \ge (11 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \ge (12{,}5 + 0{,}09z_2)m$
0,5	$b_1 \ge (11 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \ge (12{,}5 + 0{,}1z_2)m$
1	$b_1 \ge (12 + 0{,}1z_2)m$	$b^1 \ge (13 + 0{,}1z_2)m$

Примечание. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину следует увеличить: на 25 мм при $m < 10$ мм; 35...40 мм при $m = 10...16$ мм; 50 мм при $m > 16$ мм.

6.3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ. КПД ПЕРЕДАЧИ

Скольжение в передаче обусловлено разным направлением окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2. Когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления, относительная скорость скольжения v_s (см. рис. 6.3) направлена по касательной к винтовой линии червяка. В этой точке окруж-

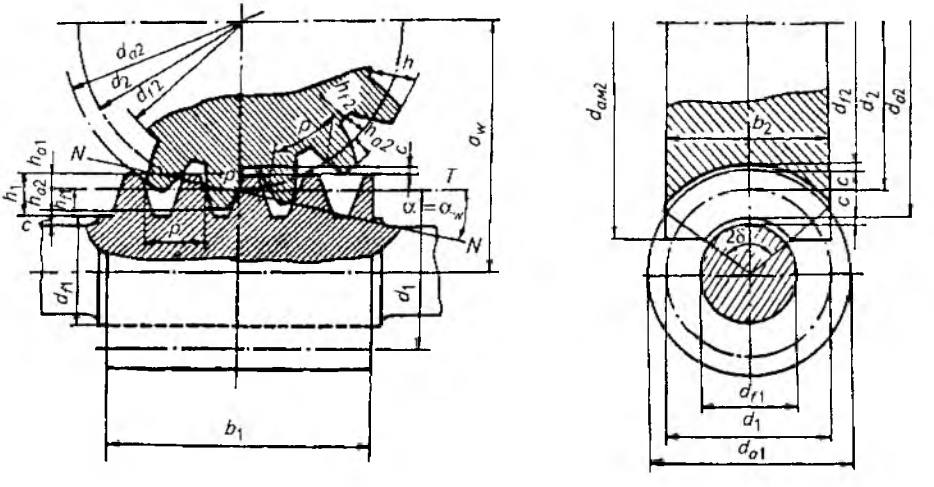


Рис. 6.4. Основные геометрические параметры червячной передачи

rusautomobile.ru

6.4. Рекомендации по выбору степени точности изготовления червячных передач (ГОСТ 3675—81)

Степень точности	Скорость скольжения, м/с	Обработка	Область применения
7	До 10	Закалка (*HRC* 48...54), шлифовка и полировка червяка. Нарезка колеса шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и повышенными требованиями к габаритным размерам
8	До 5	Допустимая твердость червяка *HB*<350 без шлифовки. Нарезка колеса шлифованными червячными фрезами. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритным размерам и точности
9	До 2	Червяк твердостью *HB* <350 без шлифовки. Нарезка колеса любым способом	Передачи открытые низкоскоростные с кратковременной работой или ручным приводом

ные скорости, м/с, определяют по формулам

$$v_1 = \pi d_1 n_1/(60 \cdot 10^{-3});$$
$$v_2 = \pi d_2 n_2/(60 \cdot 10^{-3}),$$

где d_1, d_2 — делительные диаметры соответственно червяка и колеса, мм; n_1, n_2 — частоты вращения червяка и колеса, мин$^{-1}$.

Из параллелограмма скоростей следует, что

$$v_s = v_1/\cos\gamma = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 10^3 \cos\gamma} = \frac{m n_1}{19\,100}\sqrt{z_1^2 + q^2}. \quad (6.7)$$

При проектном расчете, когда геометрические параметры передачи неизвестны, значение скорости скольжения можно предварительно найти по формуле

$$v_s = 4{,}5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (6.8)$$

где T_2 — номинальный вращающий момент на валу колеса, Н · м.

Степени точности червячных передач. Для червячных передач установлены 12 степеней точности, для каждой из которых предусмотрены нормы кинематической точности, плавности и контакта зубьев и витков. В трансмиссиях обычно применяют 7-ю ($v_s \le 10$ м/с), 8-ю ($v_s \le 5$ м/с) и 9-ю ($v_s \le 2$ м/с) степени точности (табл. 6.4). Использование степени точности 9 для червячных передач редукторов запрещено.

КПД червячной передачи определяют аналогично КПД резьбовой пары по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (6.9)$$

где ρ' — приведенный угол трения, определяемый экспериментально с учетом относительных потерь мощности в зацеплении, опорах и на перемешивание масла.

Значения приведенного угла трения $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ (здесь f' — приведенный коэффициент трения) выбирают по фактической скорости скольжения v_s (табл. 6.5).

С увеличением числа заходов червяка z_1 возрастает КПД передачи, но уменьшается передаточное число. КПД

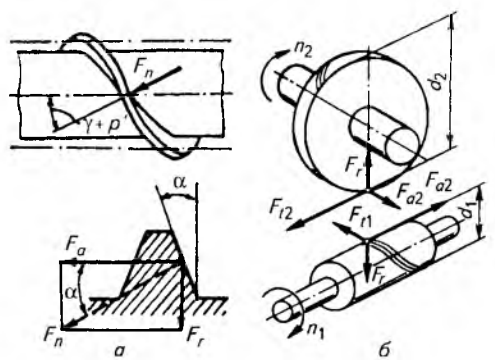


Рис. 6.5. Схема приложения нормальной нагрузки к боковой поверхности червяка и ее составляющие (*а*). Силы, действующие в червячном зацеплении (*б*)

rusautomobile.ru

6.5. Приведенные коэффициенты трения f' и углы трения ρ'

Скорость скольжения, м/с	Материал венца червячного колеса							
	Оловянная бронза				Безоловянная бронза, латунь		Серый чугун	
	Твердость рабочих поверхностей витков червяка							
	$HRC > 45$		$HRC \le 45$		$HRC > 45$		$HRC > 45$	
	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'
0,01	0,11	6°17′	0,12	6°51′	0,17	7°30′	0,18	9°40′
0,1	0,080	4°34′	0,09	5°08′	0,125	7°07′	0,13	7°24′
0,25	0,065	3°43′	0,075	4°17′	0,095	5°26′	0,1	5°43′
0,5	0,055	3°09′	0,065	3°43′	0,085	4°52′	0,09	5°09′
1	0,045	2°35′	0,055	3°09′	0,065	3°43′	0,07	4°00′
1,5	0,04	2°17′	0,05	2°51′	0,055	3°09′	0,065	3°43′
2	0,035	2°00′	0,045	2°35′	0,05	2°51′	0,655	3°09′
2,5	0,03	1°43′	0,04	2°17′	0,045	2°35′	0,051	2°55′
3	0,028	1°36′	0,035	2°00′	0,04	1°43′	0,042	1°43′
4	0,024	1°22′	0,031	1°47′	0,035	2°00′	—	—
5	0,022	1°16′	0,029	1°40′	0,03	1°43′	—	—
8	0,018	1°02′	0,026	1°29′	0,025	1°26′	—	—
10	0,016	0°55′	0,024	1°22′	—	—	—	—
15	0,014	0°48′	0,02	1°09′	—	—	—	—

Примечание. Для передач с чугунным колесом и стальным червяком твердостью $HB < 350$ значения f' и ρ' увеличивают на 20 % относительно указанных для серого чугуна при $HRC > 45$.

червячной передачи зависит от применяемого сорта масла, твердости и шероховатости рабочих поверхностей витков червяка.

На первом этапе проектирования, когда параметры передачи еще неизвестны, можно ориентировочно принимать: $\eta = 0{,}7$ при $z_1 = 1$; $\eta = 0{,}75...0{,}82$ при $z_1 = 2$; $\eta = 0{,}87...0{,}92$ при $z_1 = 4$.

Силы, действующие в червячном зацеплении. Нормальную силу F_n, приложенную в полюсе зацепления (рис. 6.5, *а*), заменяют тремя взаимно перпендикулярными составляющими (рис. 6.5, *б*): окружной F_t, радиальной F_r и осевой F_a.

Окружная сила F_{t2} на червячном колесе равна осевой F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = -F_{a1} = 2T_2/d_2. \qquad (6.10)$$

Осевая сила на колесе равна окружной силе на червяке:

$$F_{t1} = -F_{a2} = 2T_1/d_1 = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,(\gamma + \rho'). \qquad (6.11)$$

Радиальная сила на колесе и червяке

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2}\,\mathrm{tg}\alpha, \qquad (6.12)$$

где $\alpha = 20°$ — угол профиля в осевом сечении архимедова червяка (см. рис. 6.5, *а*).

6.4. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ. ДОПУСТИМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Общие сведения. Основными причинами выхода из строя червячных передач являются заедание, изнашивание, поверхностные разрушения (усталостное выкрашивание и пластическая деформация) рабочих поверхностей зубьев колеса, усталостная поломка зубьев колеса.

Заедание наиболее опасно для колес, изготовленных из безоловянных бронз и чугунов. В этом случае заедание переходит в задир с последующим интенсивным изнашиванием. Интенсивность изнашивания существенно зависит от качества смазочного материала, точности монтажа, шероховатости рабочих поверхностей витков червяка, частоты пусков и остановок передачи.

Усталостное выкрашивание происходит в передачах, колеса которых изготовлены из мягких бронз, стойких против заедания.

Так как интенсивность изнашивания зависит от контактных напряжений, то основной расчет червячных передач — это расчет по контактным

rusautomobile.ru

напряжениям (проектный и проверочный). Расчет по напряжениям изгиба выполняют как проверочный для предупреждения излома зубьев. При действии кратковременных перегрузок необходим также проверочный расчет зубьев на статическую прочность по контактным напряжениям и на изгиб.

Материалы червячной пары. Наличие скольжения в передаче вызывает необходимость использования материалов с хорошими антифрикционными свойствами, высокой износостойкостью и стойкостью против заедания.

Червяки изготовляют из углеродистых или легированных сталей, подвергая их объемной или поверхностной термообработке. Червяки из сталей 45, 40Х, 40ХН и др. закаливают до твердости рабочих поверхностей 45...55 *HRC*, а червяки из сталей 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХН3А цементируют и закаливают до твердости 56...63 *HRC* с последующим шлифованием и полированием рабочих поверхностей. Для открытых передач и передач невысокой мощности с ручным приводом используют нешлифованные червяки из стали 45 с твердостью $HB \le 350$.

Зубчатые венцы червячных колес изготовляют из материалов, обладающих высокой сопротивляемостью заеданию и антифрикционными свойствами. К таким материалам относятся бронзы, латуни и чугуны. Марку материала выбирают в зависимости от скорости скольжения (табл. 6.6).

При высоких скоростях скольжения применяют высокооловянные бронзы, обладающие лучшими противозадирными свойствами, при $v_s \le 4$ м/с — безоловянные бронзы, латуни марок ЛАЖМц 66-6-3-2, ЛМцС 58-2-2 и др.

Допустимые контактные напряжения. Для колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию (с пределом прочности $\sigma_в < 300$ МПа), нагрузочная способность передачи ограничивается контактной усталостью. Допустимые контактные напряжения для таких колес определяют из условия

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^0 C_v Z_N, \qquad (6.13)$$

где $[\sigma_H]^0 = \sigma_в K_{\sigma H}$ — допустимое напряжение, МПа, при числе циклов напряжений, равном 10^7; $K_{\sigma H}$ — коэффициент, учитывающий твердость витков червяка: $K_{\sigma H} = 0{,}9$ при твердости рабочих поверхностей витков червяка $HRC > 45$; $K_{\sigma H} = 0{,}85$ при твердости $HRC < 45$; $K_{\sigma H} = 0{,}7$ при твердости $HB \le 350$; C_v — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба колеса.

Значение коэффициента C_v выбирают в зависимости от скорости скольжения:

v_s, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Коэффициент долговечности Z_N, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи при расче-

6.6 Характеристики материалов для червячных колес

Марка материала	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Скорость скольжения v_s, м/с
БрО10Н1Ф1	Ц	290	170	Свыше 10
БрО10Ф-1	П	200	120	
	К	240	160	
БрОНФ	Ц	290	170	
БрО6Ц6С3	П	180	90	4...10
	К	200	90	
БрО5Ц5С5	К	220	90	
БрА10Ж3Мц1,5	П	395	300	До 4
	К	490	360	
БрА9Ж3Л	П	395	195	До 4
	К	495	195	
	Ц	500	200	
СЧ 15	П	314*	—	До 2
СЧ 18	П	358*	—	
СЧ 20	П	392*	—	

* Предел прочности при изгибе ($\sigma_{в.и}$).

Условные обозначения способов отливки: П — в песчаную форму (при единичном производстве); К — в кокиль; Ц — центробежный.

rusautomobile.ru

тах на контактную выносливость,

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}, \qquad (6.14)$$

где N_{HE} — эквивалентное число циклов напряжений: $10^6 \le N_{HE} \le 25 \cdot 10^7$.

При переменном режиме нагружения [см. формулу (5.8)]

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 n_i L_{hi}, \qquad (6.15)$$

где k — число режимов; T_i — вращающий момент на колесе на i-м режиме, Н · м; n_i — частота вращения червячного колеса на i-м режиме, мин$^{-1}$; L_{hi} — ресурс работы на i-м режиме, ч.

При постоянной нагрузке

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h, \qquad (6.16)$$

где n_2 — частота вращения червячного колеса.

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

Для венца колеса из безоловянных бронз и чугунов допустимые контактные напряжения определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения v_s. Так, для червячного колеса из безоловянной бронзы и стального закаленного, шлифованного и полированного червяка

$$[\sigma_H] = 300 - 25 v_s; \qquad (6.17)$$

для колеса из чугуна и закаленного червяка

$$[\sigma_H] = 200 - 35 v_s; \qquad (6.18)$$

для колеса из чугуна и червяка из улучшенной стали

$$[\sigma_H] = 175 - 35 v_s.$$

Допустимые напряжения изгиба зубьев червячного колеса при расчете на выносливость при изгибе

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]^0 Y_N, \qquad (6.19)$$

где $[\sigma_F]^0$ — допустимое напряжение, МПа, соответствующее базовому числу циклов напряжений: для бронзы $[\sigma_F]^0 = 0{,}08\sigma_в + 0{,}25\sigma_т$.

Коэффициент долговечности при изгибе

$$Y_N = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}, \qquad (6.20)$$

где N_{FE} — эквивалентное число циклов напряжений зубьев червячного колеса за весь ресурс работы передачи.

При переменном режиме нагружения

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 n_i L_{hi}. \qquad (6.21)$$

Значения N_{FE} находятся в интервале $10^6 \le N_{FE} \le 25 \cdot 10^7$, а значения коэффициента долговечности $0{,}55 \le Y_N \le 1$.

Допустимые напряжения изгиба для чугуна

$$[\sigma_F] = 0{,}22\sigma_{в.и}, \qquad (6.22)$$

где $\sigma_{в.и}$ — предел прочности чугуна при изгибе.

Предельные допустимые напряжения (контактные $[\sigma_H]_{\max}$ и на изгиб $[\sigma_F]_{\max}$) определяют по таблице 6.7 и используют при проверке статической прочности зубьев колеса.

6.7. Предельные допустимые напряжения, МПа

Материал колеса	$[\sigma_H]_{max}$	$[\sigma_F]_{max}$
Оловянная бронза	$4\sigma_т$	$0{,}8\sigma_т$
Безоловянная бронза	$2\sigma_т$	$0{,}8\sigma_т$
Чугун	$1{,}65\sigma_{в.и}$	$0{,}6\sigma_{в.и}$

6.5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель проектного расчета — определение параметров, исключающих вероятность начала выкрашивания или возникновения заедания до истечения расчетного ресурса работы L_h. К таким параметрам относятся: межосевое расстояние a_w, модуль m, коэффициент диаметра q и число витков z_1 червяка, число зубьев z_2 и коэффициент смещения x колеса.

Межосевое расстояние можно ориентировочно определить по формуле

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2 / q[\sigma_H]} \right)^2 T_2 K_H}, \qquad (6.23)$$

где T_2 — наибольший вращающий момент на колесе, Н · мм; K_H — коэффициент нагрузки; $K_H \approx 1{,}1...1{,}2$.

rusautomobile.ru

Коэффициент q диаметра червяка предварительно определяют по зависимости (6.2).

Полученное значение a_w округляют до ближайшего значения по ГОСТ 2144—76*. Затем вычисляют осевой модуль зацепления, мм,

$$m=\frac{2a_w}{q+z_2}. \qquad (6.24)$$

Результат расчета округляют до ближайшего значения по ГОСТ 2144—76*, из которого можно выбрать величину q, соответствующую принятому модулю (см. также с. 182).

По формуле (6.4) вычисляют необходимый коэффициент смещения x. Все остальные параметры червяка и червячного колеса определяют по формулам таблиц 6.2 и 6.3.

Проектный расчет заканчивается определением фактического значения КПД.

6.6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

Расчет по контактным напряжениям. Цель расчета — предотвращение начала усталостного выкрашивания зубьев до истечения ресурса работы L_h.

Контактные напряжения, действующие на зубьях червячного колеса, определяют по формуле

$$\sigma_H=\frac{476}{d_2}\sqrt{\frac{T_2K_н}{d_1}}\le[\sigma_H], \qquad (6.25)$$

где d_2 — делительный диаметр колеса, мм; T_2 — вращающий момент на колесе, Н · мм; $K_н$ — коэффициент нагрузки; d_1 — делительный диаметр червяка, мм.

Коэффициент нагрузки с достаточной степенью точности рассчитывают по формуле

$$K_H=K_\beta K_v, \qquad (6.26)$$

где K_β — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев колеса; K_v — коэффициент динамичности нагрузки.

При постоянном режиме работы передачи (для безоловянных бронз)

$$K_\beta=1+(z_2/\theta)^3, \qquad (6.27)$$

где θ — коэффициент деформации червяка (табл. 6.8).

При постоянном режиме, когда происходит полная приработка зубьев, рекомендуется принимать $K_\beta=1$.

Коэффициент динамичности нагрузки, зависящий от скорости скольжения и степени точности изготовления передачи, принимают по таблице 6.9.

Допускается превышение фактического напряжения относительно допустимого не более 5 %, а снижение — на 10...15 %. При больших отклонениях следует либо выбрать другие материалы для червячной пары, либо изменить межосевое расстояние и повторить расчет.

Расчет по напряжениям изгиба. Сопротивление зубьев колеса усталостно-

6.8. Коэффициент деформации червяка θ

Число витков червяка z_1	Значения θ при q, равном							
	(7)	8	(9)	10	12,5	14	16	20
1	57	72	89	108	157	190	240	349
2	45	57	71	86	125	152	190	276
4	37	47	58	70	100	123	152	220

Примечание. Значения в скобках применять не рекомендуется.

6.9. Коэффициент динамичности нагрузки K_v

Степень точности (ГОСТ 3675—81)	Значения K_v при скорости скольжения, м/с			
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	—	—	1	1,1
7	—	1	1,1	1,2
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	—
9	1,2...1,3	—	—	—

rusautomobile.ru

му излому проверяют по условию:

$$\sigma_F = 0{,}7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \le [\sigma_F], \quad (6.28)$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев эквивалентного колеса, которое вычисляют по формуле $z_{v2} = z_2/\cos^3\gamma$; F_{t2} — окружная сила на червячном колесе; $K_F = K_H$ — коэффициент нагрузки; $m_n = m\cos\gamma$ — нормальный модуль.

Значения коэффициента формы зуба червячного колеса выбирают из следующих соотношений:

z_v	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,8	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61

Продолжение

z_v	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Напряжения изгиба, действующие в зубьях колес, размеры которых определены из расчета на контактную прочность, как правило, значительно ниже допустимых. Изменения размеров и пересчет передачи не требуются.

6.7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение, происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла $t_м$ не должна превышать допустимого значения $[t_м]$.

При естественном охлаждении редуктора температура масла

$$t_м = \frac{10^3 (1-\eta) P_1}{K_т A (1+\psi)} + t_o \le [t_м], \quad (6.30)$$

где η — КПД редуктора (уточненное значение); P_1 — мощность на валу червяка, кВт; $K_т$ — коэффициент теплопередачи поверхности корпуса, Вт/(м² · °С): при естественном охлаждении $K_т$ = = 12...18 Вт/(м² · °С); A — площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора без учета площади его дна, м²; ψ — коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора через основание (металлическую раму или плиту): ψ = 0,2...0,3 при установке корпуса на металлическое основание; ψ = 0 при установке на фундамент с плохой теплопроводностью (например, бетонный); t_o — температура окружающего воздуха: t_o = 20...30 °С.

Площадь A поверхности охлаждения корпуса редуктора определяют по его размерам в процессе эскизного проектирования или рассчитывают по формуле

$$A \approx 20 a_w^{1,7}. \quad (6.31)$$

Допустимая температура масла $[t_м]$ = = 90° при нижнем расположении червяка, $[t_м]$ = 80° при верхнем расположении.

Если $t_м > [t_м]$, то предусматривают отвод избыточного количества теплоты следующими способами: оребрением корпуса (увеличивается A); искусственной вентиляцией (возрастает $K_т$); с помощью системы жидкостного охлаждения (снижается $t_м$); применением циркуляционной смазочной системы с охлаждением.

Расположение ребер выбирают из условия лучшего обтекания их воздухом. При естественном охлаждении редуктора ребра располагают вертикально, чтобы нагретый воздух двигался вверх, при искусственном — горизонтально, т. е. вдоль направления потока воздуха от вентилятора.

Если при естественном охлаждении оребрение не дает желаемого результата, то необходимо применять искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора, крыльчатка которого закреплена снаружи корпуса на быстроходном валу так, чтобы воздушный поток обдувал возможно большую часть поверхности корпуса. Крыльчатку закрывают кожухом, а ребра на корпусе располагают горизонтально. В этом случае $K_т$ = 20... 30 Вт/(м² · °С).

Для отвода значительного количества теплоты применяют систему жидкостного охлаждения [$K_т$ = 100... 200 Вт/(м² · °С)] или циркуляционную смазочную систему.

rusautomobile.ru

6.8. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЖЕСТКОСТЬ И СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Расчет тела червяка на жесткость выполняют с целью предотвращения недопустимой концентрации нагрузки в зоне контакта.

Условие жесткости червяка имеет вид

$$f = \frac{\sqrt{(F_{t1} + F_{r1} L)^3}}{48 E I_f} \le [f], \qquad (6.32)$$

где f — прогиб червяка, мм; F_{t1}, F_{r1} — соответственно окружная и радиальная силы, действующие в зацеплении; L — расстояние между опорами червяка, мм. При предварительных расчетах принимают $L = (0{,}9...1)d_2$; E — модуль упругости материала червяка, МПа: $E = 2{,}06 \cdot 10^5$ МПа; I_f — приведенный момент инерции поперечного сечения нарезной части червяка (момент инерции цилиндрического стержня, эквивалентного червяку по деформации), мм^4; $[f]$ — допустимый прогиб, мм: $[f] = (0{,}005...0{,}008)m$; m — модуль зацепления, мм.

Приведенный момент инерции червяка вычисляют по формуле

$$I_f = \frac{\pi m^4}{64}(q + 2{,}4)^3 (q + 0{,}35). \qquad (6.33)$$

Если $f > [f]$, то необходимо или увеличить коэффициент q, или уменьшить расстояние L.

Расчет зубьев колеса на статическую прочность заключается в проверке контактной прочности рабочих поверхностей зубьев колеса и прочности их на изгиб под действием максимальной кратковременно действующей нагрузки. К такой нагрузке, вызывающей контактные и изгибные напряжения, обычно относят пиковый момент $T_{пик}$.

Условия прочности имеют вид

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_2}} \le [\sigma_H]_{\max}; \qquad (6.34)$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_2}} \le [\sigma_F]_{\max}. \qquad (6.35)$$

Величины $[\sigma_H]_{\max}$ и $[\sigma_F]_{\max}$ определяют по таблице 6.7.

Момент $T_{пик}$ на валу червячного колеса определяют в зависимости от $T_{\max}$ на валу двигателя с учетом передаточного отношения и КПД соответствующего участка кинематической цепи.

6.9. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Основные этапы компоновки червячных редукторов те же, что и у рассмотренных ранее цилиндрических и конических редукторов.

Эскизную компоновку червячного редуктора (рис. 6.7) выполняют в двух проекциях (желательно в масштабе 1 : 1) за несколько этапов.

На первом этапе намечают проекции компоновки в соответствии со схемой привода и наибольшими размерами зубчатого колеса. На проекциях проводят две горизонтальные параллельные линии на расстоянии a_w, которые являются осями проекций и осевыми линиями валов редуктора, и пересекают их перпендикулярной линией. Вычерчивают упрощенно червячную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными при проектном расчете. Из точки O_2 — центра червячного колеса — описывают делительную окружность радиусом $0{,}5d_{w2}$. От оси червяка вверх и вниз откладывают отрезки, равные $0{,}5d_{w1}$. Через полученные точки проводят горизонтальные линии, параллельные оси червяка. При этом линия начального диаметра червяка должна быть касательной к делительной окружности колеса. Из центра O_2 радиусом $0{,}5d_{aм2}$ проводят наибольшую окружность червячного колеса. Для изображения диаметра выступов червяка откладывают от его оси вверх и вниз отрезки, равные $0{,}5d_{a1}$. Вдоль оси червяка откладывают длину нарезки червяка b_1.

На продолжении горизонтальных линий, проходящих через центр червячного колеса O_2' и оси червяка (вторая проекция), проводят перпендикулярную линию. Из точки пересечения O_1' (центр червяка) описывают начальную окружность радиусом, равным $0{,}5d_{w1}$, и окружности вершин и впадин радиусами соответственно $0{,}5d_{a1}$ и $0{,}5d_{a2}$. Затем из центра O_1' проводят дуги, которые служат границей поверх-

rusautomobile.ru

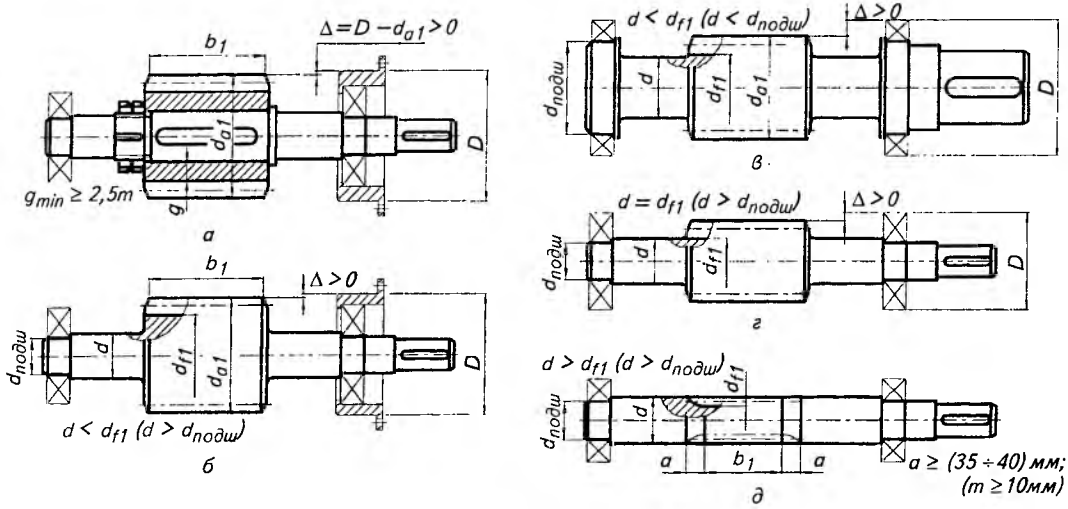
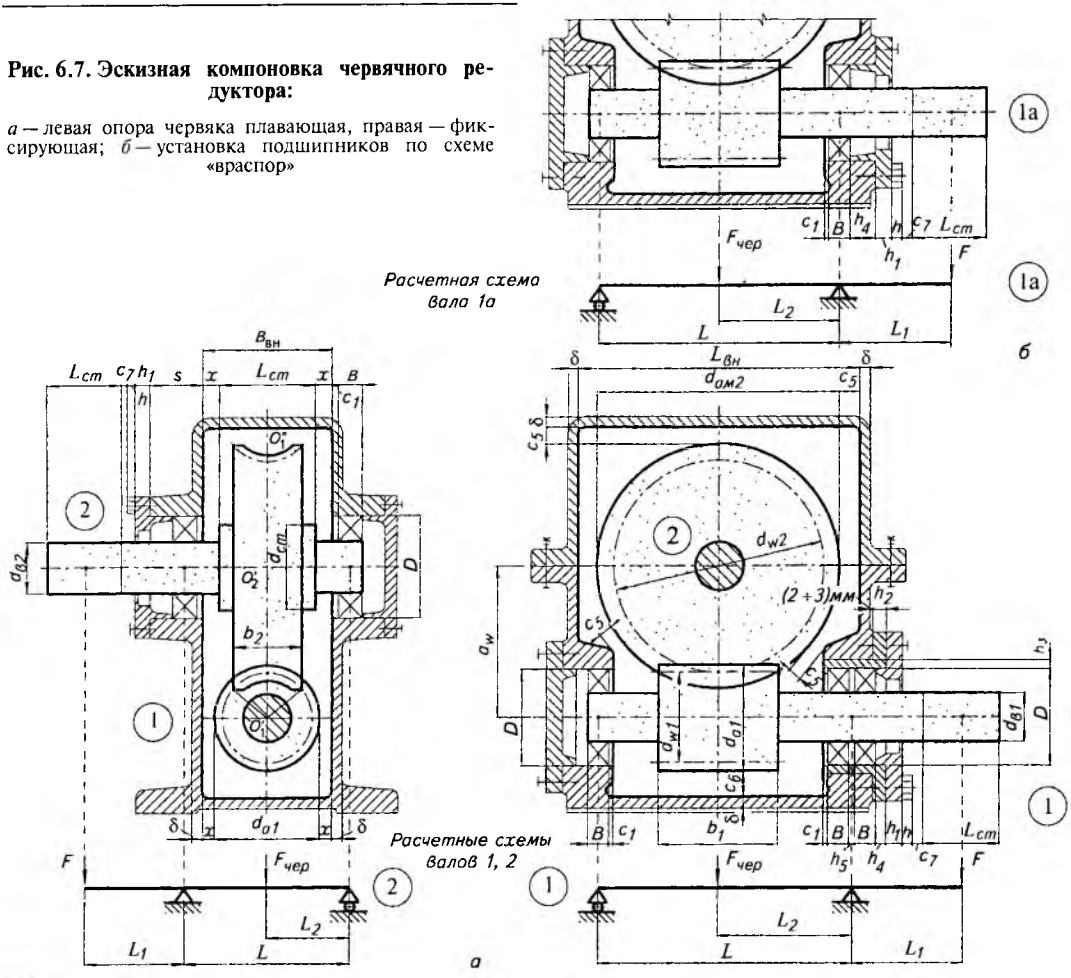


Рис. 6.6. Конструкции червяков

Рис. 6.7. Эскизная компоновка червячного редуктора:

а — левая опора червяка плавающая, правая — фиксирующая; *б* — установка подшипников по схеме «враспор»



rusautomobile.ru

ности вершин зубьев и впадин червячного колеса. При этом между вершинами витков червяка и впадинами зубьев червячного колеса, а также между вершинами зубьев червячного колеса и впадинами витков червяка следует предусмотреть зазор $c = 0{,}2m$. Далее по линии $O_1'O_2'$ от точки O_2' вверх откладывают расстояние a_w, получая точку O_1'', из которой описывают дуги поверхностей вершин и впадин зубьев червячного колеса. Окончательный контур колеса определяется наибольшим диаметром d_{aM2}, шириной b_2, диаметром и длиной ступицы $D_{ст} \approx L_{ст} = (1{,}4...1{,}8)d_в$.

Пользуясь рекомендациями к формуле (5.90), проводят контур внутренней стенки корпуса на расстоянии $x = 8...12$ мм.

Далее вычерчивают тихоходный и быстроходный валы по их размерам, полученным при проектном расчете (см. параграф 10.2); обосновывают тип и схему установки подшипников червяка, вычерчивают их контуры. Предварительно выбирают подшипники легкой серии с внутренним диаметром, назначенным при разработке конструкции червяка (рис. 6.6). Расстояние между опорами первоначально принимают $L = (0{,}8...1{,}2)d_{w2}$. Если расстояние между подшипниками $L > 8d_п$, то одну из опор (чаще всего противоположную входному концу вала) ставят на два радиально-упорных подшипника (фиксирующая опора). Другую опору делают плавающей на шариковом или роликовом подшипнике.

Выбирают способ смазывания опор качения в зависимости от окружной скорости и тип уплотнения валов. Затем определяют конструктивные размеры уплотнительных устройств, а также проходных и глухих крышек.

На эскизной компоновке замеряют расстояние между точками приложения реакций опор валов и сил, действующих в зацеплении червячной пары, а также реакций опор и консольных сил. Составляют силовые схемы валов. Точку приложения консольной силы определяют, исходя из конкретной ситуации. Например, в случае соединения валов двигателя и редуктора упругой муфтой, консольная нагрузка от муфты $F_м$ будет приложена в торцовой плоскости выходного конца быстроходного вала. Если на тихоходном валу редуктора размещают звездочку цепной передачи, то точку приложения силы $F_ц$, действующей на вал от цепной передачи, принимают в середине выходного конца тихоходного вала.

Вал обычно устанавливают на двух радиально-упорных подшипниках, поставленных по схеме «враспор» (прямой схеме). При использовании пластичной смазки подшипники со стороны внутренней полости редуктора закрывают мазеудерживающими кольцами.

6.10. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Червячные одноступенчатые редукторы с межосевыми расстояниями от 40 до 160 мм имеют общемашиностроительное применение. Их выполняют с безразъемным корпусом. У редукторов с межосевыми расстояниями свыше 160 мм одна полость разъема как при верхнем, так и при нижнем расположении червяка. Разъем корпуса делают в горизонтальной плоскости по оси вала червячного колеса.

Конструктивное оформление основных деталей редуктора — червячного вала, вала червячного колеса, червячного колеса, корпуса, подшипниковых узлов, торцовых крышек, уплотнительных устройств и других элементов выполняют на втором этапе компоновки.

Типовая конструкция червячного редуктора изображена на рисунке 6.8. Червяк цилиндрический, изготовленный заодно с валом, установлен на двух опорах, в которых размещены радиально-упорные шариковые подшипники по схеме «враспор». Вал с колесом в сборе установлен на два радиально-упорных конических подшипника. Зазор в подшипниках регулируют с помощью прокладок между фланцами крышек подшипников и корпусом. Для регулировки червячного зацепления с целью совмещения плоскости колеса с осью червяка используют те же прокладки. Необходимые перемещения колеса в сборе с валом или вала—червяка в осевом на-

rusautomobile.ru

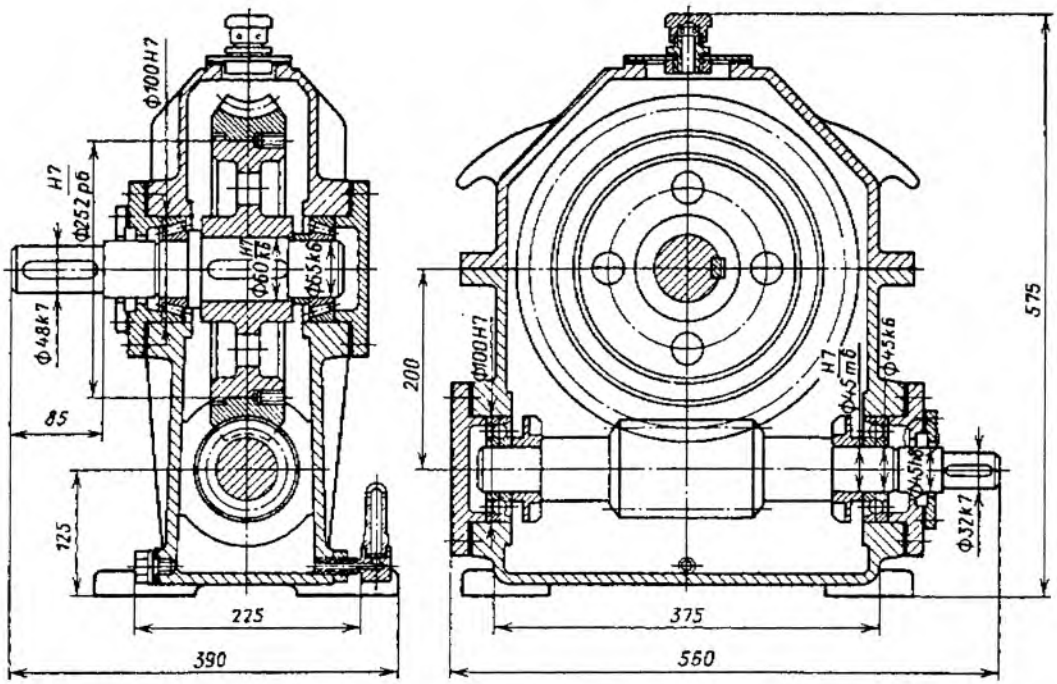


Рис. 6.8. Одноступенчатый червячный редуктор с цилиндрическим червяком

правлении обеспечивают, перекладывая прокладки с одной крышки под другую. Смазывание зацепления и подшипников — разбрызгиванием жидкого масла, залитого в корпус ниже уровня витков так, чтобы избежать чрезмерного заполнения подшипников маслом, нагнетаемым червяком. Для этого на валу червяка установлены крыльчатки.

Уплотнение валов обеспечивается резиновыми манжетами. В крышке люка выполнена отдушина. В нижней части корпуса размещены пробка для спуска масла и маслоуказатель с трубкой из оргстекла.

Размеры элементов корпуса редуктора, крышек определены из условия размещения крепежных деталей и обеспечения достаточной жесткости стыков.

Конструкция червячного колеса разъемная. Бронзовый венец установлен на чугунный центр с натягом по посадке *H7/p6*. Концевые участки валов выполнены цилиндрическими с соответствующими призматическими шпонками.

6.11. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Необходимо рассчитать червячную передачу редуктора с нижним расположением червяка типа *ZA*. Исходные данные: вращающий момент на тихоходном валу редуктора $T_2 = 350$ Н · м, передаточное число редуктора $u = 25$, частота вращения вала червяка $n_1 = 960$ мин$^{-1}$, ресурс работы передачи $L_h = 10^4$ ч, нагрузка постоянная.

1. Выбор материалов червячной пары. По рекомендациям параграфа 6.4 для изготовления червяка принимаем сталь 40ХН ГОСТ 4543—71* с закалкой поверхности до твердости *HRC* 48...54 (табл. 6.4). Чтобы выбрать материал венца червячного колеса, предварительно определяем скорость скольжения [см. формулу (6.8)]:

$$v_s = 4{,}5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 960 \cdot \sqrt[3]{350} =$$

$= 3{,}04$ м/с. С учетом этого значения по таблице 6.6 для изготовления венца червячного колеса принимаем безоловянную бронзу марки БрА9ЖЗЛ с отливкой в песчаную форму, пределом

rusautomobile.ru

прочности $\sigma_в = 395$ МПа и пределом текучести $\sigma_т = 195$ МПа.

2. Определение допустимых напряжений. Для червячного колеса из безоловянной бронзы и стального закаленного, шлифованного червяка допустимые контактные напряжения вычисляем по формуле (6.17): $[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 3{,}04 = 224$ МПа.

Допустимые напряжения изгиба определяем по формуле (6.19). Предел выносливости для бронзы $[\sigma_F]^0 = 0{,}08\sigma_в + 0{,}25\sigma_т = 0{,}08 \cdot 395 + 0{,}25 \cdot 195 = 80{,}35$. Эквивалентное число циклов напряжений для зубьев червячного колеса при постоянной нагрузке $N_{FE} = 60an_2L_h = 60 \cdot 1 \cdot 38{,}4 \cdot 10^4 = 23 \cdot 10^6$. Частота вращения червячного колеса $n_2 = n_1/u_{1,2} = 960/25 = 38{,}4$ мин$^{-1}$. Коэффициент долговечности при изгибе [см. формулу (6.20)]

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{23 \cdot 10^6}} = 0{,}7.$$

Допустимое напряжение изгиба $[\sigma_F] = [\sigma_F]^0 Y_F = 80{,}35 \cdot 0{,}7 = 56{,}25$ МПа.

3. Проектный расчет передачи. При $u = 25$ число витков червяка $z_1 = 2$ (см. с. 102). Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 25 = 50$.

По формуле (6.23) определяем межосевое расстояние передачи, приняв в первом приближении $q' = 0{,}25z_2 = 0{,}25 \cdot 50 = 12{,}5$.

$$a'_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H]z_2/q}\right)^2 T_2 K_H} =$$

$$= \left(\frac{50}{12{,}5} + 1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{170}{224 \cdot 50/12{,}5}\right)^2 350 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2} =$$

$$= 123{,}64 \text{ мм}.$$

Модуль зацепления [см. формулу (6.24)]

$$m' = \frac{2a'_w}{q' + z_2} = \frac{2 \cdot 123{,}64}{12{,}5 + 50} = 3{,}956 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартные значения $a_w = 125$ мм и $q = 12{,}5$ (ГОСТ 2144—76*). Тогда $m = 4$ мм. При этом коэффициент смещения инструмента [см. формулу (6.4)]

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5(q + z_2) =$$

$$= \frac{125}{4} - 0{,}5(12{,}5 + 50) = 0.$$

По таблице 6.2 определяем основные геометрические параметры червяка и червячного колеса. Делительный диаметр червяка $d_1 = mq = 4 \cdot 12{,}5 = 50$ мм; червячного колеса $d_2 = mz_2 = 4 \cdot 50 = 200$ мм. Диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = m(q + 2) = 4 \cdot (12{,}5 + 2) = 58$ мм; зубьев колеса $d_{a2} = m(z_2 + 2) = 4 \cdot (50 + 2) = 208$ мм. Диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = m(q - 2{,}4) = 4 \cdot (12{,}5 - 2{,}4) = 40{,}4$ мм; зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2{,}4m = 200 - 2{,}4 \cdot 4 = 190{,}4$ мм.

Наибольший диаметр червячного колеса $d_{aM2} \le d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 208 + 6 \cdot 4/(2 + 2) = 214$ мм.

Ширина зубчатого венца червячного колеса $b_2 \le 0{,}75d_{a1} = 0{,}75 \cdot 58 = 43{,}5$ мм. По ГОСТ 6636—69 принимаем $b_2 = 42$ мм.

4. Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям выполняем по формуле (6.25), предварительно определив величины, входящие в эту формулу.

Определение коэффициента концентрации нагрузки. При постоянной нагрузке, $\theta = 125$, $q = 12{,}5$ и $z_1 = 2$

$$K_\beta = 1 + (z_2/\theta)^3 = 1 + (50/125)^3 = 1{,}06.$$

Коэффициент динамичности определяем по значению скорости скольжения и степени точности изготовления передачи. Фактическая скорость скольжения [см. формулу (6.7)]

$$v_s = \frac{mn_1}{19\,100}\sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{4 \cdot 960}{19100}\sqrt{2^2 + 12{,}5^2} =$$

$$= 2{,}53 \text{ м/с}.$$

По таблице 6.4 выбираем 8-ю степень точности изготовления, согласно которой по таблице 6.9 принимаем $K_v = 1{,}15$.

Коэффициент нагрузки [см. формулу (6.26)]

$$K_H = K_\beta K_v = 1{,}16 \cdot 1{,}15 = 1{,}22.$$

rusautomobile.ru

Прочность зубьев по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{476}{d_2}\sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} = \frac{476}{200}\sqrt{\frac{350\cdot 10^3 \cdot 1{,}22}{50}} =$$

$$= 220 \text{ МПа},$$

что меньше уточненного допустимого значения $[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2{,}53 \approx 237$ МПа.

Недогрузка

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{237 - 220}{237} \cdot 100 = 7{,}2\,\%.$$

Допускается недогрузка не более 15 %.

5. Проверочный расчет по напряжениям изгиба выполняем по формуле (6.28), предварительно определив входящие в нее величины.

Так, коэффициент формы зуба $Y_F = 1{,}44$ принимаем (см. с. 110) в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса $z_v = z_2/\cos^3\gamma = 50/0{,}987^3 = 52{,}08$ и угла подъема винтовой линии червяка $\gamma = \operatorname{arctg}(z_1/q) = \operatorname{arctg}(2/12{,}5) = 9{,}1°$. Окружная сила на колесе $F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 350 \cdot 10^3/200 = 3500$ Н. Коэффициент нагрузки $K_F = K_H = 1{,}33$. Модуль в нормальном сечении зуба $m_n = m\cos\gamma = 4 \cdot 0{,}987 = 3{,}948$ мм. Ширина зубчатого венца червячного колеса (см. табл. 6.2) $b_2 \le 0{,}75 d_{a1} = 0{,}75 \cdot 58 = 43{,}5$ мм. По ГОСТ 6636—69 принимаем $b_2 = 42$ мм.

По формуле (6.28) вычисляем напряжения изгиба

$$\sigma_F = 0{,}7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} = 0{,}7 \cdot 1{,}44 \frac{3500 \cdot 1{,}15}{42 \cdot 3{,}948} =$$

$$= 24{,}47 \text{ МПа}.$$

Полученное расчетное значение напряжения меньше допустимого $[\sigma_F] = 80{,}35$ МПа, следовательно, условие прочности выполнено.

6. Определение КПД передачи. По формуле (6.9)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 9{,}1°}{\operatorname{tg}(9{,}1° + 2{,}58°)} = 0{,}775.$$ Здесь приведенный угол трения $\rho' = 2°35' = 2{,}58°$ выбран по таблице 6.5.

7. Расчет сил, действующих в зацеплении. Окружная сила на червяке равна осевой силе на червячном колесе: $|F_{t1}| = |F_{a2}| = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 18 \cdot 10^3/50 = 720$ Н, где вращающий момент на червяке $T_1 = T_2/(u\eta) = 350/(25 \cdot 0{,}775) = 18$ Н · м. Окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке (см. п. 5 данного примера), $|F_{t2}| = |F_{a1}| = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 350 \cdot 10^3/200 = 3500$ Н. Радиальная сила на червяке и червячном колесе $|F_{r1}| = |F_{r2}| = F_{t2} \operatorname{tg} 20° = 3500 \cdot 0{,}364 = 1274$ Н.

Расчет на жесткость и тепловой расчет передачи выполняют после эскизной компоновки редуктора.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие виды червячных передач вы знаете? 2. Какие материалы используют для изготовления основных деталей червячных передач? 3. С какой целью смещают инструмент при нарезании основных деталей червячной передачи? 4. Охарактеризуйте силы, действующие в червячном зацеплении. 5. От каких конструктивных и эксплуатационных параметров зависит КПД червячной передачи? Почему КПД червячной передачи низкий? 6. Чем ограничен тепловой режим работы червячного редуктора? 7. Как определяют допустимые напряжения для материалов червячного зацепления? 8. Как регулируют червячное зацепление? 9. Если для повышения жесткости червяка коэффициент его диаметра увеличен с 8 до 12,5, произойдет ли изменение КПД передачи? Если да, то можно ли оценить это изменение? 10. Чему равно число заходов червяка и число зубьев колеса при передаточном отношении $u = 10$? 11. С какой целью и как определяют скорость скольжения в червячной передаче? Как можно приближенно оценить скорость скольжения? 12. Какие виды разрушений характерны для элементов червячного зацепления? 13. Назовите критерии работоспособности червячных передач.

rusautomobile.ru

Глава 7
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременные передачи широко используются в сельскохозяйственных машинах (комбайнах, жатках, транспортерах) в тех случаях, когда валы расположены на значительных расстояниях. Их относят к передачам трением с гибкой связью. Нагрузка передается за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами. Необходимые силы трения создают натяжением ремня, для чего используют различные натяжные устройства.

Передача состоит из трех основных элементов: двух шкивов и ремня (рис. 7.1). По форме поперечного сечения ремня (рис. 7.2) различают плоскоременную, клиноременную, поликлиновую, круглоременную и зубчато-ременную передачи.

В сельскохозяйственных машинах в основном применяют клиновые, поликлиновые и зубчатые ремни, реже плоские. Передаваемая мощность не превышает 50 кВт (с зубчатыми ремнями 200 кВт). Окружные скорости ремней $v = 4...100$ м/с (большие значения рекомендуют для плоских синтетических ремней). Скорость клиновых и поликлиновых ремней не должна превышать 40 м/с. КПД передачи 0,94...0,97. Рекомендуемые передаточные числа: плоскоременных передач до 5, клиноременных до 7, для передач с натяжным роликом и зубчато-ременных до 10. Назначая передаточное отношение, нужно учитывать, что при его увеличении возрастают габаритные размеры передачи.

Преимущества ременных передач: простота конструкции и обслуживания, плавность, бесшумность, высокий КПД, отсутствие смазки, невысокая стоимость, защита от перегрузок. К недостаткам передач относятся значительные габаритные размеры, переменное передаточное число из-за проскальзывания ремня под нагрузкой, повышенные нагрузки на валы и опоры, низкая долговечность, электризация ремня.

7.2. КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛЫ РЕМНЕЙ

Плоские ремни. В среднескоростных передачах используют *резинотканевые ремни* (ГОСТ 23831—79*, см. табл. 7.1). Каркас ремней составляют прокладки БКНЛ-65 из ткани с основой и утком из комбинированных нитей (комбинации полиэфирного и хлопчатобумажного волокна) или прокладки ТА-150, ТА-200 и ТК-150, ТК-200, ТК-300 из синтетических тканей с резиновыми прослойками и обкладками или без них (рис. 7.3, *а*). *Прорезиненные кордшнуровые ремни* с несущим слоем из лавсана (рис. 7.3, *б*) применяют для скоростных и среднескоростных передач ($v \le 40$ м/с). Перспективными считают *синтетические ремни* (рис. 7.3, *в*), так как они обладают повышенной прочностью и долговечностью. Бесконечные ремни из капроновой ткани, пропитанные раствором полиамида, применяют в быстроходных передачах при скорости ремня до 75 м/с. *Хлопчатобумажные ремни* применяют в малонагруженных скоростных передачах, так как тяговая способность и долговечность их ниже резинотканевых. *Кожаные ремни* отличаются высокой нагрузочной способностью и долговечностью, хорошо ра-

rusautomobile.ru

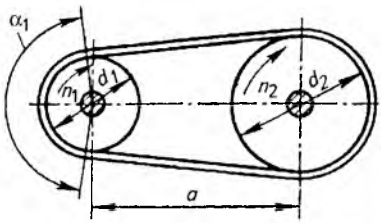
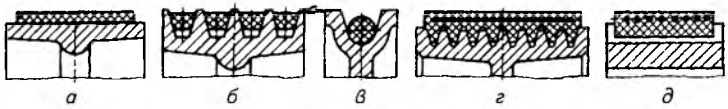


Рис. 7.1. Ременная передача

Рис. 7.2. Сечения ремней:

а — плоского; *б* — клинового; *в* — круглого; *г* — поликлинового; *д* — зубчатого



ботают в условиях переменных и ударных нагрузок. Однако их применяют редко из-за высокой стоимости и дефицитности.

Концы резинотканевых ремней сшивают, склеивают или соединяют с помощью дополнительных элементов. Места склейки дополнительно вулканизируют. Быстроходные синтетические, клиновые, поликлиновые и зубчатые ремни изготавливают только бесконечными (бесшовными).

Клиновые ремни. Для приводов машин используют клиновые ремни нормальных и узких сечений, а также поликлиновые ремни. В сельскохозяйственных машинах в основном применяют ремни нормальных сечений (ГОСТ 1284.1—89*). Ремни состоят из несущего слоя (кордной ткани *1*, или кордшнура), резиновых слоев *2* и обертоночной прорезиненной ткани *3*, соединенных вулканизацией (рис. 7.4, *а*, *б*). Для передачи больших нагрузок используют ремни с кордом из стальных тросов. Кордшнуровые ремни более гибкие и долговечные. Их используют на шкивах малых диаметров.

У клинового ремня рабочими считают боковые поверхности. Благодаря клиновому эффекту такой ремень обладает повышенной нагрузочной способностью и создает меньшее давление на валы и опоры, чем плоский. Узкие ремни по сравнению с нормальными более эластичны, при одинаковых размерах имеют большую тяговую способность и могут работать при повышенных скоростях. Их используют для приводов вентиляторов автомобилей и тракторов. Стандартизованы семь нормальных сечений ремней и четыре узких (см. табл. 7.2). В поликлиновых ремнях (рис. 7.4, *в*) применяют высокопрочный корд из вискозы, лавсана или стекловолокна. Передачи с поликлиновым ремнем более компактны, работают со скоростями до 40 м/с и передаточными

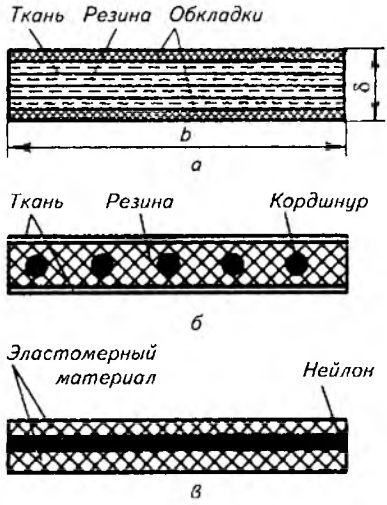


Рис. 7.3. Плоские ремни:

а — резинотканевый; *б* — прорезиненный кордшнуровой; *в* — синтетический

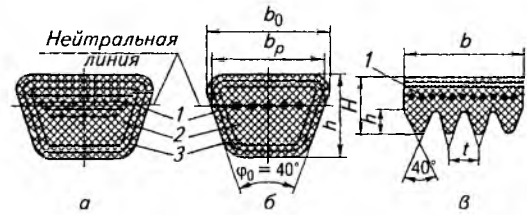


Рис. 7.4. Клиновые ремни:

а — кордтканевый; *б* — кордшнуровой; *в* — поликлиновой; *1* — кордная ткань; *2* — резиновый слой; *3* — обертоночная прорезиненная ткань

rusautomobile.ru

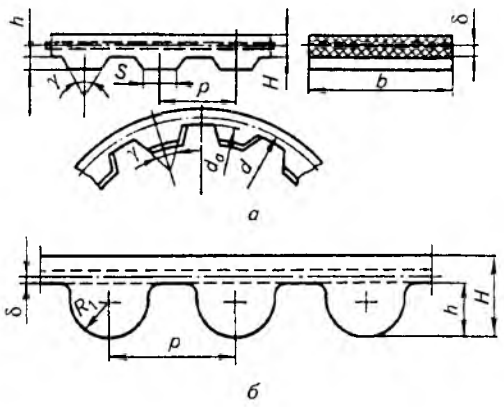


Рис. 7.5. Зубчатые ремни:

а — трапецеидальная форма зубьев; *б* — полукруглая форма зубьев

отношениями до 10. Широкие клиновые ремни (ГОСТ 26379—84*) используют в вариаторах сельскохозяйственных машин.

Круглые ремни. Круглоременные передачи с кожаными, хлопчатобумажными и капроновыми ремнями применяют в основном в приборах и бытовой технике.

Зубчатые ремни. В зубча́то-ременной передаче нагрузка передается за счет зацепления зубьев ремня со шкивами. Зубчатый ремень представляет собой ленту с зубьями на внутренней поверхности (рис. 7.5). Несущий слой ремня выполнен из стального проволочного троса или шнура из стекловолокна и эластичного связующего материала на основе неопрена или полиуретана. Для повышения износостойкости зубья ремня покрывают нейлоновой тканью. Передача обладает преимуществами передач зацеплением, т. е. высокой нагрузочной способностью, долговечностью, отсутствием скольжения, небольшими нагрузками на валы, и передач трением, а именно: плавностью, бесшумностью, отсутствием смазочного материала.

7.3. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Критерии работоспособности и расчета. К основным критериям работоспособности ременных передач относятся тяговая способность (надежность сцепления ремня со шкивом) и долговечность ремня, характеризуемая его усталостной прочностью. Проектный расчет передачи выполняют по первому критерию, проверочный — по второму.

Кинематические параметры. Вследствие упругого скольжения ремня по шкиву окружные скорости ведущего v_1 и ведомого v_2 шкивов неодинаковы. Между ними существует соотношение

$$v_2 = (1 - \xi)v_1, \qquad (7.1)$$

где ξ — коэффициент упругого скольжения: $\xi = 0{,}01...0{,}02$.

Окружные скорости, м/с, ведущего и ведомого шкивов

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3},$$

где d_1, d_2 — диаметры соответственно ведущего и ведомого шкивов, мм; n_1, n_2 — частоты вращения соответственно ведущего и ведомого шкивов, мин$^{-1}$.

Передаточное число с учетом скольжения

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}, \qquad (7.2)$$

где ω_1, ω_2 — угловые скорости соответственно ведущего и ведомого шкивов, с$^{-1}$.

Геометрические параметры. Диаметр ведущего шкива плоскоременной передач, мм,

$$d_1 = (52...64)\sqrt[3]{T_1}, \qquad (7.3)$$

где T_1 — вращающий момент на ведущем шкиве, Н · м.

Диаметр ведущего шкива клиноременной передачи определяют по формуле

$$d_1 = C\sqrt[3]{T_1}, \qquad (7.4)$$

где C — коэффициент пропорциональности: $C = 38...42$ для ремней нормального сечения, $C = 20$ для ремней узкого сечения, $C = 30$ для поликлиновых ремней.

Значение d_1 выбирают из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125,

rusautomobile.ru

140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 мм.

Межосевое расстояние a (см. рис. 7.1) предварительно вычисляют по формулам:

для плоскоременной передачи

$$a = (1{,}5...2)(d_1 + d_2); \qquad (7.5)$$

для клиноременной передачи

$$a = 0{,}55(d_1 + d_2) + h, \qquad (7.6)$$

где h — высота ремня, мм (см. табл. 7.2).

Длина ремня

$$L = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a. \qquad (7.7)$$

Длину клиновых ремней уточняют по стандартному ряду: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 1950, 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3120, 3150, 3200, 3255, 3285, 3325, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 5600, 6300 мм. Значения в скобках применять не рекомендуется.

Затем пересчитывают межосевое расстояние по формуле

$$a = 0{,}125\left\{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{\left[2L - \pi(d_2 + d_1)\right]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\right\}. \qquad (7.8)$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57(d_2 - d_1)/a. \qquad (7.9)$$

Для плоскоременной передачи $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клиноременной $\alpha_1 \geq 90^\circ$. С уменьшением угла обхвата снижается тяговая способность передачи. С целью повышения угла обхвата увеличивают межосевое расстояние или устанавливают натяжной ролик.

Усилия в ремне. Окружное усилие (полезная нагрузка), Н,

$$F_t = 2T/d, \text{ или } F_t = P/v, \qquad (7.10)$$

где P — передаваемая мощность, Вт.

Предварительное натяжение ремня F_0 (рис. 7.6, *а*), необходимое для создания силы трения между ремнем и шкивами, выбирают по условию

$$F_0 = \sigma_0 A, \qquad (7.11)$$

где σ_0 — напряжение от предварительного натяжения, определяемое при холостом ходе и скорости ремня $v = 10$ м/с: для плоских резинотканевых ремней $[\sigma_0] = 1{,}8$ МПа; для плоских синтетических 5...10 МПа (большие значения принимают при автоматическом регулировании натяжения ремня и соотношении $\delta/d_1 > 1/80$ (здесь δ — толщина ремня, мм); для клиновых ремней $[\sigma_0] = 1{,}6$ МПа; A — площадь поперечного сечения ремня, мм^2.

Окружное усилие при нагружении ремня вращающим моментом

$$F_t = F_1 - F_2, \qquad (7.12)$$

где F_1, F_2 — натяжение соответственно ведущей и ведомой ветвей ремня (рис. 7.6, *б*).

Следует иметь в виду, что на сколько увеличивается натяжение ведущей ветви, на столько же уменьшается натяжение ведомой, т. е. $F_1 = F_0 + \Delta F$; $F_2 = F_0 - \Delta F$. Следовательно,

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \qquad (7.13)$$

С учетом формулы (7.12) можно записать

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \qquad (7.14)$$
$$F_2 = F_0 - F_t/2. \qquad (7.15)$$

Однако полученные зависимости не отражают тяговую способность передачи, зависящую от сил трения между ремнем и шкивом.

Соотношение между F_1 и F_2 (без учета центробежной силы) определяют по

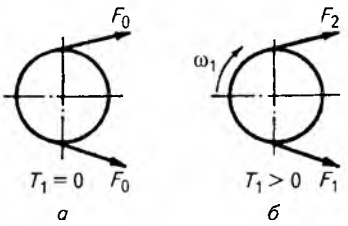


Рис. 7.6. Усилия в ветвях ремня:

а — без нагрузки; *б* — при нагружении вращающим моментом

rusautomobile.ru

уравнению Эйлера:

$$F_1 / F_2 = e^{f\alpha_1}, \qquad (7.16)$$

где e — основание натурального логарифма: e = 2,72; f — коэффициент трения ремня по шкиву: f = 0,2...0,45; α_1 — угол обхвата ремнем меньшего шкива, рад.

Используя уравнения (7.12), (7.13) и (7.16), можно получить следующие зависимости:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha}-1};$$

$$F_0 = \frac{F_t\left(e^{f\alpha}+1\right)}{2\left(e^{f\alpha}-1\right)}. \qquad (7.17)$$

По формуле (7.17) определяют предварительное натяжение ремня, необходимое для передачи заданной нагрузки.

При $F_0 \le \frac{F_t\left(e^{f\alpha}+1\right)}{2\left(e^{f\alpha}-1\right)}$ начинается буксование ремня.

В скоростных передачах (при v > 10 м/с) необходимо учитывать центробежную силу, уменьшающую сцепление ремня со шкивом. Эта сила

$$F_ц = \rho A v^2, \qquad (7.18)$$

где ρ — плотность материала ремня: для резинотканевых плоских и клиновых ремней 1100...1200 кг/м³, хлопчатобумажных — 900... 1000 кг/м³.

Силы натяжения в ремне создают нагрузки на валы (рис. 7.7). Равнодействующая этих сил

$$F_в = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos(180^\circ - \alpha_1)} \approx$$
$$\approx 2F_0 \sin(\alpha_1/2). \qquad (7.19)$$

Для клиноременных передач в формулу вводят число ремней z:

$$F_в = 2F_0 z \sin(\alpha_1/2).$$

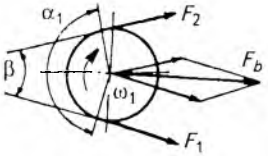


Рис. 7.7. Нагрузки, действующие в ремне (β — угол между ветвями ремня)

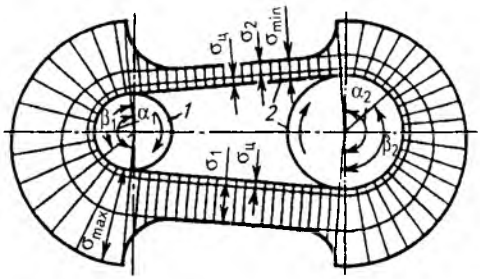


Рис. 7.8. Напряжения в ремне:

1 — ведущий шкив; *2* — ведомый шкив

Напряжения в ремне. В ведущей ветви ремня возникает наибольшее напряжение растяжения (рис. 7.8):

$$\sigma_1 = F_1/A.$$

Наибольшее напряжение изгиба возникает на ведущем шкиве:

$$\sigma_и = E\delta/d_1, \qquad (7.21)$$

где E — модуль упругости материала ремня: для резинотканевых ремней E = 200...350 МПа; δ/d_1 — относительное удлинение ремня: для плоскоременных передач δ/d_1 = 1/100...1/25 (меньшие значения для плоских синтетических ремней), для резинотканевых ремней рекомендуется δ/d_1 = 1/40, а допускается — 1/30.

Напряжение от центробежной силы

$$\sigma_ц = F_ц/A. \qquad (7.22)$$

Наибольшее напряжение возникает в зоне набегания ремня на ведущий шкив:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_и + \sigma_ц. \qquad (7.23)$$

Это выражение используют в расчетах на долговечность ремня.

Кривые скольжения и КПД передачи. Для оценки работоспособности ременной передачи на основе экспериментальных данных строят кривые скольжения (рис. 7.9). На графике по оси ординат отмечают значения относительного скольжения и КПД, по оси абсцисс — значения коэффициента тяги φ.

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 реализуется для передачи по-

rusautomobile.ru

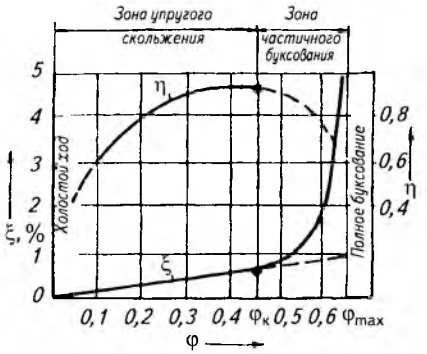


Рис. 7.9. Кривые скольжения

лезной нагрузки F_t:

$$\varphi = F_t/(2F_0). \qquad (7.24)$$

До некоторого критического значения $\varphi_к$ упругое скольжение прямо пропорционально нагрузке. При дальнейшем росте нагрузки возникает дополнительное проскальзывание (зона частичного буксования). Затем при φ_{max} наступает полное буксование ремня.

КПД передачи растет с ростом нагрузки до максимального значения в зоне $\varphi_к$, а затем падает в связи с дополнительными потерями на буксование. Таким образом, оптимальные значения полезной нагрузки и наиболее высокие значения КПД находятся в зоне критических значений коэффициента тяги. Установлено, что для плоских резинотканевых ремней $\varphi_К = 0{,}6$, для плоских синтетических 0,45...0,5, для клиновых $\varphi_к = 0{,}7...0{,}9$.

Расчет плоскоременных передач на тяговую способность. Для резинотканевых ремней расчет выполняют по удельной нагрузке, Н/мм,

$$p = \frac{F_1}{bz} \le [p], \qquad (7.25)$$

где b — ширина ремня, мм; z — число прокладок.

Допустимая удельная нагрузка, Н/мм,

$$[p] = [p_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p, \qquad (7.26)$$

где $[p_0]$ — допустимая удельная нагрузка на одну прокладку, Н/мм (табл. 7.1); C_θ — коэффициент, учитывающий угол θ наклона передачи к горизонтали: $C_\theta = 1$ при $\theta = 0...60°$, $C_\theta = 0{,}9$ при $\theta = 60...80°$, $C_\theta = 0{,}8$ при $\theta = 80...90°$; C_α — коэффициент, учитывающий угол обхвата α_1; C_v — коэффициент, учитывающий скорость v движения ремня: $C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2$; C_p — коэффициент, учитывающий режим работы и характер нагрузки: при спокойной нагрузке и односменной работе $C_p = 1$; при умеренных колебаниях 0,9; при значительных колебаниях $C_p = 0{,}8$. При двухсменной работе значение C_p следует уменьшить на 0,1, при трехсменной — на 0,2.

Значения коэффициента C_α принимают из следующих соотношений:

α_1, град	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1

При проектировании передачи определяют ширину ремня, предварительно принимая число прокладок по таблице 7.1:

$$b \ge \frac{F_1}{[p]z}. \qquad (7.27)$$

7.1. Плоские резинотканевые ремни (ГОСТ 23831—79*)

Показатель	Прокладка			
	БКНЛ-65; БКНЛ-65-2	ТА-150; ТК-150	ТК-200-2	ТА-300; ТК-300
Номинальная прочность, Н/мм ширины прокладки:				
по основе	55	150	200	300
по утку	20	65	65	65
Наибольшая допустимая нагрузка $[p_0]$ на прокладку, Н/мм ширины	3	10	13	20
Расчетная толщина прокладки δ_1 с резиновой прослойкой, мм	1,2	1,3	1,4	1,5
Число прокладок z при ширине ремня b, мм:				
20...71	3...5	—	—	3
80...112	3...6	3...4	—	—
125...560	3...6	3...5	3...4	—
700...1000	—	3...5	3...6	3...6

rusautomobile.ru

Значение b окончательно выбирают из стандартного ряда: 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, (65), 70, 75, 80, 100, (115), (120), 125, 150, (175), 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560 мм. Ряд приведен с сокращением. В ГОСТ 23831—79 значения b даны до 1200 мм. Значения, указанные в скобках, применять не рекомендуется.

Толщина ремня $\delta = \delta_1 z$ (см. табл. 7.1).

Ширину ремней с однородным сечением (кожаных, синтетических) определяют с учетом полезного напряжения:

$$b \geq \frac{F_1}{\delta [\sigma_F]_0 C_\theta C_\alpha C_v C_p}, \qquad (7.28)$$

где $[\sigma_F]_0$ — допустимое полезное напряжение, МПа. Для синтетических ремней при $\delta/d_1 = 1/100$ напряжение $[\sigma_F]_0 = 7...8$ МПа.

Расчет клиноременных передач. Основные параметры клиновых кордшнуровых ремней — форму и размеры поперечного сечения, длину определяют в соответствии с ГОСТ 1284.1—89*, ГОСТ 1284.2—89*, а размеры шкивов — по ГОСТ 20889—88. Сечение ремня выбирают в зависимости от передаваемого момента (табл. 7.2). В приводах сельскохозяйственных машин используют ремни сечений Z, A, B, C и D.

Проектный расчет передачи ведут по допустимой мощности, передаваемой одним ремнем:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_u C_L C_p, \qquad (7.29)$$

где P_0 — допустимая мощность, кВт, передаваемая одним ремнем при $u = 1$, $v = 10$ м/с (табл. 7.3); C_u — коэффициент, учитывающий передаточное число; C_L — коэффициент, учитывающий длину ремня.

Значения коэффициентов C_α и C_p принимают по рекомендациям к формуле (7.26).

Значения коэффициента C_u выбирают из следующих соотношений:

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	Свыше 2,5
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Коэффициент, учитывающий длину ремня, определяют по формуле

$$C_L = \sqrt[6]{L/L_0}, \qquad (7.30)$$

где L_0 — базовая длина клинового ремня (см. табл. 7.3).

Требуемое число ремней в передаче

$$z \geq \frac{P}{P_p C_z}, \qquad (7.31)$$

где P — передаваемая мощность (всеми ремнями), кВт; C_z — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

Значения коэффициента C_z принимают в зависимости от предварительного числа ремней z' из следующих соотношений:

z'	1	2...3	4...6
C_z	1	0,95	0,9

Предварительное число ремней

$$z' = P/P_p. \qquad (7.32)$$

Рекомендуют принимать $z \leq 6$, поскольку из-за погрешностей изготовления

7.2. Характеристики и размеры клиновых ремней (см. рис. 7.4, *а*, *б*)

Сечение ремня	b_0, мм	b_p, мм	h, мм	A_1, мм	d_{min}, мм	q, кг/м	L, мм	T_1, Н·м	Тип ремня
Z (О)	10	8,5	6	47	63	0,06	400...2500	До 30	Нормального
A (А)	13	11	8	81	90	0,10	560...4000	15...60	сечения
B (Б)	17	14	10,5	138	125	0,18	800...6300	50...150	(ГОСТ
C (В)	22	19	13,5	230	200	0,30	1800...10 600	120...600	1284.1—89*;
D (Г)	32	27	19	476	355	0,60	3150...15 000	450...2400	ГОСТ
E (Д)	38	32	23,5	692	500	0,90	4500...18 000	1600...6000	1284.2—89*)
EO(E)	50	42	30	1170	800	1,52	6300...18 000	Свыше 2500	
УО	10	8,5	8	56	63	0,07	630...3550	До 150	Узкого
УА	13	11	10	93	90	0,12	800...4500	90...400	сечения
УБ	17	14	13	159	140	0,20	1250...8000	300...2000	(ТУ 38-40534;
УВ	22	19	18	278	224	0,36	2000...8000	Свыше 1500	ТУ 38-105161)

Условное обозначение. A_1 — площадь поперечного сечения ремня.

rusautomobile.ru

7.3. Мощность P_0, передаваемая одним ремнем (ГОСТ 1284.3—96)

Сечение ремня	Расчетный диаметр d_{min} меньшего шкива, мм	Значения P_0, кВт, при скорости v, м/с,						
		3	5	10	15	20	25	30
Z (О) 1320	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
	90	0,44	0,62	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
A (А) 1700	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56
B (Б) 2240	125	0,92	1,39	2,26	2,80	—	—	—
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
C (В) 3550	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
D (Г) 6000	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
E (Д) 7100	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	—
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
	800	9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9
	900	9,3	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8

Примечание. Для передач с вертикальными валами значение мощности P_0 следует уменьшить на 10...20 %.

длина ремней разная и нагрузка между ними распределяется неравномерно.

Расчет поликлиновых ремней. Расчетная нагрузка, передаваемая одним ремнем, Н,

$$F_1 = F_0 C_\alpha C_v C_L C_d, \qquad (7.33)$$

где F_0 — номинальная нагрузка, передаваемая одним ремнем, Н (табл. 7.4); C_d — коэффициент, учитывающий диаметр ведущего шкива.

Коэффициенты C_α и C_L определяют с учетом рекомендаций, указанных в расчетах плоско- и клиноременных передач. Значения F_0, C_d и C_v принимают по таблице 7.4.

Требуемое число ребер

$$z_p \geq F_t/F_1. \qquad (7.34)$$

Рекомендуемое число ребер: для сечения типа К $z_p = 2...36$, для сечений типов Л и М $z_p = 4...40$.

Ширина ремня

$$b = z_p t, \qquad (7.35)$$

где t — шаг ребер, мм.

rusautomobile.ru

7.4. Расчетные параметры поликлиновых ремней

Сечение	F_0, Н	C_v	C_d	L_0, мм
К	23	1,086 – 0,013v	2,38 – 55/d	750
Л	83	0,900 – 0,015v	2,95 – 155/d	1500
М	285	0,910 – 0,016v	3,04 – 328/d	2000

7.5. Характеристики и размеры поликлиновых ремней (см. рис. 7.4, *в*)

Сечение	h, мм	t, мм	H, мм	A, мм²	d_{min}, мм	q, кг/м	L, мм	T_1, Н·м
К	2,35	2,4	4,0	6,0	40	0,01	400...2500	До 40
Л	4,85	4,8	9,5	33	80	0,045	1250...4000	20...45
М	10,35	9,5	16,7	114	180	0,16	2000...4000	Свыше 30

Основные параметры поликлиновых ремней указаны в таблице 7.5.

Расчет на долговечность. Основная причина усталостного разрушения ремня — циклически изменяющиеся напряжения, существенно зависящие от базового числа циклов изменения напряжений $N_{0ц}$ (обычно его принимают равным 10^7) и фактического числа пробегов ремня за время эксплуатации

$$N_ц = 3600 a T_0 \lambda,$$

где a — число шкивов; T_0 — наработка ремня, ч; λ — частота циклов изменения напряжений, равная частоте пробегов ремня в секунду: $\lambda = v/L$.

Наработка ремня, ч,

$$T_0 = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}}\right)^m \frac{10^7 L C'_u C_н}{3600 a v}, \qquad (7.36)$$

где σ_{-1} — предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов изменения напряжений; $\sigma_{-1} = 6$ МПа для резинотканевых плоских ремней, $\sigma_{-1} = 8$ МПа для клиновых и поликлиновых ремней; m — опытный показатель; $m = 6$ для плоских ремней, $m = 8$ для клиновых; $C'_u = 1{,}5\sqrt[3]{u}$ — коэффициент, учитывающий передаточное число; $C_н$ — коэффициент, учитывающий характер нагрузки: $C_н = 1$ при постоянной нагрузке, $C_н = 2$ при периодически изменяющейся нагрузке от 0 до номинального значения.

Расчет зубча́то-ременных передач. Основным расчетным параметром передачи является модуль:

$$m = K\sqrt[3]{P/n_1}, \qquad (7.37)$$

где K — коэффициент, учитывающий форму зубьев: для ремней с зубьями трапецеидальной формы $K = 35$ (см. рис. 7.5, *а*), для ремней с зубьями полукруглой формы $K = 25$ (см. рис. 7.5, *б*); P — передаваемая мощность, кВт; n_1 — частота вращения меньшего шкива, мин$^{-1}$.

Значение модуля уточняют по стандартному ряду, а затем выбирают параметры ремня (табл. 7.6).

Расчетная мощность

7.6. Параметры зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев

Параметры (см. рис. 7.5, *а*)	Модуль ремня m, мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Шаг зубьев ремня p, мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба h, мм	0,8	1,2	1,5	2	2,5	3,5	6	9
Толщина ремня H, мм	1,6	2,2	3	4	5	6	11	15
Наименьшая толщина зуба s, мм	1	1,5	1,8	3	4,4	5	8	12
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ, мм	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Диаметр троса $d_т$, мм		0,36			0,65...0,75			
Угол профиля зуба 2γ, град		50			40			
Масса 1 м длины ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м · мм)	2	2,5	3	4	6	7	8	11
Допустимая удельная нагрузка $[F_y]$, Н/мм	2,5	3,5	5	9	25	30	32	42
Наибольшее передаточное число	7,7	10	11,5	12	8	8	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев на шкиве z	13	10	10	10	15	15	18	18

rusautomobile.ru

$$P_р = PC_д, \qquad (7.38)$$

где $C_д$ — коэффициент динамичности, определяемый по таблице 7.7.

7.7. Значения коэффициента $C_д$

Пример оборудования	Двигатели с кратковременными перегрузками		
	До 150 %	До 250 %	До 400 %
Ленточные конвейеры	1,3	1,5	1,7
Подъемные механизмы, цепные конвейеры	1,5	1,7	1,9
Реверсивные приводы, поршневые насосы, компрессоры	1,8	2	2,2
Прессы, ножницы	2	2,2	2,4

Полезная нагрузка, передаваемая зубчатым ремнем,

$$F_t = P_р/v. \qquad (7.39)$$

Удельная нагрузка, приходящаяся на 1 мм ширины ремня,

$$F_{ly} = [F_{ly}]C_{рол}C''_uC_z, \qquad (7.40)$$

где $[F_N]$ — допустимая удельная нагрузка, Н/мм (см. табл. 7.6); $C_{рол}$ — коэффициент, учитывающий наличие натяжного или направляющего ролика: при установке одного ролика $C_{рол} = 1,1$, двух роликов $C_{рол} = 1,25$; C''_u — коэффициент, вводимый для ускорительных передач; C_z — коэффициент, учитывающий число зубьев. Его определяют по формуле при $z < 6$: $C_z = 1 - 0,2(6 - z)$.

Значения коэффициента C''_u принимают в зависимости от передаточного числа u:

u	1...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3
C''_u	1	0,95	0,9	0,85

Ширина ремня

$$b \geq \frac{F_t}{\left(F_{ly} - qv^2\right)C_к},$$

где q — масса 1 м длины ремня (см. табл. 7.6); $C_к$ — коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня.

Значения коэффициента $C_к$ выбирают в зависимости от ширины ремня:

b, мм	До 16	20	25	32; 40	50; 63	80; 100	Свыше 100
$C_к$	0,7	0,95	1,0	1,05	1,10	1,15	1,20

Ширину ремня выбирают из следующего ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 66; 80; 100; 125; 160; 200 мм.

7.4. ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Конструкция шкива зависит от его размеров, материала и типа передачи. Шкивы изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов и пластмасс. При окружной скорости передачи менее 30 м/с обычно применяют литые шкивы из чугуна. Шкивы малых диаметров (до 350 мм) выполняют сплошными (рис. 7.11, *б*) или с отверстиями (рис. 7.10, *а*; рис. 7.11, *а*), шкивы больших диаметров для уменьшения массы и удобства крепления — со спицами (рис. 7.10, *б*; рис. 7.11, *г*). Ступица может располагаться симметрично (рис. 7.10, *а*, *б*, *в*) или несимметрично (рис. 7.11, *а*, *в*, *г*) относительно обода. Сварные шкивы из стали (рис. 7.10, *в*) применяют при окружной скорости до 60 м/с, штампованные — при скорости до 80 м/с, литые из алюминия — при скорости до 100 м/с.

Основные размеры шкивов — диаметр и ширину обода рассчитывают, остальные размеры определяют по рекомендациям ГОСТ 17383—73 для плоских ремней и ГОСТ 20889—88 для клиновых ремней нормальных сечений.

Обод шкивов плоскоременных передач имеет цилиндрическую поверхность. При высоких скоростях для предотвращения сбегания ремня со шкивов их поверхность выполняют выпуклой или с двумя конусами (рис. 7.10, *г*). Конструкции шкивов клиновых и поликлиновых передач изображены на рисунке 7.11, основные их размеры указаны в таблицах 7.8, 7.9.

Ширина шкива плоскоременной передачи (см. рис. 7.10) $B = (1,1...1,15)b$; клиноременной и поликлиновой (см. рис. 7.11) $M = (n - 1)e + 2f$, где n — число канавок на шкиве.

Внешний диаметр шкива для клиноременной передачи $d_e = d_р + 2b$, для поликлиновой $d_e = d_р - 2\Delta$.

Толщина обода чугунных шкивов плоскоременных передач (см. рис. 7.10) $\delta = 0,02(d + 2B)$; клиновых (см.

rusautomobile.ru

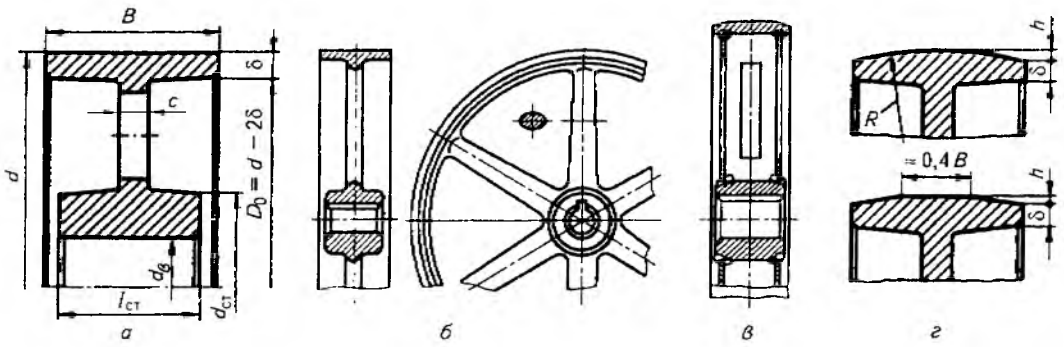


Рис. 7.10. Конструкции шкивов плоскоременных передач:

а — с отверстиями; *б* — со спицами; *в* — сплошные; *г* — с выпуклой или конусной поверхностью

рис. 7.11) $\delta = (1{,}1...1{,}3)h$; поликлиновых $\delta = 1{,}6h$. Толщина обода стальных шкивов $\delta' = 0{,}8\delta$.

Конструкция шкива для зубча́то-ременной передачи показана на рисунке 7.12, параметры его даны в таблице 7.10. Диаметр делительной окружности шкива $d = mz$. Толщина обода $\delta = 1{,}5m + 2$ мм > 6 мм.

Зубчатые ремни изготавливают с числом зубьев: 40, 42, 45, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 80, 90, 100, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

Диаметр ступицы шкива для передачи любого типа: чугунной $d_{ст} \approx 1{,}65d_в$; стальной $d_{ст} \approx 1{,}55d_в$, где $d_в$ — диаметр посадочного отверстия шкива. Длина ступицы $L_{ст} \approx (1{,}2...1{,}5)d_в$. Более точно длину ступицы можно определить по

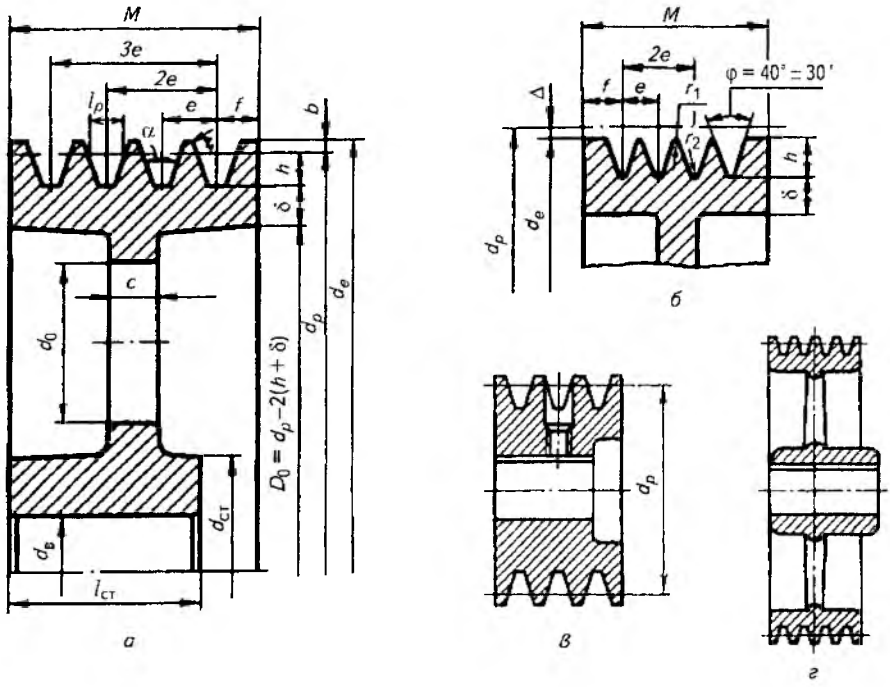


Рис. 7.11. Конструкции шкивов клиновых (*а*) и поликлиновых (*б*) передач:

а — с отверстиями и несимметрично расположенной ступицей; *б* — сплошных; *в* — с несимметрично расположенной ступицей; *г* — со спицами и несимметрично расположенной ступицей

rusautomobile.ru

7.8. Параметры шкивов для приводных клиновых ремней, мм (ГОСТ 20889—88; рис. 7.11, *а*)

Сечение ремня	W_p	b_{min}	h_{min}	e	f	r	d_p для угла канавки α			
							34°	36°	38°	40°
Z (О)	8,5	2,5	7	12	8	0,5	50...71	80...100	112...160	≥180
A	11	3,3	8,7	15	10	1	75...112	125...160	180...400	≥450
B (Б)	14	4,2	10,8	19	12,5	1	125...160	180...224	250...500	≥560
C (В)	19	5,7	14,3	25,5	17	1,5	—	200...315	355...630	≥710
D (Г)	27	8,1	19,9	37	24	2	—	315...450	500...900	≥1000
E (Д)	32	9,6	23,4	44,5	29	2	—	500...560	630...1120	≥1250

7.9. Параметры шкивов поликлиновой передачи (см. рис. 7.11, *б*)

Сечение ремня	h	Δ	e	f	r_1	r_2
К	2,35	1	2,35	3,5	0,3	0,2
Л	4,8	2,4	4,85	5,5	0,5	0,4
М	9,5	3,5	10.35	10,0	0,8	0,6

7.10. Параметры шкивов для зубчато-ременной передачи (см. рис. 7.12)

Параметр	Модуль m				
	3	4	5	7	10
Ширина ремня b, мм	12,5...50	20...100	25...100	40...125	50...200
Число зубьев ремня z_p	40...60	48...250	48...200	56...140	56...100
Ширина впадины шкива s, мм	3,2 ±0,2	4,0 ± 0,2	4,8 ± 0,2	7,5 ± 0,3	11,5 ± 0,3
Глубина впадины шкива h_p, мм	3,0 ± 0,2	4,0 ± 0,2	5,0 ± 0,2	8,5 ± 0,3	12,5 ± 0,3

условию прочности шпоночного или шлицевого соединения вал — шкив. Толщина диска шкива для передачи любого типа $c = (1,2...1,3)\delta$.

Обычно шкивы размещают на консольных участках валов, имеющих конусную форму. Для уменьшения изгибающего момента от натяжения ремня обод шкива следует располагать как можно ближе к опоре.

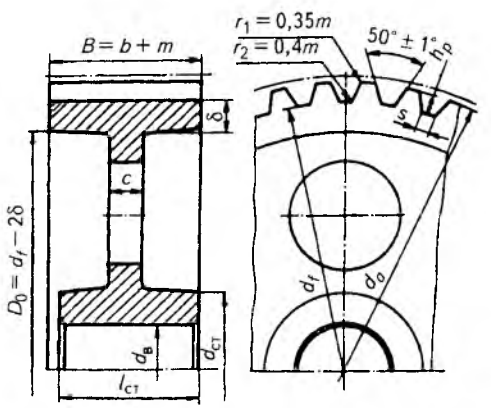


Рис. 7.12. Шкив зубчато-ременной передачи

7.5. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

Степень натяжения ремней влияет на их тяговую способность и долговечность. В процессе эксплуатации ремни вытягиваются. Для компенсации вытяжки ремней, создания сил предварительного натяжения, а также для свободного надевания ремней на шкивы используют различные натяжные устройства. В приводах сельскохозяйственных машин часто ремень натягивают, перемещая электродвигатель (рис. 7.13, *а*) по двум салазкам с помощью регулировочных винтов. Размеры салазок указаны в таблице 7.11.

В некоторых случаях двигатель устанавливают на раму или плиту, в которой выполнены два овальных или Т-образных паза. В Т-образные пазы помещают болты с четырехгранной головкой (рис. 7.13, *б*). На рисунке 7.13, *в* показан двигатель, установленный на качающейся плите. Натяжение ремня обеспечивают с помощью регулировочных винтов *1*, стяжек *2* или откидных болтов *3*. Натяжные ролики в основном

rusautomobile.ru

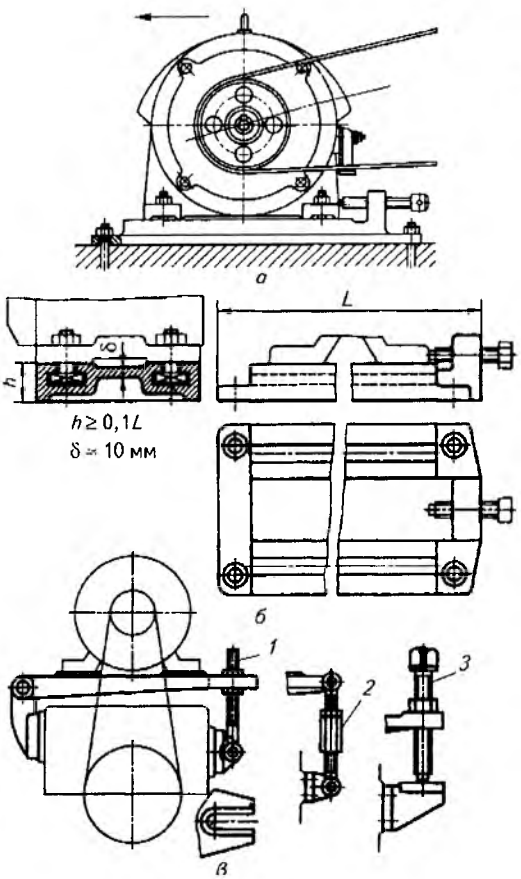


Рис. 7.13. Натяжные устройства:

1 — винт; 2 — стяжка; 3 — болт

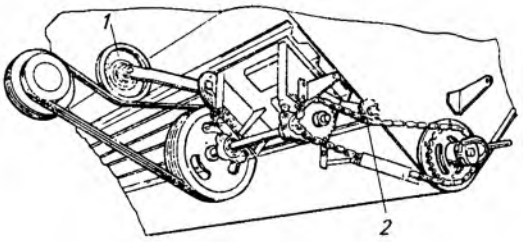


Рис. 7.14. Привод выгрузного устройства зерноуборочного комбайна:

1 — натяжной ролик ременной передачи; *2* — натяжная звездочка цепной передачи

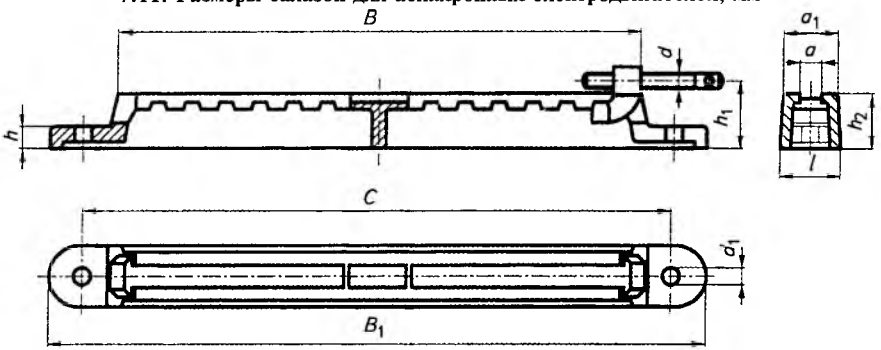
применяют в передачах с большими передаточными числами и малыми межосевыми расстояниями. Обычно в плоскоременной передаче ролик располагают с внешней стороны контура ремня (рис. 7.14). При использовании ролика в клиноременной передаче его желательно размещать с внутренней стороны (см. рис. 7.16), что позволит избежать перегибов ремня в обратную сторону и повысить его долговечность. Уменьшение угла обхвата в этом случае не влияет на нагрузочную способность передачи.

Степень натяжения ремня при монтаже или эксплуатации передачи определяют по прогибу ремня в центре пролета

$$f = 1{,}55a/100,$$

где a — межосевое расстояние передачи, мм

7.11. Размеры салазок для асинхронных электродвигателей, мм



Тип салазок	a	a_1	B	B_1	C	h	h_1	h_2	l	d	d_1	Болт для крепления лап электродвигателя
С-3	16	38	370	440	410	15	44	36	42	М12	12	М10×35
С-4	18	45	430	510	470	18	55	45	50	М12	14	М12×40
С-5	25	65	570	670	620	22	67	55	72	М16	18	М16×55
С-6	25	65	630	770	720	26	74	60	75	М16	18	М16×60
С-7	30	90	770	930	870	30	88	70	105	М20	24	М20×75

rusautomobile.ru

Приложенное усилие, Н:
для нового ремня $F = (CF_0 + C_0)/16$;
для приработанного ремня

$$F = (F_0 + C_0)/16,$$

где C — коэффициент запаса нагрузки: $C = 1{,}2...1{,}6$; C_0 — коэффициент, зависящий от жесткости ремня.

Рекомендуемые значения C_0 в зависимости от сечения ремня:

Сечение ремня	Z (О)	A	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)
C_0	5	5	10	15	35	50

7.6. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПЕРЕМЕННОЙ СКОРОСТЬЮ ВРАЩЕНИЯ

Для ступенчатого изменения частоты вращения используют плоскоременные передачи со ступенчатыми шкивами с числом ступеней на каждом шкиве от двух до четырех. Однако такие передачи применяют очень редко (лишь при небольших скоростях).

Для бесступенчатого регулирования частоты вращения служат вариаторы — клиноременные передачи со стандартными или специальными широкими клиновыми ремнями и раздвижными конусными дисками-шкивами (рис. 7.15). Скорость регулируют, изменяя диаметр одного или двух шкивов. Если в вариаторе регулируют ведомый шкив, то изменение скорости происходит при постоянной мощности, если ведущий, то при постоянном моменте.

Основная характеристика вариатора — диапазон регулирования $Д = n_{1\,max}/n_{min}$. В вариаторах со стандартными клиновыми ремнями $Д = 1{,}45...1{,}7$. Большие значения $Д$ получают при двух регулируемых шкивах. Диапазон регулирования возрастает при уменьшении диаметра меньшего шкива и угла клина. При использовании специальных широких ремней $Д = 8...10$.

Вариаторы широко используют в конструкциях различных сельскохозяйственных машин. На рисунке 7.15 показан вариатор молотильного барабана зерноуборочного комбайна. Скорость барабана меняют в зависимости от убираемой культуры. Шкивы вариатора имеют подвижные диски, перемещающиеся вдоль оси вращения с помощью гидроцилиндров. Скорость плавно меняется при раздвижении дисков на одном шкиве и сближении на другом. Такой вариатор позволяет регулировать частоту вращения барабана от 760 до 1235 мин$^{-1}$.

Вариатор ходовой части комбайна (рис. 7.16) в сочетании с коробкой передач позволяет плавно менять скорость движения комбайна в диапазоне 1...19,8 км/ч. Вариатор состоит из двух блоков (ведущего *1* и ведомого *2*), двух клиновых ремней (приводного *3* и вариаторного *4*) и натяжного ролика *5*, регулирующего натяжение приводного ремня. Вариаторный ремень установлен на шкивах переменного диаметра и натяги-

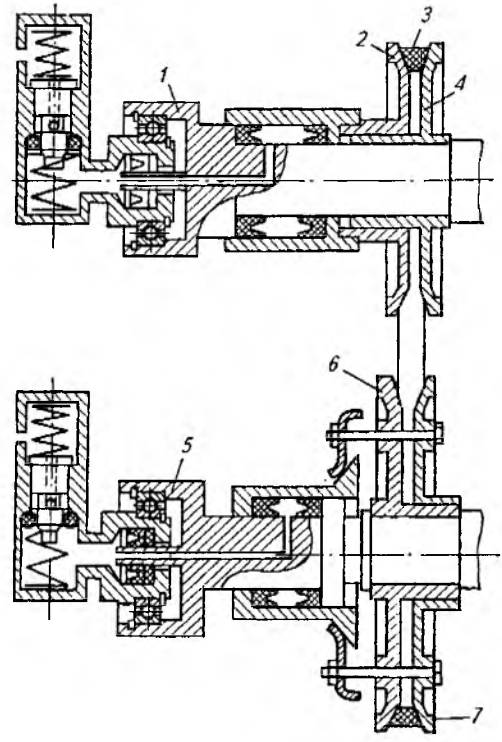


Рис. 7.15. Вариатор молотильного барабана зерноуборочного комбайна:

1, 5 — гидроцилиндры; *2, 7* — подвижные диски шкивов; *3* — вариаторный ремень; *4, 6* — неподвижные диски

rusautomobile.ru

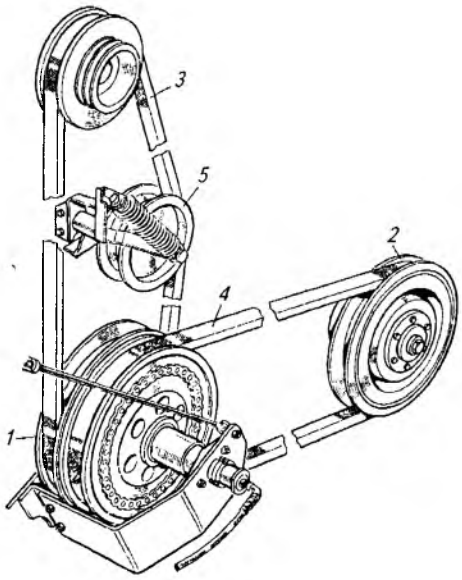


Рис. 7.16. Вариатор ходовой части зерноуборочного комбайна:

1 — ведущий блок; *2* — ведомый блок; *3* — приводной ремень; *4* — вариаторный ремень; *5* — натяжной ролик

вается автоматически. Изменение передаточного отношения происходит за счет осевых перемещений подвижных дисков ведущего и ведомого блоков вариатора по действием гидроцилиндров.

7.7. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ХРАНЕНИЯ РЕМНЕЙ

Натяжение ремня в процессе эксплуатации необходимо периодически контролировать и регулировать (см. рекомендации ГОСТ 1284.2—89).

Ременные передачи нужно предохранять от попадания на них нефтепродуктов. При попадании на ремень масла его отмывают водой с мылом и протирают насухо. По существующей технологии хранения сельскохозяйственных машин в межсезонный период приводные ремни с них снимают, протирают, осматривают, промывают в теплом мыльном растворе. Промытые ремни сушат, припудривают тальком и хранят на вешалах в расправленном состоянии. Такая технология требует специального оборудования для снятия и установки ремней. При этом их долговечность снижается.

Разработана новая технология хранения. Не снимая с машины, ремни ослабляют, протирают специальным материалом, смоченным в неэтилированном бензине, и сушат. Затем с помощью кисти, щеток или пневматического пистолета наносят защитный состав. Обработка ремней консервационными составами позволяет хранить их на открытых площадках с минимальным изменением механических характеристик.

7.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Необходимо рассчитать клиноременную передачу привода смесителя кормов (см. рис. 1.2). Передаваемая мощность $P = 13$ кВт, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1450$ мин$^{-1}$, передаточное число ременной передачи $u = 2$. Передача горизонтальная, нагрузка с умеренными толчками, работа двухсменная.

1. Определяем вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = \frac{30P}{\pi n_1} = \frac{13 \cdot 10^3 \cdot 30}{3{,}14 \cdot 1450} = 85{,}65 \text{ Н·м}.$$

По таблице 7.2 с учетом полученного значения T_1 выбираем тип клинового ремня В (Б).

2. Вычисляем диаметр ведущего шкива [см. формулу (7.4)]:

$$d_1 \geq 38...42\sqrt[3]{T_1} = 167{,}2...184{,}8 \text{ мм}.$$

Из ряда стандартных значений диаметра выбираем $d_1 = 200$ мм. Диаметр ведомого шкива $d_2 = d_1 u\ (1 - \xi) = 200 \cdot 2 \cdot (1 - 0{,}02) = 392$ мм. Из ряда стандартных значений принимаем $d_2 = 400$ мм.

3. Межосевое расстояние предварительно определяем по формуле (7.6): $a = 0{,}55(d_1 + d_2) + h = 0{,}55 \cdot (200 + 400) + 10{,}5 = 340{,}5$ мм. Параметр h выбираем по таблице 7.2. Принимаем $a = 341$ мм.

4. Длину ремня рассчитываем по формуле (7.7):

$$L = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)/4a = 2 \cdot 341 + 3{,}14(200 + 400)/2 + (400 - 200)/(4 \cdot 341) = 1653{,}3 \text{ мм}.$$

Из ряда длин выбираем $L = 1800$ мм.

5. Уточняем межосевое расстояние передачи [см. формулу (7.8)]

rusautomobile.ru

$$a=0{,}125\{2L-\pi(d_2+d_1)+$$
$$+\sqrt{[2L-\pi(d_2+d_1)]^2-8(d_2-d_1)^2}\}=$$
$$=0{,}125\{2\cdot1800-3{,}14(200+400)+$$
$$+\sqrt{[2\cdot1800-3{,}14(200+400)]^2-}$$
$$\overrightarrow{-8(400-200)^2}\}=574 \text{ мм}.$$

6. Угол обхвата ремнем меньшего шкива [см. формулу (7.9)]

$$\alpha_1=180^\circ-57(d_2-d_1)/a=$$
$$=180^\circ-57\frac{400-200}{574}=160^\circ\geq[\alpha].$$

7. Скорость ремня вычисляем по формуле (7.1):

$$v=\frac{\pi d_1 n_1}{60\cdot10^3}=\frac{3{,}14\cdot200\cdot1450}{60000}=15{,}2 \text{ м/с}.$$

8. Необходимое число ремней определяем по формуле (7.31).

С учетом характера нагрузки и условий эксплуатации [см. формулу (7.29)]

$$P_р = P_0 C_\alpha C_L C_u C_р =$$
$$= 5{,}08 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}97 \cdot 1{,}12 \cdot 0{,}9 = 4{,}67 \text{ кВт}.$$

По таблице 7.3 с учетом полученных значений диаметра ведомого шкива и скорости получаем $P_0 = 5{,}08$ кВт. Коэффициент $C_\alpha = 0{,}94$, $C_р = 0{,}9$ (см. с. 122). По формуле (7.30)

$C_L = \sqrt[6]{L/L_0} = \sqrt[6]{1800/2240} = 0{,}97$. Коэффициент $C_u = 1{,}12$ (см. с. 123).

Коэффициент C_z определяем по приближенному числу ремней $z' = P/P_р = 13/5 = 2...3$. Тогда $C_z = 0{,}95$ (см. с. 123).

Требуемое число ремней

$$z = P/(P_р C_z) = 13/(4{,}67 \cdot 0{,}95) = 2{,}93.$$

Окончательно принимаем $z = 3$.

9. Сила предварительного натяжения ремня [см. формулу (7.11)] с учетом напряжения $\sigma_0 = 1{,}6$ МПа для клиновых ремней и площади поперечного сечения ремня $A = 138$ мм^2 (см. табл. 7.2):

$$F_0 = \sigma_0 A = 1{,}6 \cdot 138 = 220{,}8 \text{ Н}.$$

10. Нагрузка на валы и опоры [см. формулу (7.19)] с учетом числа ремней

$$F_в = 2F_0 z \sin(\alpha_1/2) =$$
$$= 2 \cdot 220{,}8 \cdot 3 \cdot 0{,}98 = 1298 \text{ Н}.$$

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите область применения ременных передач. По каким признакам классифицируют ременные передачи? 2. Из каких материалов изготавливают ремни? 3. Как определить усилия в ветвях ремня? Какие напряжения возникают в ветвях ремня? 4. Назовите основные критерии работоспособности ременных передач. 5. Как повысить тяговую способность и долговечность плоскоременной и клиноременной передач? 6. С какой целью в ременных передачах создают предварительное натяжение ремня? Какие конструкции натяжных устройств используют в ременных передачах? 7. В каких сельскохозяйственных машинах используют передачи с переменной скоростью вращения (вариаторы)? Опишите принцип действия вариатора. 8. Назовите особенности эксплуатации и хранения ремней сельскохозяйственных машин.

rusautomobile.ru

Глава 8
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепные передачи применяют в приводах сельскохозяйственных, подъемно-транспортирующих машин, автомобилях и др. Цепные передачи, как и ременные, относятся к передачам с гибкой связью. Они имеют аналогичную структуру (передача состоит из двух звездочек, соединяемых цепью, рис. 8.1), но существенно отличаются принципом действия — это передачи зацеплением. Цепные передачи компактнее ременных, работают при больших нагрузках без проскальзывания, меньше нагружают валы. Их используют для передачи мощности до 100 кВт при скорости цепи до 15 м/ч и межосевых расстояниях до 8 м. Потери на трение сравнительно невелики (η = = 0,92... 0,96). Однако цепные передачи характеризуются относительно быстрым изнашиванием шарниров, повышенными требованиями к точности сборки, более сложными условиями эксплуатации, шумом и вибрацией при работе.

Кроме **приводных цепей** (рис. 8.2, *а...д*) в транспортерах, подъемниках, элеваторах используют **тяговые цепи** с различными рабочими органами (планками, скребками, ковшами и др.). В грузоподъемных устройствах для подъема груза используют **грузовые цепи** (рис. 8.2, *е...з*).

В приводах машин применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Они состоят из соединенных с помощью шарниров звеньев, которые обеспечивают цепи гибкость. В **роликовых цепях** (рис. 8.3, *а*) каждое звено состоит из двух внутренних пластин *1*, напрессованных на втулку *3*, и двух наружных пластин *2*, напрессованных на валик *4*. Втулка надета на валик. На втулке свободно вращается ролик *5*. Наличие ролика позволяет исключить трение скольжения и уменьшить износ зубьев звездочек. При передаче больших нагрузок и скоростей применяют многорядные цепи (рис. 8.3. *б*). Они состоят из тех же элементов, что и однорядные, но имеют удлиненные валики. Звенья цепи неразъемные. Концы цепи соединяют звеном (рис. 8.4, *а*), валик расклепывают или крепят шплинтом. При использовании цепей с нечетным числом звеньев необходимо применять специальные переходные звенья (рис. 8.4, *б*). Поэтому цепи с четным числом звеньев предпочтительнее.

ГОСТ 13568—97 устанавливает следующие типы роликовых цепей: ПРА — роликовые однорядные нормальной точности; ПР (табл. 8.1) — роликовые однорядные повышенной точности (двухрядные 2ПР, трехрядные 3ПР, четырехрядные 4ПР); ПРД — длиннозвенные (применяют в сельскохозяйственных машинах); ПРИ — с изогнутыми пластинами. Основной геометрический параметр цепи — шаг t, основная силовая характеристика — разрушающая нагрузка $F_{разр}$.

Пример условного обозначения роликовой однорядной цепи с шагом t = 19,05 мм и разрушающей нагрузкой $F_{разр}$ = 31,8 кН:

Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568—97.

Втулочные цепи (однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ шага 9,525 мм по ГОСТ 13568—97) не имеют роликов. Это снижает их стоимость, но увеличивает износ цепи и звездочек. В связи с этим применение втулочных цепей ог-

rusautomobile.ru

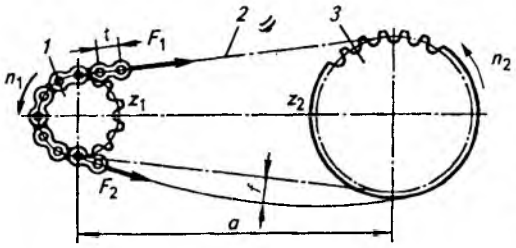


Рис. 8.1. Схема цепной передачи:

1 — ведущая звездочка; *2* — цепь; *3* — ведомая звездочка

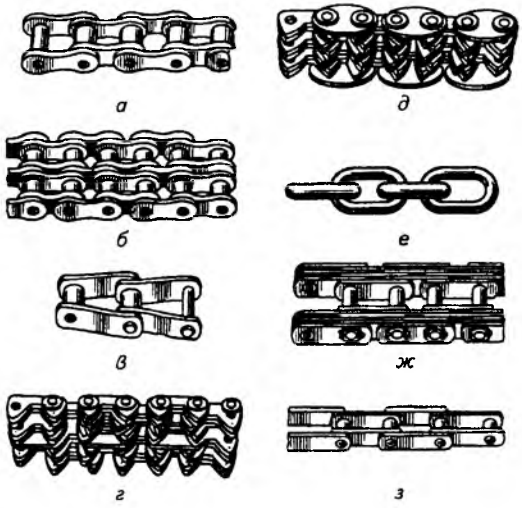


Рис. 8.2. Основные типы цепей:

а — приводная роликовая однорядная; *б* — то же, двухрядная; *в* — то же, с изогнутыми пластинами; *г* — приводная зубчатая с направляющими пластинами; *е, д* — грузовая круглозвенная; *ж* — то же, пластинчатая; *з* — то же, тяговая втулочная

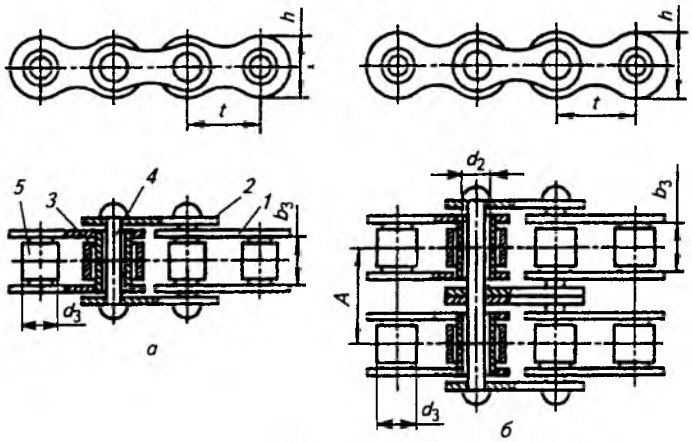


Рис. 8.3. Приводная роликовая цепь:

а — однорядная: *1, 2* — соответственно внутренняя и наружная пластина; *3* — втулка; *4* — валик; *5* — ролик; *б* — двухрядная

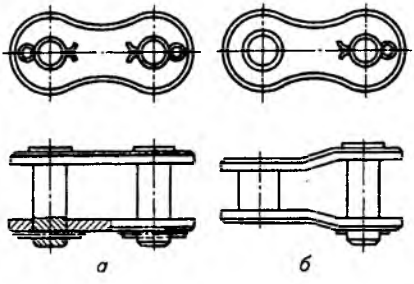


Рис. 8.4. Звенья цепи:

а — соединительное; *б* — переходное

rusautomobile.ru

8.1. Приводные однорядные роликовые цепи (ГОСТ 13568—97; рис. 8.3)

Цепь	t, мм	b_3, мм	d_1, мм	h, мм	$A_{оп}$, мм	$F_{разр}$, кН	q, кг
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	6,35	8,5	28	9,1	0,45
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	8,51	11,8	40	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2*	12,7	7,75	8,51	11,8	50	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	10,16	14,8	55	23	0,8
ПР-15,875-23*	15,875	9,65	10,16	14,8	71	23	1,00
ПР-19,05-31,8*	19,05	12,70	11,91	18,2	105	31,8	1,9
ПР-25,4-60*	25,4	15,88	15,88	24,2	180	60	2,6
ПР-31,75-89*	31,75	19,05	19,05	30,2	260	89	3,8
ПР-38,1-127*	38,1	25,4	22,23	36,2	395	127	5,5
ПР-44,45-172,4*	44,45	25,4	25,7	42,4	475	172,4	7,5
ПР-50,8-227*	50,8	31,75	28,58	48,3	645	227	9,7

* Цепи, которые изготавливают двух- и трехрядными.

раничено. Втулочные цепи в основном устанавливают в зерноочистительных машинах.

Зубчатые цепи (рис. 8.5) состоят из набора пластин *1*, шарнирно соединенных с сегментными валиками *2*. Для устранения бокового сползания цепи со звездочек применяют направляющие пластины *3*. Передачи с зубчатыми цепями работают плавно и бесшумно при высоких скоростях (до 35 м/с), но имеют ограниченное применение из-за сложности изготовления, высокой стоимости и массы. Типы и основные параметры зубчатых цепей регламентированы ГОСТ 13552—81*, параметры зубьев звездочек ГОСТ 13576—81.

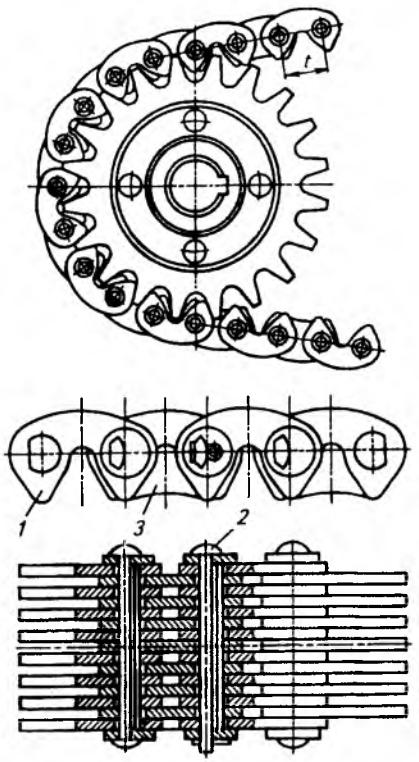


Рис. 8.5. Зубчатая цепь:

1 — основная пластина; *2* — валик; *3* — направляющая

Пример условного обозначения приводной зубчатой цепи типа 1 (с односторонним зацеплением) с шагом $t = 19{,}05$ мм, разрушающей нагрузкой 74 кН и рабочей шириной $b = 45$ мм:

Цепь ПЗ-1-19,05-74-45 ГОСТ 13552—81.*

8.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Геометрические параметры. Главный параметр цепи — шаг t (см. рис. 8.3) используют при определении остальных параметров передачи. Рекомендуемое межосевое расстояние передачи $a = (30...50)t$. При меньших значениях увеличивается число пробегов и цепь изнашивается быстрее, при больших усиливаются колебания цепи, возрастает шум.

Уточненное значение межосевого расстояния (см. рис. 8.1)

$$a = 0{,}25t\left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right], \quad (8.1)$$

rusautomobile.ru

где z_1, z_2 — число зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочек; a_t — межосевое расстояние, выраженное в шагах: $a_t = 30...50$.

Число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a_t}. \qquad (8.2)$$

Длина цепи

$$L = L_t t. \qquad (8.3)$$

Диаметр делительной окружности звездочки

$$d_д = \frac{t}{\sin 180°/z}. \qquad (8.4)$$

Диаметр окружности выступов зубьев

$$D_e = t[0{,}5 + \operatorname{ctg}(180°/z)]. \qquad (8.5)$$

Диаметр окружности впадин зубьев

$$D_i = d_д - (0{,}5d_3 + 0{,}05)2, \qquad (8.6)$$

где d_3 — диаметр ролика, мм (см. табл. 8.1).

Кинематические параметры. Передаточное число цепной передачи

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = z_2/z_1,$$

где ω_1 и ω_2 — угловая скорость соответственно ведущей и ведомой звездочек, $с^{-1}$; n_1 и n_2 — частота вращения соответственно ведущей и ведомой звездочки, $мин^1$.

Рекомендуют принимать $u \le 6$. При малых скоростях движения цепи ($v \le 2$ м/с) допускается $u \le 10$. При выборе передаточного числа следует учитывать, что с уменьшением передаточного числа плавность цепи возрастает.

Число зубьев ведущей звездочки принимают нечетным, по возможности простым и с учетом передаточного числа: при $u \le 5$ $z_1 = 29 - u$, при $u > 5$ $z = 29 - 1{,}5u$. Минимальное число зубьев звездочки при $v \le 2$ м/с принимают равным 13...15; при $v > 2$ м/с равным 17...19. С уменьшением числа зубьев звездочек из-за большого угла поворота шарнира увеличивается неравномерность движения цепи и интенсивность изнашивания шарниров.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u$. Во избежание нарушения зацепления цепи с зубьями звездочки допустимое максимальное число зубьев ведомой звездочки рекомендуется принимать не более 120.

При работе цепи возникают поперечные колебания, что вызывает дополнительные динамические нагрузки. При шаге цепи более 50 мм или высоких скоростях для уменьшения динамических нагрузок и габаритных размеров передачи рекомендуется применять двух- или трехрядные цепи.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{ztn}{60 \cdot 10^3}. \qquad (8.7)$$

Скорость цепи ограничена. При $v > 20$ м/с может произойти разрушение шарниров, раскалывание роликов, ослабление запрессовки втулок и осей в пластинах.

Силовые параметры. Полезная нагрузка (окружная сила), передаваемая цепью, Н,

$$F_t = P/v = T\pi n/(30v), \qquad (8.8)$$

где P — передаваемая мощность, Вт; T — вращающий момент на звездочке, Н · м.

Натяжение, обусловленное действием силы тяжести,

$$F_q = K_f aqg, \qquad (8.9)$$

где K_f — коэффициент провисания; для горизонтальных передач $K_f = 6$; для передач, расположенных под углом 45° к горизонтали, $K_f = 1{,}5$, для вертикальных передач $K_f = 1$; a — межосевое расстояние, м; q — масса 1 м длины цепи, кг/м (см. табл. 8.1); g — ускорение свободного падения: $g = 9{,}8$ м/$с^2$.

Натяжение от центробежных сил, Н,

$$F_v = qv^2. \qquad (8.10)$$

Натяжение наиболее нагруженной ведущей ветви цепи, Н,

$$F_{1\,max} = K_д F_t + F_q + F_v, \qquad (8.11)$$

где $K_д$ — коэффициент динамичности, определяемый по рекомендациям параграфа 8.3.

rusautomobile.ru

Натяжение ведомой ветви цепи с запасом, Н,

$$F_2 = F_q + F_v.$$

Нагрузка, действующая на валы цепной передачи,

$$F_в = (1{,}05...1{,}15)F_t. \qquad (8.12)$$

Меньшие значения нагрузки $F_в$ используют для вертикальной передачи, большие — для горизонтальной.

8.3. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Критерии работоспособности. Интенсивность изнашивания цепных передач сельскохозяйственных машин обусловлена сложными условиями их эксплуатации и хранения. Пыль, попадающая в шарниры цепи, вместе с влагой создает абразивную массу, способную долго удерживаться на трущихся поверхностях. Детали цепных передач, работающих в машинах для внесения удобрений и агрохимикатов, приготовления и раздачи кормов, подвергаются значительной коррозии и изнашиванию. Кроме того, работа цепных передач самоходных, навесных или прицепных машин сопровождается значительными колебаниями нагрузки, вибрацией и дополнительной деформацией деталей.

Основные причины выхода из строя цепных передач: износ шарниров цепи и зубьев звездочек (при этом удлиняется цепь и нарушается зацепление ее со звездочкой), проворачивание валиков и втулок в местах запрессовки (связано с низким качеством изготовления), усталостное разрушение пластин по проушинам и роликов по внутреннему и внешнему диаметрам.

Детали стандартных цепей равнопрочны. Равнопрочность обеспечивается соотношением размеров деталей, подбором материалов и способов термообработки.

Материалы для изготовления цепей и звездочек. Детали цепей изготовляют из стального холоднотянутого проката: пластины — из сталей 45, 50, 40Х, 40ХН и других с последующей закалкой до твердости $HRC \geq 32$; валики, втулки и ролики — из сталей 15, 15Х, 20Х, 12ХН3А, 38ХМЮА с последующей цементацией или азотированием до твердости *HRC* 50...63. Для пластин цепей типов ПРД и ПРИ допускается применение горячекатаного проката. Для звездочек используют стали 40, 45, 40Х с закалкой ТВЧ до твердости $HRC \geq 45$ или низкоуглеродистые стали 15, 15Х, 20, 20Х, 12ХН3А и др. с цементацией до твердости *HRC* 54...62; для звездочек больших размеров — стальное литье 45Л. Звездочки тихоходных ($v < 2$ м/с) и малонагруженных передач изготовляют из чугуна СЧ 18, СЧ 20 с термообработкой до *HRC* 35.

Расчет стандартных роликовых цепей. Расчет проводят по двум основным критериям работоспособности: износостойкости шарниров и прочности цепи.

Основной параметр, определяемый *при расчете на износостойкость*, — давление в шарнире цепи:

$$p = \frac{F_t K_э}{A_{оп} m} \leq [p], \qquad (8.13)$$

где F_t — окружная сила, Н; $K_э$ — коэффициент эксплуатации; $A_{оп}$ — проекция площади опорной поверхности шарнира, мм^2 (см. табл. 8.1); m — коэффициент рядности: для однорядной цепи $m = 1$, для двухрядной — 1,7, для трехрядной $m = 2{,}5$; $[p]$ — допустимое давление в шарнирах, МПа (табл. 8.2).

Коэффициент эксплуатации

$$K_э = K_д K_a K_н K_{см} K_{рег} K_{реж}, \qquad (8.14)$$

где $K_д$ — коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки: при спокойной нагрузке $K_д = 1$, при нагрузке с умеренными толчка-

8.2. Допустимое давление в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи t, мм	$[p]$, МПа, при частоте вращения малой звездочки, мин$^{-1}$							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,87	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26,2	23,4	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	28,7	24,2	21	18,5	16,6	15	—
44,45...50,8	35	26,2	21	17,5	15	—	—	—

rusautomobile.ru

ми — 1,2...1,5, при сильных толчках $K_д = 1,8$; K_a — коэффициент межосевого расстояния или длины цепи: при $a = (30...50)t$ $K_a = 1$, при $a < 25t$ $K_a = 1,25$, при $a = (60...80)t$ $K_a = 0,9$; $K_н$ — коэффициент наклона передачи к горизонтали: при угле наклона линии центров звездочек до 60° $K_н = 1$, более 60° — 1,25; $K_{см}$ — коэффициент, учитывающий способ смазывания: при непрерывном смазывании в масляной ванне $K_{см} = 0,8$, при регулярном капельном смазывании — 1, при периодическом смазывании $K_{см} = 1,5$; $K_{рег}$ — коэффициент, учитывающий способ регулирования передачи: при регулировании натяжения цепи за счет перемещения звездочки $K_{рег} = 1$, при использовании натяжных звездочек или роликов — 1,1, для нерегулируемых передач $K_{рег} = 1,25$; $K_{реж}$ — коэффициент, учитывающий режим или продолжительность работы: при односменной работе $K_{реж} = 1$, при двухсменной — 1,25, при трехсменной $K_{реж} = 1,45$.

Решая совместно формулы (8.13), (8.7), (8.8) и учитывая, что для роликовых цепей $A_{оп} \approx 0,28t^2$, можно определить необходимый шаг цепи (основная формула проектного расчета цепной передачи):

$$t \geq 2,8\sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1 [p] m}}, \qquad (8.15)$$

где T_1 — вращающий момент на ведущей звездочке, Н · мм.

Для однорядных цепей типа ПР можно использовать упрощенную зависимость

$$t \geq 1,28\sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}. \qquad (8.16)$$

При расчете цепной передачи *на прочность* определяют коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{F_{разр}}{F_{1max}} \geq [s], \qquad (8.17)$$

где $F_{разр}$ — разрушающая нагрузка, Н (см. табл. 8.1); $[s]$ — допустимый условный коэффициент запаса прочности: $[s] = 5...6$.

8.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Звездочки по конструкции подобны зубчатым колесам. Профиль и размеры зубьев зависят от типа цепи. Зубья звездочек роликовых и втулочных цепей

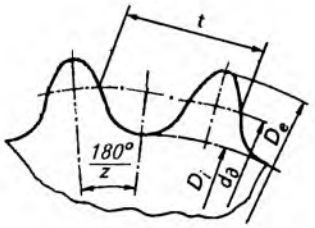


Рис. 8.6. Параметры зубьев звездочки для приводных роликовых и втулочных цепей

профилируют по ГОСТ 591—69* (рис. 8.6), зубчатых — по ГОСТ 13576—81. Основные размеры зубьев и венцов звездочек роликовых и втулочных цепей определяют по таблице 8.3.

Для многорядных цепей параметр A (см. рис. 8.3) выбирают из следующих соотношений:

Шаг цепи t, мм	12,7	15,875	19,05	25,4
A, мм	13,92	16,59	22,78	29,29

Продолжение

Шаг цепи t, мм	31,7	38,1	44,45	50,8
A, мм	35,76	45,44	48,87	58,55

Длина ступицы звездочки (рис. 8.7, *а*) $l_{ст} = (0,8...1,5)d_в$. Диаметр ступицы $d_{ст} = 1,5d_в + 10$ мм.

Звездочки диаметром свыше 200 мм рекомендуется делать составными (рис. 8.7, *б*) или сварными (рис. 8.7, *в*). В составной звездочке ступица может быть выполнена из чугуна.

Предельные отклонения размеров зубьев звездочек средней группы точности: диаметра окружности выступов — $h12$, диаметра окружности впадин — $h11$, ширины зубьев — $h12$; для низкой точности соответственно $h14$,

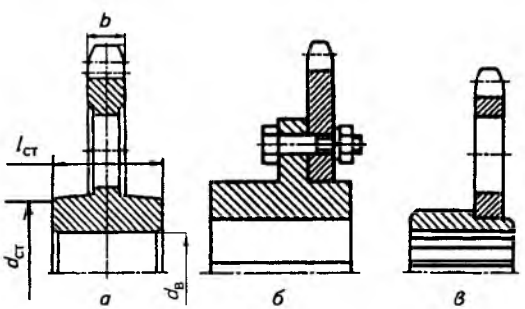
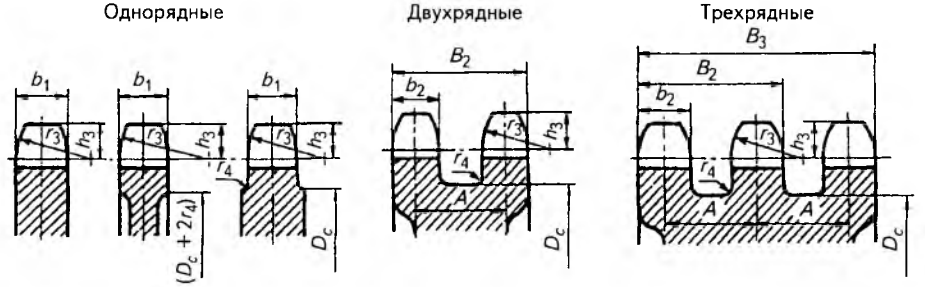


Рис. 8.7. Звездочки цепной передачи:

а — монолитная; *б* — составная; *в* — сварная

rusautomobile.ru

8.3. Размеры зуба и венца звездочки в поперечном сечении



Параметр	Расчетная формула
Диаметр элемента зацепления цепей:	
втулочных $D_ц = d_2$	Размеры выбирают по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 (см. табл. 8.1)
роликовых $D_ц = d_3$	
Ширина пластины цепи (наибольшая) h	
Расстояние между внутренними пластинами цепи b_3	
Расстояние между осями многорядной цепи A	
Радиус закругления зуба (наименьший) r_3	$r_3 = 1{,}7D_ц$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений h_3	$h_3 = 0{,}8D_ц$
Диаметр обода (наибольший) D_c	$D_c = t\,\mathrm{ctg}(180°/z) - 1{,}3h$
Радиус закругления r_4	$r_4 = 1{,}6$ мм при $t \le 35$ мм $r_4 = 2{,}5$ мм при $t > 35$ мм
Ширина зуба звездочки, мм:	
однорядной b_1	$b_1 = 0{,}93b_3 - 0{,}15$
двухрядной b_2	$b_2 = 0{,}90b_3 - 0{,}15$
многорядной b_n	$b_n = 0{,}86b_3 - 0{,}30$
Ширина венца многорядной звездочки B_n	$B_n = (n-1)A + b_n$, где n — число рядов

Примечание. Указанные в таблице размеры вычисляют с точностью до 0,1 мм. Размер D_c округляют до 1 мм.

$h12$, $h14$. Предельные отклонения диаметра посадочного отверстия ступицы звездочки не ниже $H8$.

Параметр шероховатости рабочих поверхностей зубьев принимают: $Ra \le 6{,}3$ мкм при $v \le 8$ м/с и $Ra \le 3{,}2$ мкм при $v > 8$ м/с.

8.5. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ХРАНЕНИЯ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

Натяжение цепи. При эксплуатации цепных передач необходимо постоянно контролировать натяжение цепей, а также расположение в одной плоскости ведущей, ведомой и натяжной звездочек. Натяжение цепи регулируют, перемещая одну из звездочек (см. рис. 7.14, *а*). Натяжную звездочку располагают как внутри, так и снаружи контура цепи. Натяжение считается нормальным (ГОСТ 13568—97), если при межосевом расстоянии передачи $a = 1000$ мм стрела провисания ведомой ветви цепи $f = 40$ мм $\pm$ 10 мм при приложении усилия 160Н $\pm$ 10Н. При увеличении или уменьшении a на каждые 100 мм f соответственно увеличивается или уменьшается на 4 мм $\pm$ 1 мм.

Смазывание. Для уменьшения износа цепей их смазывают. Способ смазывания зависит от типа сельскохозяйственной машины и условий эксплуатации передачи. При скорости до 4 м/с цепь периодически смазывают с помощью ручной масленки индустриальным, цилиндровым или трансмиссионным маслом. Но жидкий смазочный материал способствует проникновению абразивных частиц

rusautomobile.ru

в шарниры цепи и ускорению процесса изнашивания. В тяжелонагруженных приводных передачах используют солидол, пластичную смазку ЦИАТИМ-201, существенно повышающую ресурс работы передачи, и графитную смазку БВН-1.

Перспективными считают цепи, трущиеся поверхности которых покрыты антифрикционными материалами, не требующими смазывания.

Защитные устройства. Рекомендуется использовать кожухи из листовой стали, защищающие передачу от пыли и грязи, обеспечивающие безопасность, снижающие шум. При непрерывном смазывании кожух может служить картером для смазочного материала. Кожухи из сетки служат только для защиты обслуживающего персонала.

Хранение. При подготовке техники к хранению цепи очищают. В процессе наружного осмотра выбраковывают звенья с трещинами или выкрашиванием металла в деталях, а также звенья, в наружных пластинах которых проворачиваются валики, а во внутренних — втулки. После наружного осмотра проводят дефектацию цепи. С помощью специальных приспособлений проверяют удлинение цепи на десяти звеньях в трех равномерно расположенных по всей длине зонах. Предельное увеличение среднего шага цепи по сравнению с номинальным значением должно быть не более 4 %. Годные к дальнейшей эксплуатации цепи проваривают в отработанном автотракторном масле при температуре 90 °С в течение 15 мин, затем скатывают в рулон и хранят на складе. Для защиты от коррозионных воздействий цепи упаковывают в промасленную или ингибированную бумагу.

Состояние звездочек при дефектации определяют внешним осмотром, выявляя трещины и поломки зубьев и ступиц. Затем, измеряя размеры, выявляют степень износа зубьев, шпоночных, шлицевых и резьбовых отверстий, биение венцов. Основным выбраковочным параметром служит износ зубьев.

8.6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Необходимо рассчитать цепную передачу привода раздатчика кормов. Передаваемая мощность $P = 3$ кВт, вращающий момент на валу ведущей звездочки $T_1 = 300$ Н · м, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 80$ мин$^{-1}$, передаточное число $u = 1{,}8$. Условия работы цепи: нагрузка с умеренными толчками; смазывание периодическое; работа односменная; натяжение цепи регулируют натяжной звездочкой; передача горизонтальная.

1. Число зубьев ведущей звездочки определяем по рекомендациям параграфа 8.2: $z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 1{,}8 = 25{,}4$. Принимаем $z_1 = 25$. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u = 25 \times 1{,}8 = 45$.

2. Выбираем однорядную цепь и вычисляем шаг цепи [см. условие (8.15)]:

$$t = 2{,}8\sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1 [p] m}} = 2{,}8\sqrt[3]{\frac{300 \cdot 10^3 \cdot 1{,}8}{25 \cdot 34 \cdot 1}} 24{,}85 \text{мм}.$$

По формуле (8.14) определяем коэффициент эксплуатации: $K_э = K_д K_a K_н K_{см} K_{рег} K_{реж}$. Для заданных условий эксплуатации принимаем $K_д = 1{,}2$, $K_a = 1$ (поскольку рекомендуют $a_t = 30...50$), $K_н = 1$, $K_{см} = 1{,}5$, $K_{рег} = 1{,}1$, $K_{реж} = 1$. Следовательно, $K_э = 1{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \times 1{,}5 \cdot 1{,}1 \cdot 1 = 1{,}98$.

Допустимое давление $[p]$ предварительно определяем по таблице 8.2, ориентируясь на $n_1 = 80$ мин$^{-1}$: $[p] = 34$ МПа.

Для однорядных цепей $m = 1$.

По ГОСТ 13568—97 (табл. 8.1) принимаем ближайшее значение $t = 25{,}4$ мм.

3. Принимаем значение межосевого расстояния, выраженное в шагах, $a_t = 40$.

4. Число звеньев цепи определяем по формуле (8.2):

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a_t} =$$

$$= 2 \cdot 40 + \frac{25 + 45}{2} + \frac{(45 - 25)^2}{4 \cdot 3{,}14^2 \cdot 40} = 115{,}25.$$

Принимаем $L_t = 116$.

5. Межосевое расстояние уточняем по выражению (8.1):

rusautomobile.ru

$$a = 0{,}25 \cdot 25{,}4\left[116 - \frac{25+45}{2} + \sqrt{\left(116 - \frac{25+45}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{45-25}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2}\right] =$$

$$= 1025{,}5 \text{ мм}.$$

6. Длину цепи вычисляем по формуле (8.3): $L = L_t t = 116 \cdot 25{,}4 = 2904{,}64$ мм.

7. Диаметры делительных окружностей звездочек [см. формулу (8.4)]

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin(180°/z_1)} = \frac{25{,}4}{\sin 7{,}2°} = 203{,}2 \text{ мм};$$

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin(180°/z_2)} = \frac{25{,}4}{\sin 4°} = 362{,}9 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности выступов зубьев [см. формулу (8.5)]

$$D_{e1} = t[0{,}5 + \operatorname{ctg}(180°/z_1)] = 25{,}4 \cdot (0{,}5 + 7{,}9) = 213{,}8 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = t[0{,}5 + \operatorname{ctg}(180°/z_2)] = 25{,}4 \cdot (0{,}5 + 14{,}3) = 375{,}9 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности впадин зубьев [см. формулу (8.6)]

$$D_{i1} = d_{д1} - (0{,}5d_3 + 0{,}05) \cdot 2 = 203{,}2 - 5 \cdot 15{,}88 + 0{,}05) \cdot 2 = 187{,}22 \text{ мм},$$

$$D_{i2} = d_{д2} - (0{,}5d_3 + 0{,}05) \cdot 2 = 362{,}9 - (0{,}5 \cdot 15{,}88 + 0{,}05) \cdot 2 = 346{,}92 \text{ мм}.$$

8. Средняя скорость цепи [по формуле (8.7)]

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25{,}4 \cdot 80}{60000} \approx 0{,}85 \text{ м/с}.$$

9. Полезная нагрузка (окружная сила), передаваемая цепью [см. формулу (8.8)],

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{T_1 \pi n_1}{30v} = \frac{300 \cdot 3{,}14 \cdot 80}{30 \cdot 0{,}85} = 2955{,}3 \text{ Н}.$$

10. Проверочный расчет цепи на износостойкость выполняем по условию (8.13). Давление в шарнире цепи

$$p = \frac{F_t K_э}{A_{оп} m} = \frac{2955{,}3 \cdot 1{,}98}{180 \cdot 1} = 32{,}51 \text{ МПа}.$$

Для выбранной цепи проекция площади шарнира $A_{оп} = 180$ мм^2 (см. табл. 8.1).

Расчетное давление в шарнире цепи меньше допустимого $[p] = 34$ МПа. Следовательно, износостойкость цепи при заданных нагрузках обеспечена.

11. Прочность цепи проверяем по условию (8.17). Коэффициент запаса прочности $s = F_{разр}/F_{1\,max} = 60\,000/3701 = 16{,}2$.

Для рассматриваемой цепи разрушающая нагрузка (см. табл. 8.1) $F_{разр} = 60$ кН $= 60\,000$ Н. Натяжение наиболее нагруженной (ведущей) ветви цепи [см. формулу (8.11)]

$$F_{1\,max} = K_д F_t + F_q + F_v = 1{,}2 \cdot 2955{,}3 + 152{,}9 + 1{,}88 = 3701 \text{ Н}.$$

Натяжение от действия силы тяжести [см. формулу (8.9)] $F_q = K_f aqg = 6 \cdot 1 \cdot 2{,}6 \cdot 9{,}8 = 152{,}9$ Н.

Поскольку передача горизонтальная, то коэффициент провисания $K_f = 6$. Межосевое расстояние $a = 1$ м, ускорение свободного падения $g = 9{,}8$ м/с^2. Величину $q = 2{,}6$ кг/м принимаем по таблице 8.1. Натяжение от центробежных сил [см. формулу (8.10)]

$$F_v = qv^2 = 2{,}6 \cdot 0{,}85^2 = 1{,}88 \text{ Н}.$$

Условие прочности выполняется, так как полученное значение коэффициента запаса прочности больше $[s] = 5...6$.

12. Нагрузку на валы цепной передачи определяем по формуле (8.12):

$$F_в = 1{,}15F_t = 1{,}15 \cdot 2955{,}3 = 3398{,}6 \text{ Н}.$$

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите преимущества и недостатки цепных передач. 2. Опишите основные типы приводных цепей. 3. Какие материалы используют для изготовления деталей цепей? 4. Назовите основные причины выхода из строя цепных передач. По каким критериям рассчитывают цепные передачи? 5. Как влияют число зубьев звездочек и скорость цепи на ее работоспособность? 6. Перечислите особенности эксплуатации и хранения цепей сельскохозяйственных машин.

rusautomobile.ru

Глава 9
ПЕРЕДАЧА ВИНТ — ГАЙКА

Передачу винт — гайка используют для преобразования вращательного движения в поступательное при перемещении грузов, создания значительных осевых усилий (грузовые винты в домкратах, прессах) и для получения медленных или точных перемещений (ходовые винты для настройки и регулировки механизмов). На рисунках 9.1, 9.2, 9.3 показаны простейшие винтовые механизмы с трением скольжения. Такой механизм характеризуется простотой конструкции и изготовления, большой нагрузочной способностью при малых габаритных размерах, но имеет очень низкий КПД и повышенное изнашивание резьбы.

В механизмах сельскохозяйственных машин широко применяют винтовые механизмы с вращающимся и одновременно перемещающимся винтом и неподвижной гайкой. Съемный винтовой механизм (рис. 9.1) используют для замены и регулировки положения рабочих органов почвообрабатывающих агрегатов: плугов, борон и т. д. Вращая винт *1*, закрепленный в кронштейне (неподвижная гайка) рамы *2*, с помощью цепи *4* поднимают или опускают секцию *5*, фиксируя ее положение в стояках *3* штырями. В простом домкрате (рис. 9.2) при вращении винта *3* в неподвижной гайке *2* получают поступательное движение винта и поднимают груз, опирающийся на чашку *1*. На рисунке 9.3 показан механизм регулировки положения плуга *1*. Длину тяги *2* регулируют винтовой стяжкой *3*, состоящий из двух винтов и гайки с правой и левой резьбой. При вращении гайки винты перемещаются в разные стороны, вследствие чего увеличивается или уменьшается длина тяги.

В технике достаточно часто используют винтовые механизмы (рис. 9.4), в которых или вращение винта *1* вызывает поступательное движение гайки *2* (*а*), или при вращении гайки *2* винт *1* перемещается вдоль оси (*б*). Винты устанавливают на одной или двух опорах. Опорой может служить гайка.

На грузовых и ходовых винтах с целью уменьшения трения используют резьбы с малыми углами профиля — трапецеидальные (ГОСТ 24737—81), прямоугольные и упорные (ГОСТ 10177—82). При реверсивном движении под нагрузкой применяют трапецеидальные резьбы, для получения точных перемещений — трапецеидальные с уменьшенным углом профиля и прямоугольные, в передачах с односторонними нагрузками — упорные. Треугольные резьбы используют редко.

Материалы винтов должны обладать высокой прочностью и износостойкостью. При незначительных нагрузках и невысоких скоростях винты изготавливают из сталей 45 и 50 без термообработки, при большой нагрузке — из сталей 65Г, 40Х, 40ХН, подвергаемых закалке, и из азотируемых сталей 18ХГТ, 40ХФА. Для гаек используют антифрикционные чугуны АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1, АКЧ-2 и серые чугуны СЧ 15, СЧ 20, а при высоких скоростях вращения — оловянные бронзы БрО6Ц6С3, БрОФЖ10-1 и др.

Передаточное число винтовой передачи

$$u = 2\pi l_р / Pz, \qquad (9.1)$$

где $l_р$ — длина рукоятки (см. рис. 9.2), мм; P — шаг резьбы, мм; z — число заходов резьбы.

Скорость поступательного движения винта (гайки), м/с,

rusautomobile.ru

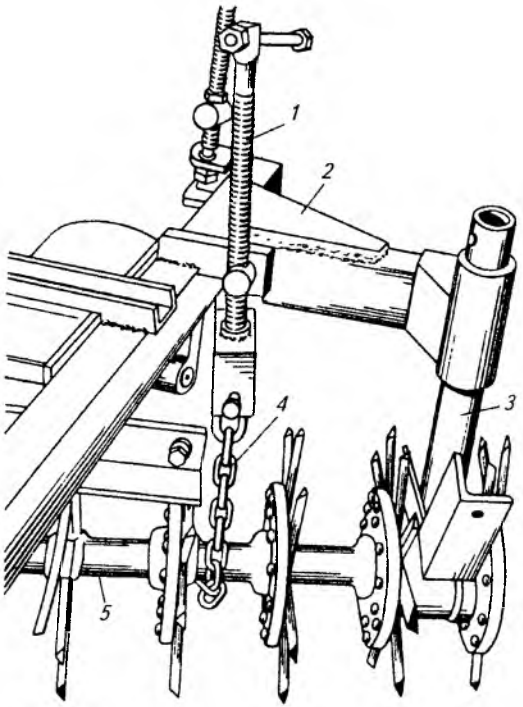
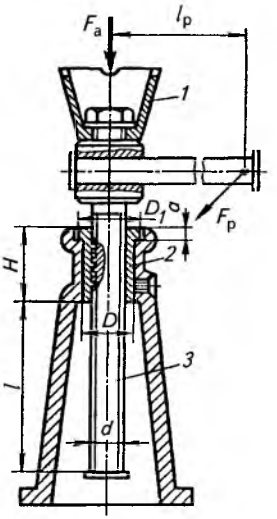


Рис. 9.1. Винтовой механизм подъема:

1 — винт механизма подъема; *2* — рама агрегата; *3* — стояк; *4* — цепь (стропа); *5* — зубовая секция

Рис. 9.2. Винтовой домкрат:

1 — чашка; *2* — гайка; *3* — винт



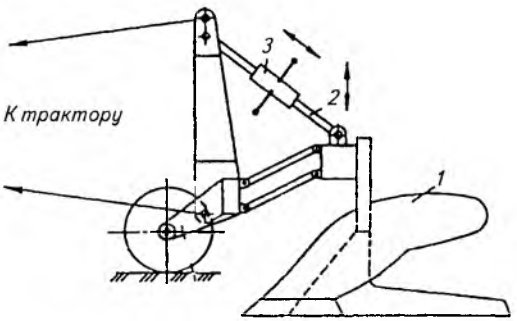


Рис. 9.3. Механизм регулировки положения плуга:

1 — плуг; *2* — регулируемая тяга; *3* — винтовая стяжка

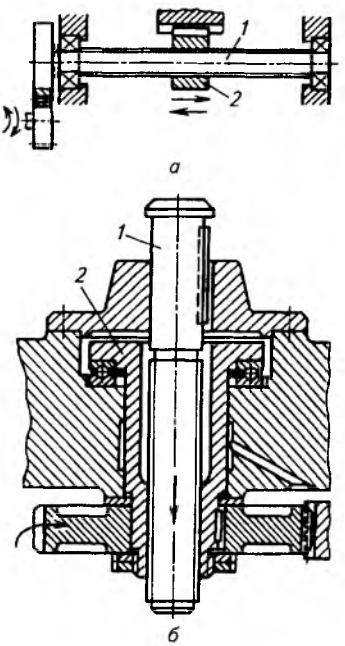


Рис. 9.4. Винтовые механизмы:

а — поступательное движение гайки; *б* — поступательное движение винта; *1* — винт; *2* — гайка

rusautomobile.ru

$$v = \frac{zPn}{60 \cdot 10^3}, \qquad (9.2)$$

где n — частота вращения винта (гайки), мин$^{-1}$.

КПД передачи при вращающемся ведущем звене

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)},$$

где ψ — угол подъема винтовой линии резьбы: $\operatorname{tg}\psi = P/\pi d_2$; d_2 — средний диаметр резьбы, мм; ρ — приведенный угол трения (табл. 9.1): $\operatorname{tg}\rho = f$; f — коэффициент трения.

При $\psi \le \rho$ передача движения от ведомого звена к ведущему невозможна (самотормозящаяся передача). Эффект самоторможения реализован в передачах с грузовыми винтами. В таких передачах $\eta \le 0{,}5$.

Для увеличения КПД винтовой пары применяют многозаходные резьбы, смазку, повышают класс шероховатости рабочих поверхностей передачи или используют передачи с трением качения (шариковинтовые).

9.1. Значения коэффициента трения f и угла трения ρ

Материал пары		Параметр	
винт	гайка	f	ρ
Сталь	Бронза оловянистая	0,1	5°43′
Сталь	Бронза безоловянистая	0,12	6°51′
Сталь	Чугун антифрикционный	0,13	7°25′

Винтовые передачи с трением скольжения выходят из строя вследствие интенсивного изнашивания витков резьбы. Поэтому основные геометрические параметры — диаметр резьбы d (см. рис. 9.2) и высоту гайки H определяют при расчете передачи на сопротивление изнашиванию

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 h i} \le [p], \qquad (9.3)$$

где p — расчетное давление в резьбе, МПа; F_a — осевая сила, действующая на винт, Н; d_2 — средний диаметр резьбы трапецеидального профиля; мм; h — рабочая высота профиля, мм: для трапецеидальной резьбы $h = 0{,}5P$, для упорной $0{,}75P$; для треугольной $h = 0{,}65P$; $i = H/P$ — число заходов резьбы по высоте гайки; $[p]$ — допустимое давление в резьбе, МПа: для пары сталь — чугун $[p] = 4...6$, незакаленная сталь — бронза $[p] = 8...10$, закаленная сталь — бронза $[p] = 10...15$.

Средний диаметр, мм, резьбы трапецеидального профиля при $i = H/P$ и $\psi_H = H/d_2$

$$d_2 \ge \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H [p]}}. \qquad (9.4)$$

Значения ψ_H для цельных гаек выбирают в пределах 1,2...2,5 (большие значения для резьбы меньших диаметров). Полученное значение d_2 уточняют по стандарту на резьбу: $d_2 = d - 0{,}5p_p$.

Длину винта l определяют из конструктивных соображений. Для домкратов $l = (8...10)d$, где d — наружный диаметр резьбы, мм.

При больших нагрузках выполняют проверочный расчет винтовой передачи на прочность по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_к^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_1^3}\right)^2} \le [\sigma], \qquad (9.5)$$

где σ_p — напряжение растяжения, МПа; $\tau_к$ — напряжение кручения, МПа; d_1 — внутренний диаметр резьбы, мм; $T = 0{,}5F_a d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)$ — момент трения в резьбе, Н · мм; $[\sigma]$ — допустимое напряжение сжатия, МПа: $[\sigma] = \sigma_т/s$; $\sigma_т$ — предел текучести материала винта, МПа; s — коэффициент запаса прочности: $s = 2...3$.

Длинные тяжелонагруженные винты проверяют на устойчивость:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_a}{A_1} \le [\sigma_{сж}]\varphi, \qquad (9.6)$$

где $A_1 = \pi d_1^2/4$ — площадь поперечного сечения винта, мм^2; $[\sigma_{сж}]$ — допустимое напряжение сжатия, МПа: $[\sigma_{сж}] = \sigma_т/s_y$; s_y — коэффициент запаса устойчивости: для вертикальных винтов $s_y = 2...3$, для горизонтальных $s_y = 4...5$; φ — коэффициент снижения допустимых напряжений, зависящий от гибкости стержня.

Гибкость стержня

$$\lambda = \mu l / r_{min}, \qquad (9.7)$$

где μ — коэффициент, учитывающий способ заделки стержня: для винтов с одной жесткой опорой (см. рис. 9.2) $\mu = 2$, для винтов с одной опорой и направлением в гайке $\mu = 1$, для винтов на двух опорах при сжатии по всей длине (см.

rusautomobile.ru

рис. 9.4, *а*) $\mu = 0{,}7$; *l* — расчетная длина стержня, мм; r_{min} — минимальный радиус инерции, мм: $r_{min} = \sqrt{I/A_1}$; *I* — приведенный момент инерции круглого сечения стержня, мм^4: $I = \frac{\pi d_1^4}{64}\left(0{,}4 + 0{,}6\frac{d}{d_1}\right)$; *d* — наружный диаметр резьбы, мм.

Для круглого сечения можно принимать $r_{min} \approx 0{,}25d$.

При гибкости стержня $\lambda \le 60$ расчет на устойчивость выполнять необязательно.

Значения коэффициента φ следует выбирать в зависимости от гибкости стержня λ из следующих соотношений:

λ	30	40	50	60	70	80	90
φ*	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62
	0,91	0,87	0,83	0,79	0,72	0,65	0,55

Продолжение

λ	100	110	120	130	140	150
φ*	0,51	0,43	0,37	0,33	0,29	0,26
	0,43	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21

* Нижние значения φ относятся к сталям повышенного качества.

Пример. Определить диаметр винта винтового механизма навесного трехкорпусного плуга (рис. 9.5), агрегатируемого с трактором класса 1,4. Винтовой механизм, состоящий из винта *3* и гайки *2*, используют для регулировки положения опорного колеса *4*. Горизонтальная составляющая тягового сопротивления плуга $P_x = 14$ кН.

1. Определяем вертикальную нагрузку на винтовой механизм: $F_a = 0{,}2P_x = 0{,}2 \cdot 14 = 2{,}8$ кН.

2. Принимаем для изготовления винта сталь 45 без термообработки, $[\sigma_в] = 600$ МПа, $\sigma_т = 300$ МПа, для гайки — чугун СЧ 15; для винтовой пары сталь — чугун допустимое давление в резьбе $[p] = 4...6$ МПа; резьба трапецеидальная (ГОСТ 24737—81).

3. Определяем средний диаметр резьбы [см. формулу (9.4)]

$$d_2 \ge \sqrt{\frac{F_a}{\pi\psi_H [p]}} = \sqrt{\frac{2{,}8 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 1{,}5 \cdot 4}} = 12{,}2 \text{ мм}.$$

По рекомендациям назначаем коэффициент $\psi_H = 1{,}5$.

Принимаем по стандарту наружный диаметр резьбы $d = 16$ мм, шаг резьбы $P = 4$ мм. Тогда средний диаметр резьбы $d_2 = d - 0{,}5P = 16 - 0{,}5 \cdot 4 = 14$ мм, что больше расчетного значения. Внутренний диаметр резьбы $d_1 = d - 2h = 16 - 2 \cdot 2{,}25 = 11{,}5$ мм. По стандарту $h = 2{,}25$ мм. Высоту гайки определяем по формуле $H = \psi_H d_2 = 1{,}5 \cdot 14 = 21$ мм.

4. Выполняем проверочный расчет винта на прочность. Эквивалентное напряжение [см. формулу (9.5)]

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_р^2 + 3\tau_к^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_1^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_1^3}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2{,}8 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 11{,}5^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 4312 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 11{,}5^3}\right)^2} =$$

$$= 36{,}8 \text{ МПа}.$$

Момент трения в резьбе

$$T = 0{,}5F_a d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) = 2{,}8 \cdot 10^3 \cdot 7 \cdot 0{,}22 = 4312 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{P}{\pi d_2} = \operatorname{arctg}\frac{4}{3{,}14 \cdot 14} = 5{,}2°.$$

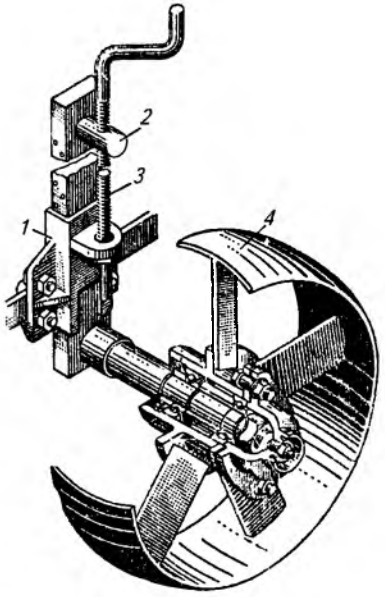


Рис. 9.5. Винтовой механизм опорного колеса плуга:

1 — державка; *2* — гайка; *3* — винт опорного колеса; *4* — опорное колесо

rusautomobile.ru

По таблице 9.1 принимаем $\rho = 7°25'$. Допустимое напряжение $[\sigma] = \sigma_т/s = 300/3 = 100$ МПа. Так как $\sigma_{экв} < [\sigma]$, то условие прочности выполняется.

Условие, обеспечивающее самоторможение: $\rho \le \psi$, также выполняется.

5. Уточняем условие, при котором необходима проверка на устойчивость. Рабочую длину винта определяем по конструкции: $l = 150$ мм. Для винтов с одной опорой и направлением в гайке $\mu = 1$. Минимальный радиус инерции $r_{min} \approx 0{,}25d = 4$ мм.

Гибкость стержня [см. формулу (9.7)] $\lambda = \mu l/r_{min} = 1 \cdot 150/4 = 37{,}5$. Поскольку расчетное значение $\lambda < 60$, то проверку на устойчивость можно не выполнять.

Контрольные вопросы и задания

1. В каких машинах или устройствах сельскохозяйственного назначения применяют передачи винт — гайка? 2. Назовите материалы, используемые для изготовления основных деталей передачи. Почему в основном применяют антифрикционные материалы? 3. Какие резьбы используют в передаче винт — гайка? 4. По каким критериям рассчитывают передачу винт — гайка? 5. Сформулируйте условия, при которых исключается самоторможение передачи.

rusautomobile.ru

Глава 10
КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

10.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВАЛОВ

Вращающиеся детали машин (зубчатые колеса, шкивы, звездочки и др.) размещают на валах и осях. Валы предназначены для передачи вращающего момента вдоль своей оси. Силы, возникающие при передаче вращающего момента, вызывают напряжения кручения и изгиба, а иногда напряжения растяжения или сжатия. Оси не передают вращающий момент; действующие в них силы вызывают лишь напряжения изгиба (незначительные вращающие моменты от сил трения не учитываются). Валы вращаются в подшипниках. Оси могут быть вращающиеся или неподвижные.

По назначению различают **валы передач** и **коренные валы**, несущие нагрузку не только от деталей передач, но и от рабочих органов машин (дисков, фрез, барабанов и т. д.).

По конструкции валы можно разделить на **прямолинейные**, **коленчатые** и **гибкие** (рис. 10.1). Широко применяют прямолинейные валы ступенчатой конструкции. Такая форма вала удобна при монтаже, так как позволяет установить деталь с натягом без повреждения соседних участков и обеспечить ее осевую фиксацию. Уступы валов могут воспринимать значительные осевые нагрузки. Однако в местах сопряжения участков разного диаметра возникает концентрация напряжений, что снижает прочность вала.

Чтобы уменьшить массу вала, разместить соосный вал и обеспечить подачу масла, охлаждающей жидкости или воздуха, применяют полые валы.

К особой группе относятся **гибкие валы**, используемые для передачи вращающего момента между валами, оси вращения которых смещены в пространстве. В сельскохозяйственных, подъемно-транспортирующих и других машинах часто используют **трансмиссионные валы**, длина которых достигает нескольких метров. Их выполняют составными, соединяя с помощью фланцев или муфт.

10.2. ЭТАПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛОВ

Критерии работоспособности вала. Конструкция, размеры и материал вала существенно зависят от критериев, определяющих его работоспособность. Работоспособность валов характеризуется в основном их прочностью и жесткостью, а в некоторых случаях виброустойчивостью и износостойкостью.

Большинство валов передач разрушаются вследствие низкой усталостной прочности. Поломки валов в зоне концентрации напряжений происходят из-за действий переменных напряжений. Для тихоходных валов, работающих с перегрузками, основным критерием работоспособности служит статическая прочность. Жесткость валов при изгибе и кручении определяется значениями прогибов, углов поворота упругой линии и углов закрутки. Упругие перемещения валов отрицательно влияют на работу зубчатых и червячных передач, подшипников, муфт и других элементов привода, понижая точность механизмов, увеличивая концентрацию нагрузок и износ деталей.

Для быстроходных валов опасно возникновение резонанса — явления,

rusautomobile.ru

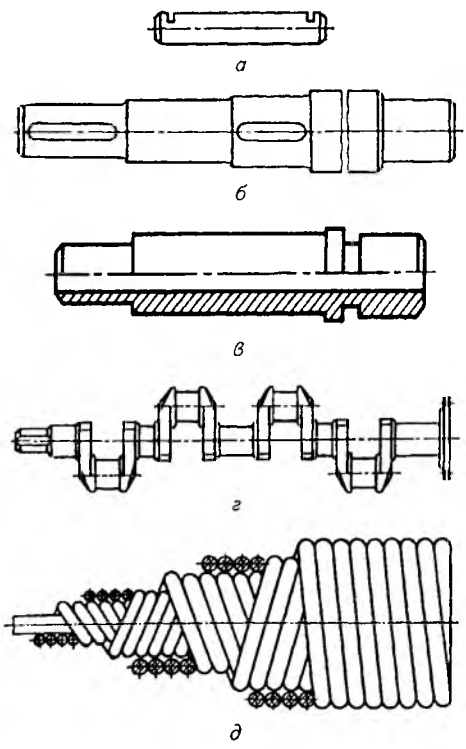


Рис. 10.1. Типы валов и осей:

а — прямая ось; *б* — ступенчатый сплошной вал; *в* — ступенчатый полый вал; *г* — коленчатый вал; *д* — гибкий вал

когда частота собственных колебаний совпадает или кратна частоте возмущающих сил. Для предотвращения резонанса выполняют расчет на виброустойчивость. При установке валов на подшипниках скольжения размеры цапф вала определяют из условия износостойкости опоры скольжения.

Конструирование вала выполняют поэтапно.

На первом этапе определяют расчетные нагрузки, разрабатывают расчетную схему вала, строят эпюры моментов. Этому этапу предшествует эскизная компоновка механизма, в процессе которой предварительно определяют основные размеры вала и взаимное положение деталей, участвующих в передаче нагрузок (см. параграф 5.7).

К действующим нагрузкам, которые передаются на вал со стороны детали (шкива, звездочки, зубчатого колеса и др.) или с вала на деталь, относятся: силы в зацеплении зубчатых и червячных передач; нагрузки на валы ременных и цепных передач; нагрузки, возникающие при установке муфт в результате неточности монтажа и других ошибок.

Определение сил в зацеплении и нагрузок на валы ременных и цепных передач рассмотрено в главах 5, 6 и 7.

При установке на концах входных и выходных валов соединительных муфт учитывают радиальную консольную нагрузку, вызывающую изгиб вала. Эту нагрузку рекомендуется определять по ГОСТ 16162—85.

Для входных и выходных валов одноступенчатых цилиндрических или конических редукторов и для быстроходных валов редукторов любого типа консольную нагрузку можно приближенно рассчитать по формуле

$$F_K = 125\sqrt{T}; \qquad (10.1)$$

для тихоходных валов двух- и трехступенчатых редукторов, а также червячных передач

$$F_K = 250\sqrt{T}, \qquad (10.2)$$

где T — вращающий момент на валу, Н · м.

Силы и моменты, передаваемые ступицей на деталь, упрощенно принимают сосредоточенными и приложенными в середине ее длины.

При выполнении расчетной схемы вал рассматривают как шарнирно-закрепленную балку. Положение точки опоры вала зависит от типа подшипника (рис. 10.2).

Действующие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (вертикальной и горизонтальной) силы переносят в точки на оси вала. Строят эпюры изгибающих и вращающих моментов в двух плоскостях (рис. 10.3).

Момент от окружной силы изображают на эпюре вращающих моментов, от осевой силы в вертикальной плоскости — в виде скачка M_z' на эпюре изгибающих моментов. Эпюры строят по методике, изложенной в курсе сопротивления материалов.

По эпюрам определяют суммарные изгибающие моменты в любом сечении

rusautomobile.ru

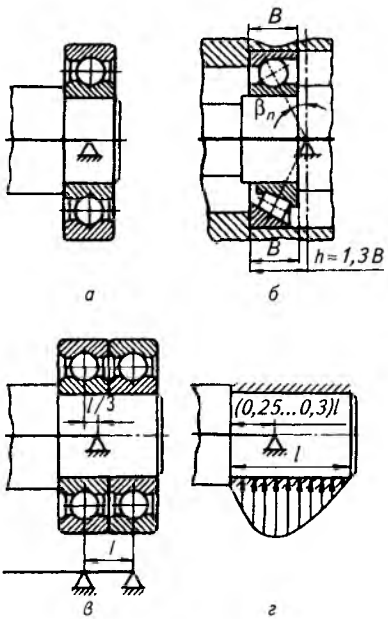


Рис. 10.2. Точки опоры вала:

а — на радиальном подшипнике; *б* — на радиально-упорном подшипнике; *в* — на двух подшипниках в одной опоре; *г* — на подшипнике скольжения

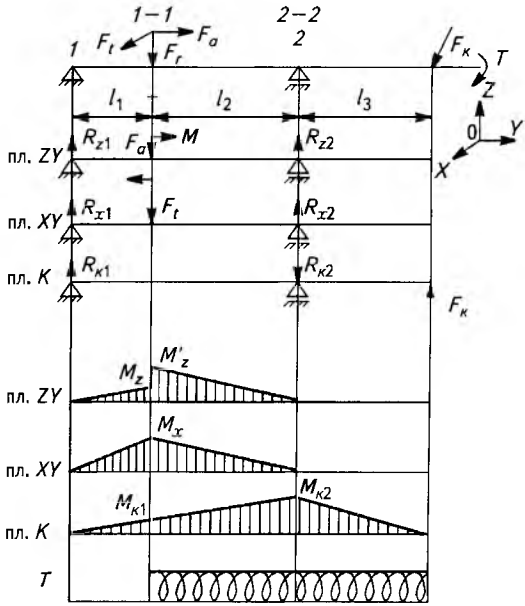


Рис. 10.3. Схемы нагружения вала. Эпюры изгибающих и вращающего моментов

вала. Так, в сечении *1—1* наибольший суммарный момент

$$M_{\Sigma 1}=\sqrt{M_{Z1}^2+M_{X1}^2}+M_{к1}, \quad (10.3)$$

где M_{Z1} — изгибающий момент в опасном сечении в плоскости *ZY*; M_{X1} — изгибающий момент в опасном сечении в плоскости *XY*; $M_{к1}$ — изгибающий момент в плоскости действия консольной нагрузки.

Сравнивая полученные значения, выделяют наиболее опасные сечения вала.

На втором этапе разрабатывают конструкцию вала. Предварительно определяют диаметр выходного участка по условному допустимому напряжению кручения [τ], принимая его равным 15...25 МПа.

Диаметр вала, мм,

$$d\geq\sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}}. \quad (10.4)$$

Если выбрана ступенчатая конструкция вала, определяют диаметры и длины его участков, используя расчетную схему или эскизную компоновку (см. главы 5, 6). Принятые размеры рекомендуется уточнять по ГОСТ 6636—69*.

Ступенчатая форма вала предпочтительна, так как упрощается сборка соединений с натягом, предотвращаются повреждения участков с поверхностями повышенной чистоты обработки, форма вала приближается к равнопрочному брусу. Однако в местах сопряжения участков разного диаметра возникает концентрация напряжений, что снижает прочность вала, а при использовании в качестве заготовки прутка или поковки усложняется технология изготовления, увеличивается расход металла.

Чтобы снизить концентрацию напряжений, а следовательно, повысить

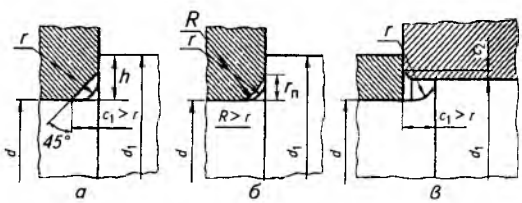


Рис. 10.4. Переходные участки вала в виде галтелей

rusautomobile.ru

10.1. Размеры галтелей, мм (см. рис.10.4)

d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190...320
r	1	1,6	2	2,5	3	4	5
R, c_1	1,6	2	2,5	3	4	5	6

10.2. Размеры посадочных мест подшипников качения (см. рис. 10.4)

r_n	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5
r, менее	0,3	0,6	1	1	1,5	2	2	2,5	3
h, более	1	2,5	3	3,5	4,5	5	6	7	9

усталостную прочность вала, переходные участки чаще всего выполняют с галтелями (рис. 10.4). Радиус галтели r и высоту заплечика (уступа) выбирают в зависимости от диаметра вала d, осевой силы, размеров R, c_1 и формы устанавливаемой детали (табл. 10.1).

Если уступ служит для осевой фиксации подшипника, то высота h (табл. 10.2) должна быть меньше толщины внутреннего кольца подшипника на величину t, достаточную для размещения лапок съемника при демонтаже.

Канавки для выхода шлифовального круга (рис. 10.5) вызывают более высокую концентрацию напряжений, чем галтели. Переходы такими канавками выполняют при значительном запасе прочности вала. Размеры канавок даны в таблице 10.3.

Чтобы исключить осевые зазоры, длину посадочного участка вала следует выполнять несколько меньше длины ступицы насаживаемой детали. Для удобства монтажа участок вала под посадку с натягом должен иметь скосы и фаски (рис. 10.6, *а*, *б*, табл. 10.4).

Если участок вала не имеет упорных буртиков, то его диаметр рекомендуют принимать на 5 % меньше посадочного диаметра (рис. 10.6, *в*).

Форма выходного участка вала (рис. 10.7) может быть цилиндрическая (ГОСТ 12080—66*) или коническая (ГОСТ 12081—72*). Конический конец вала выполнить сложнее. Однако конические соединения обладают большой нагрузочной способностью, их легче собирать и разбирать. Осевое усилие создают, затягивая гайку. Для этого на конце хвостовика предусматривают крепежную резьбу.

Форма и размеры шпоночных канавок на валу зависят от типа шпонки и

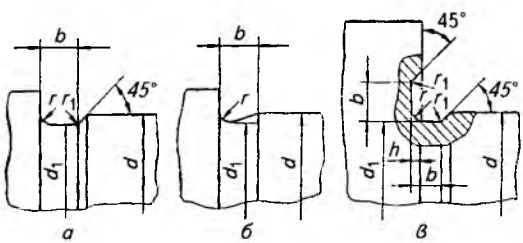


Рис. 10.5. Канавки для выхода шлифовального круга:

а, *б* — для шлифования цилиндрической поверхности вала; *в* — для шлифования цилиндрической поверхности и торца уступа

10.3. Размеры канавок для выхода шлифовального круга, мм (см. рис. 10.5)

d	10...50	50...100	Свыше 100
d_1	d — 0,5 мм	d — 1 мм	d — 1 мм
b	3	5	8; 10
h	0,25	0,5	0,5
r	1	1,6	2; 3
r_1	0,5	0,5	1

10.4. Размеры фасок и скосов (см. рис. 10.6)

d, *мм*	30...45	45...70	70...100	100...150
c, мм	2	2,5	3	4
a, мм	3	5	5	8
α, град	30	30	30	10

rusautomobile.ru

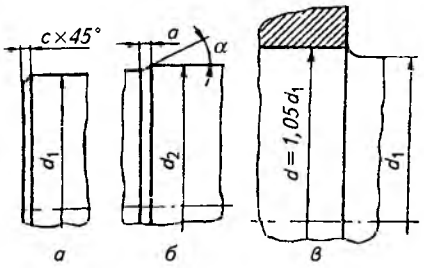


Рис. 10.6. Фаски (*а*), скосы (*б*) и переходные участки (*в*)

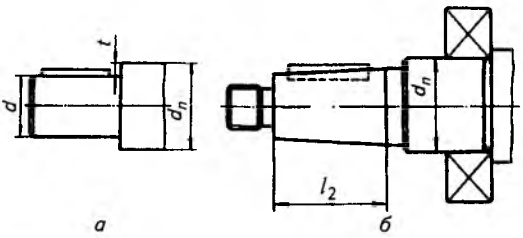


Рис. 10.7. Выходные участки валов:

а — цилиндрический; *б* — конический

режущего инструмента. Пазы для призматических шпонок, изготовленные дисковой фрезой, вызывают меньшую концентрацию напряжений. Однако фиксация шпонки здесь менее надежна, а паз длиннее за счет участков для выхода фрезы (рис. 10.8). При наличии пазов для призматических шпонок следует предусмотреть такие размеры участков ступенчатых валов, чтобы демонтаж деталей происходил без удаления шпонок, так как шпонки устанавливают в пазах по прессовой посадке и выемка их нежелательна. Поэтому диаметр d_2 соседнего посадочного участка определяют с учетом высоты h шпонки:

$$d_2 = d_1 + 2t_2 + 0{,}5 \text{ мм}, \qquad (10.5)$$

где t_2 — глубина паза в ступице, мм (приложение 6).

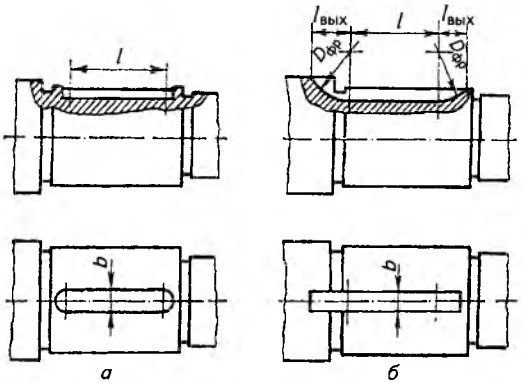


Рис. 10.8. Шпоночные пазы:

а — изготовленные пальцевой фрезой; *б* — дисковой фрезой. Обозначения: l — рабочая длина шпонки; b — ширина шпонки; $l_{вых}$ — длина участка для выхода фрезы; $D_{фр}$ — диаметр дисковой фрезы

Если на выходных участках валов это условие невыполнимо, то шпоночный паз фрезеруют «на проход». При установке на валу нескольких шпонок их следует располагать в одной плоскости и предусматривать для них по возможности одинаковую ширину пазов при соблюдении условий прочности шпоночных соединений. Это позволяет обрабатывать пазы без изменения положения вала и одним инструментом.

Размеры зубьев шлицевых участков выбирают, учитывая диаметры соседних посадочных участков вала. Для выхода режущего инструмента внутренний диаметр d зубьев шлицевого участка, расположенного между подшипниками, должен быть больше посадочного диаметра подшипника. В противном случае для выхода фрезы предусматривают участок длиной $l_{вых}$ (рис. 10.9, табл. 10.5).

По такому же принципу конструируют резьбовые участки валов под круглые шлицевые гайки. На участках предусматривают канавки для выхода резьбонарезного инструмента (рис. 10.10, табл. 10.6) и под язычок стопорной многолапчатой шайбы.

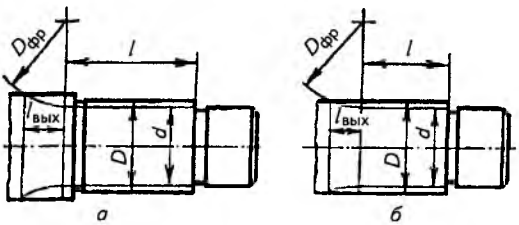


Рис. 10.9. Шлицевые участки валов

rusautomobile.ru

10.5. Диаметр фрезы для прямобочных шлицев (см. рис. 10.9)

Наружный диаметр шлицев D, мм, для подшипников серии			Наружный диаметр фрезы $D_{фр}$, мм, для подшипников серии	
легкой	средней	тяжелой	легкой	средней; тяжелой
—	20...22	20...23	—	63
—	25...28	26...29	—	70
30...36	32...38	32...40	70	80
40...46	42...48	45...52	80	90
50...62	54...65	56...65	90	100
68...88	72...92	72...92	100	112

10.6. Размеры канавок разных типов, мм (см. рис. 10.11)

Шаг резьбы	Тип I		Тип II		d_1
	b	r	b	r	
1	3	1	3,6	2	$d-1,5$ мм
1,25	4	1	4,4	2,5	$d-1,8$ мм
1,5	4	1	4,6	2,5	$d-2,2$ мм
1,75	4	1	5,4	3	$d-2,5$ мм
2	5	1,5	5,6	3	$d-3$ мм

Примечание. У канавок типа I радиус скоса $r_1 = 0,5$ мм.

При изготовлении вала за одно целое с шестерней (рис. 10.11) материал вала и способ термообработки выбирают по условиям прочности зубьев шестерни.

Для изготовления валов применяют углеродистые конструкционные стали 40, 45, 50 и легированную сталь 40Х твердостью $HB \le 300$. Легированные стали 40ХН, 30ХГСА, 30ХГТ и других марок с последующей закалкой ТВЧ применяют для высоконагруженных валов. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, для повышения износостойкости цапф изготовляют из цементуемых сталей 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ или азотируемой стали 38Х2МЮА. Если размеры вала определяются условиями жесткости, то можно использовать стали Ст. 5, Ст. 6. Это допускается при отсутствии на валу изнашиваемых поверхностей (цапф, шлицев и др.), требующих прочных, термически обработанных сталей. Фасонные валы (например, коленчатые) изготовляют из высокопрочных и модифицированных чугунов.

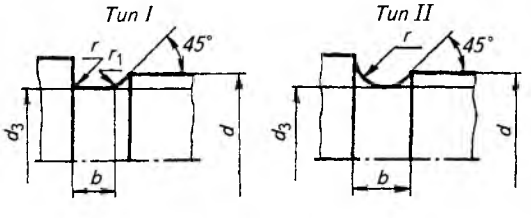


Рис. 10.10. Канавки для выхода резьбонарезного инструмента

Механические характеристики валов указаны в таблице 10.7.

На третьем этапе конструирования выполняют проверочный расчет вала, определяя эквивалентное напряжение или запас прочности в наиболее опасных сечениях.

Для валов, работающих в режиме кратковременных перегрузок, в целях предупреждения пластических деформаций выполняют проверочный расчет на статическую прочность. Эквивалентное напряжение в опасном сечении, МПа,

$$\sigma_э = \frac{32 \cdot 10^3}{\pi d^3}\sqrt{M^2 + 0,75T^2} \le [\sigma], \quad (10.6)$$

где d — диаметр вала, мм; M — наибольший изгибающий момент, Н · м; T — наибольший вращающий момент, Н · м.

Допустимое напряжение, МПа,

$$[\sigma] = \sigma_т / s_т,$$

где $\sigma_т$ — предел текучести, МПа; $s_т$ — запас прочности по пределу текучести: $s_т = 1,2...1,8$.

Проверочный расчет осей выполняют по формуле (10.6) при $T = 0$.

При длительно действующих нагрузках выполняют проверочный расчет на сопротивление усталости. Коэффициент запаса усталостной прочности

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \ge [s], \quad (10.8)$$

где s_s, s_t — коэффициенты запаса прочности соответственно по напряжениям изгиба и кручения; $[s]$ — допустимый коэффициент запаса прочности: $[s] = 2...2,5$.

Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (10.9)$$

rusautomobile.ru

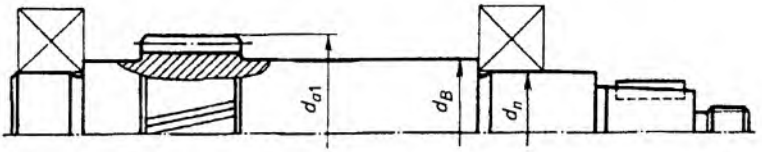


Рис. 10.11. Конструкция вала — шестерни.

Обозначения: d_{a1} — диаметр шестерни; $d_в$ — диаметр вала; $d_п$ — посадочный диаметр вала под подшипник

по напряжениям кручения

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \qquad (10.10)$$

где σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости материала вала соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом, МПа (см. табл. 10.7); $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ — коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости; σ_a, τ_a — переменные составляющие цикла изменения напряжений (амплитуды), МПа; ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 10.7); σ_m, τ_m — постоянные составляющие цикла изменения напряжений, МПа.

Составляющие цикла изменения напряжений изгиба

$$\sigma_a = 10^3 M_\Sigma / W_o; \qquad (10.11)$$

$$\sigma_m = F_a / A, \qquad (10.12)$$

где M_Σ — суммарный изгибающий момент, Н · м; W_o — момент сопротивления сечения вала изгибу, мм^3; F_a — осевое усилие. Н; A — площадь сечения вала, мм^2: $A = \pi d^2/4$.

Момент сопротивления изгибу вала сплошного круглого сечения

$$W_o = 0{,}1 d^3; \qquad (10.13)$$

сечения со шпоночным пазом шириной b и глубиной t_1

$$W_o = 0{,}1 d^3 - b t_1 (2d - t_1)^2/(2d); \qquad (10.14)$$

шлицевого участка вала диаметрами d и D, числом зубьев z и шириной b

$$W_o = \frac{1}{32D}\left[\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2\right]. \qquad (10.15)$$

Составляющие цикла изменения напряжений кручения

$$\tau_a = \tau_m = 0{,}5 \cdot 10^3 T / W_p, \qquad (10.16)$$

где W_p — момент сопротивления вала кручению, мм^3.

Для сплошного сечения

$$W_p = 0{,}2 d^3. \qquad (10.17)$$

Для сечения, ослабленного шпоночным пазом,

$$W_p = 0{,}2 d^3 - b t_1 (2d - t_1)^2/(2d). \qquad (10.18)$$

10.7. Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не менее	Твердость *HB*, не менее	$\sigma_в$	$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
			МПа						
Ст. 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0	0
45	Любой	200	570	290	150	250	150	0	0
	120	240	800	550	300	350	210	0	0
	80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40Х	Любой	200	730	500	280	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	450	410	240	0,1	0,05
40ХН	Любой	240	820	650	390	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
20	60	145	400	240	120	170	100	0	0
20Х	120	197	650	400	240	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
18ХГТ	60	330	1150	950	665	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	Любой	320	1150	950	665	520	310	0,15	0,1

rusautomobile.ru

Для шлицевого участка

$$W_p = 2W_0. \qquad (10.19)$$

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_{F\sigma} - 1 \right) / K_y; \quad (10.20)$$

при кручении

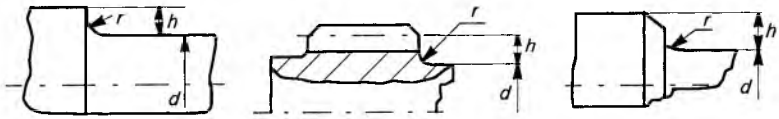
$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_{F\tau} - 1 \right) / K_y, \quad (10.21)$$

где K_σ, K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении (табл. 10.8, 10.9, 10.10, 10.11); $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ — масштабные коэффициенты (табл. 10.12); $K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ — коэффициенты качества поверхности (табл. 10.13); K_y — коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 10.14).

Если в сечении действуют несколько концентраторов напряжений (например, посадка с натягом и переход галтелью) в расчет вводят большее из значений K_σ и K_τ.

Упругие перемещения валов и осей влияют на работоспособность зубчатых передач, подшипников и различных соединений, вызывая концентрацию напряжений, интенсивное изнашивание

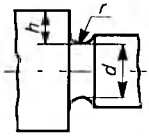
10.8. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтельными переходами



$\sigma_в$, МПа	h/r													
	1					2				3			4	
	r/d													
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
	Значения эффективных коэффициентов концентрации K_σ / K_τ													
400	1,34/1,26	1,41/1,33	1,59/1,39	1,54/1,42	1,38/1,37	1,51/1,37	1,76/1,53	1,76/1,52	1,70/1,50	1,86/1,54	1,90/1,59	1,89/1,61	2,07/2,12	2,09/2,03
500	1,36/1,28	1,44/1,35	1,63/1,40	1,59/1,43	1,44/1,38	1,54/1,39	1,81/1,55	1,82/1,54	1,76/1,53	1,90/1,57	1,96/1,62	1,96/1,65	2,12/2,18	2,16/2,08
600	1,38/1,29	1,47/1,39	1,67/1,42	1,64/1,44	1,50/1,39	1,57/1,40	1,86/1,58	1,88/1,57	1,82/1,57	1,94/1,59	2,02/1,66	2,03/1,68	2,17/2,24	2,23/2,12
700	1,40/1,29	1,49/1,37	1,71/1,44	1,69/1,46	1,55/1,42	1,59/1,42	1,91/1,59	1,94/1,59	1,88/1,59	1,99/1,61	2,08/1,69	2,10/1,72	2,23/2,30	2,30/2,17
800	1,41/1,30	1,52/1,37	1,76/1,45	1,73/1,47	1,61/1,43	1,62/1,43	1,96/1,61	1,99/1,61	1,95/1,62	2,03/1,64	2,13/1,72	2,16/1,74	2,28/2,37	2,38/2,22
900	1,43/1,30	1,54/1,39	1,80/1,47	1,78/1,50	1,66/1,45	1,64/1,44	2,01/1,62	2,05/1,64	2,01/1,65	2,08/1,66	2,19/1,75	2,23/1,77	2,34/2,42	2,45/2,26
1000	1,45/1,31	1,57/1,39	1,84/1,48	1,83/1,51	1,72/1,46	1,67/1,46	2,06/1,65	2,11/1,66	2,07/1,68	2,12/1,68	2,52/1,79	2,30/1,81	2,39/2,48	2,52/2,31
1200	1,49/1,32	1,62/1,42	1,92/1,52	1,93/1,54	1,83/1,50	1,72/1,47	2,16/1,68	2,23/1,71	2,19/1,74	2,21/1,73	2,37/1,86	2,44/1,88	2,50/2,60	2,66/2,40

rusautomobile.ru

10.9. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточкой



$\sigma_в$, МПа	h/r																			
	0,5					1				2				3		---				
	r/d																			
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
	K_σ (изгиб)														K_τ (кручение)				
400	1,88	1,79	1,72	1,61	1,44	2,09	1,99	1,91	1,79	2,29	2,18	2,10	2,38	2,28	1,60	1,51	1,44	1,34	1,17
500	1,93	1,84	1,77	1,66	1,48	2,15	2,05	1,97	1,85	2,36	2,25	2,16	2,47	2,35	1,70	1,60	1,52	1,40	1,20
600	1,98	1,89	1,82	1,71	1,52	2,21	2,11	2,03	1,91	2,43	2,32	2,22	2,56	2,42	1,80	1,69	1,60	1,46	1,23
700	2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17	2,08	1,97	2,50	2,38	2,28	2,64	2,49	1,90	1,77	1,67	1,52	1,26
800	2,09	2,00	1,92	1,82	1,59	2,37	2,20	2,14	2,03	2,56	2,45	2,35	2,73	2,56	2,00	1,86	1,75	1,57	1,28
900	2,15	2,06	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28	2,19	2,09	2,63	2,51	2,41	2,81	2,63	2,10	1,94	1,82	1,63	1,31
1000	2,20	2,11	2,02	1,93	1,66	2,45	2,35	2,25	2,15	2,70	2,58	2,47	2,90	2,70	2,20	2,03	1,90	1,69	1,34
1200	2,31	2,22	2,12	2,04	1,73	2,57	2,49	2,36	2,27	2,84	2,71	2,59	3,07	2,84	2,40	2,20	2,05	1,81	1,40

10.10. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шлицами, шпоночной канавкой и метрической резьбой

$\sigma_в$, МПа	Для валов со шлицами			Для валов со шпоночной канавкой, выполненной фрезой			Для валов с метрической резьбой	
	K_σ	K_τ		торцевой K_σ	дисковой K_σ	K_τ	K_σ	K_τ
		прямобочные шлицы	эвольвентные шлицы					
400	1,35	2,10	1,40	1,30	1,51	1,20	1,45	1,20
500	1,45	2,25	1,43	1,38	1,64	1,37	1,78	1,37
600	1,55	2,36	1,46	1,46	1,76	1,54	1,96	1,54
700	1,60	2,45	1,49	2,54	1,89	1,71	2,20	1,71
800	1,65	2,55	1,52	1,62	2,01	1,88	2,32	1,88
900	1,70	2,65	2,55	2,69	2,14	2,05	2,47	2,05
1000	2,72	2,70	1,58	1,77	2,26	2,22	2,61	2,22
1200	1,75	2,80	1,60	1,92	2,50	2,39	2,90	2,39

10.11. Отношения коэффициентов концентрации $K_\sigma/K_{d\sigma}$ и $K_\tau/K_{d\tau}$ для валов с насаженными деталями

Диаметр вала d, мм	Посадка	$\sigma_в$, МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		$K_\sigma/K_{d\sigma}$ (изгиб)							
30	I	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	II	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	III	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	I	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	II	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	III	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
100 и более	I	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	II	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	III	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,00	3,18	3,64

rusautomobile.ru

Продолжение

Диаметр вала d, мм	Посадка	$\sigma_в$, МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		$K_\tau / K_{d\tau}$ (кручение)							
30	I	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	II	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	III	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	I	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	II	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	III	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	I	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	II	1,73	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	III	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Примечание: I — посадка с гарантированным натягом; II — переходные посадки; III — посадки типа H/h.

10.12. Масштабные коэффициенты

Напряженное состояние детали и ее материал	Значения $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ при диаметре вала d, мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

10.13. Коэффициенты качества поверхности

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra, мкм	$K_{F\sigma}$ при $\sigma_в$, МПа		$K_{F\tau}$ при $\sigma_в$, МПа	
		≤700	>700	≤700	>700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,96
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

10.14. Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_y		
	при $K_\sigma = 1$	при $K_\sigma = 1{,}1...1{,}5$	при $K_\sigma \geq 1{,}8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

и разрушение деталей. Поэтому при необходимости выполняют расчет на жесткость по условиям:

$$f \leq [f], \qquad (10.22)$$

$$\theta \leq [\theta], \qquad (10.23)$$

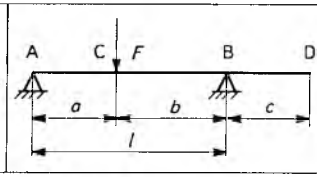
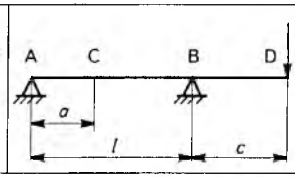
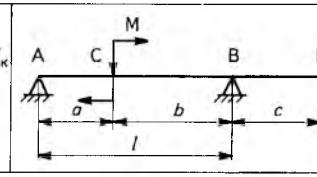
где f — максимальный прогиб (стрела прогиба), мм; $[f]$ — допустимый прогиб, мм; θ — угол поворота сечения, рад; $[\theta]$ — допустимый угол поворота, рад.

Прогиб валов и углы поворота определяют известными методами, изложенными в курсе сопротивления материалов. С целью упрощения расчета можно использовать готовые формулы (табл. 10.15).

Значения $[f]$ и $[\theta]$ определяют, исходя из опыта эксплуатации. Для участков валов с зубчатыми цилиндрическими колесами $[f] = (0{,}01...0{,}03)m$, с коническими и гипоидными $[f] = (0{,}005...$

rusautomobile.ru

10.15. Формулы для расчета углов поворота сечений и прогибов двухопорных балок

Показатель жесткости			
θ_A	$\frac{Fab}{6EJl}(l+b)$	$\frac{F_к cl}{6EJ}$	$-\frac{M\left(2l^2+6al+3a^2\right)}{6EJl}$
θ_B	$-\frac{Fab(l+a)}{6EJl}$	$\frac{F_к cl}{3EJ}$	$-\frac{M}{6EJl}\left(l^2-3a^2\right)$
θ_C	$\frac{Fab(b-a)}{3EJl}$	$\frac{F_к c\left(3a^2-l^2\right)}{3EJl}$	$-\frac{M}{6EJl}\left(2l^2-6al+6a^2\right)$
θ_D	θ_B	$\frac{F_к c(2l+3c)}{6EJ}$	θ_B
f_C	$\frac{Fa^2b^2}{6EJl}$	$-\frac{F_к ca\left(l^2-a^2\right)}{6EJl}$	$\frac{M\left(2l^2-6al+4a^2\right)}{6EJl}$
f_D	$c\theta_B$	$\frac{F_к c^2(l+c)}{3EJ}$	—

0,007)m (здесь m — модуль зацепления, мм). В местах посадки зубчатых колес и в опорах скольжения $[\theta] = 0{,}001$ (в радианах), в радиальных шарикоподшипниках — 0,005, в радиально-упорных роликовых — 0,0016, в шариковых сферических $[\theta] = 0{,}05$.

10.3. СОЕДИНЕНИЕ ВАЛ — СТУПИЦА

Для передачи вращающего момента от вала к ступице (или наоборот) и фиксации деталей на валу используют шпоночные, шлицевые, профильные (бесшпоночные), прессовые и штифтовые соединения.

Шпоночные соединения. Основная деталь соединения — шпонка *1* (рис. 10.12, *а*), устанавливаемая в паз вала *2* и соединяемая с деталью *3*. Шпоночные пазы ослабляют валы, вызывая концентрацию напряжений; поэтому шпонки используют в малонагруженных соединениях, в основном в изделиях мелкосерийного производства.

Различают **ненапряженные** (с призматическими и сегментными шпонками) и **напряженные** (с клиновыми и круглыми шпонками — осевыми штифтами) шпоночные соединения. Шпонки основных типов стандартизованы.

Ненапряженные соединения обеспечивают более высокую степень центрирования. Они просты по конструкции и надежны в работе. Широко применяют призматические шпонки (ГОСТ 23360—78*) прямоугольного сечения и с прямыми или скругленными торцами (рис. 10.12, *б*). В соединении шпонку устанавливают на глубину около 0,5 h (здесь h — высота шпонки) в вал с натягом, в ступицу свободно. Между верхней гранью шпонки и пазом в ступице оставляют зазор. При монтаже шпонку закладывают в паз вала в неподвижных соединениях без крепления, в подвижных — с помощью винтов (рис. 10.13). При этом необходима индивидуальная подгонка, что затрудняет взаимозаменяемость шпонок и ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Размеры стандартной шпонки b, h, l (см. рис. 10.12, *в*) выбирают в зависимости от диаметра вала d и длины ступицы детали $l_{ст}$. Длину шпонки $l = l_{ст} - 5...10$ мм принимают из стандартного ряда с учетом размеров поперечного сечения b и h (приложение 6).

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071—97) обеспечивают устойчивое положение деталей на валу, не

rusautomobile.ru

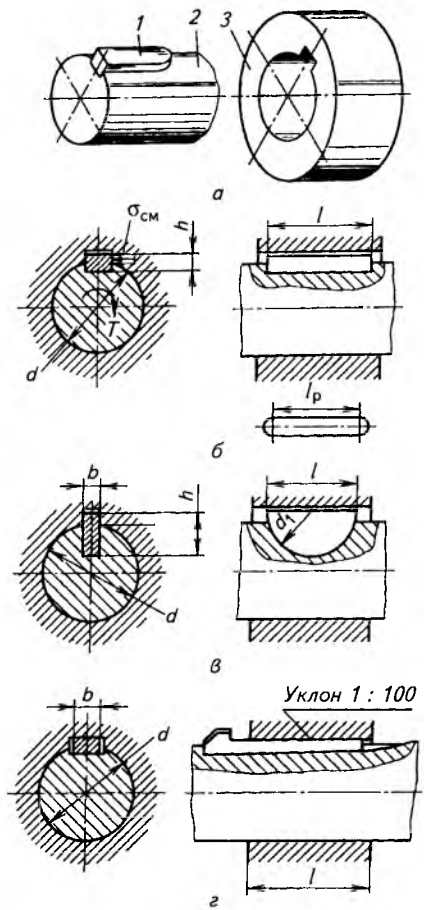


Рис. 10.12. Шпоночные соединения:

а — детали соединения; *б* — соединение призматической шпонкой; *в* — соединение сегментной шпонкой; *г* — соединение клиновой шпонкой; *1* — шпонка; *2* — вал; *3* — ступица

требуют ручной подгонки. Однако более глубокий паз (см. рис. 10.12, *в*) ослабляет сечение вала, вызывая значительную концентрацию напряжений; поэтому сегментные шпонки за редким исключением устанавливают в массивных валах на малонагруженных участках. Размеры стандартных шпонок: ширину b, высоту h и диаметр d_1 выбирают так же, как призматических. Длина шпонки $l \approx d_1$ (приложение 7).

Пазы на валах обрабатывают для призматической шпонки пальцевой или дисковой фрезой, для сегментной — дисковой. В ступице сквозные пазы выполняют протягиванием, глухие — долблением. Посадки шпонок регламентированы ГОСТ 23360—78* для призматических и ГОСТ 24071—97 для сегментных шпонок. Ширину призматической и толщину сегментной шпонок выполняют в поле допуска $h9$. Рекомендуют применять следующие поля допусков размеров:

Ширина шпоночного паза вала для призматической шпонки	*P*9
То же, для сегментной шпонки	*N*9
Ширина шпоночного паза отверстия:	
при неподвижном соединении нереверсивной передачи	J_s9
при неподвижном соединении реверсивной передачи	*P*9
при подвижном соединении посредством призматических шпонок	*D*10

Для более равномерного распределения нагрузки на рабочей поверхности соединения детали на валу устанавливают с натягом (посадки с большим натягом для реверсивной передачи):

для цилиндрических прямозубых колес	*H*7/*p*6 (*H*7/*r*6)
для цилиндрических косозубых и червячных колес	*H*7/*r*6 (*H*7/*s*6)
для конических колес	*H*7/*s*6 (*H*7/*t*6)
для коробок передач	*H*7/*k*6 (*H*7/*m*6)

Проверочный расчет ненапряженных соединений проводят на смятие боковых поверхностей и срез по поперечному сечению.

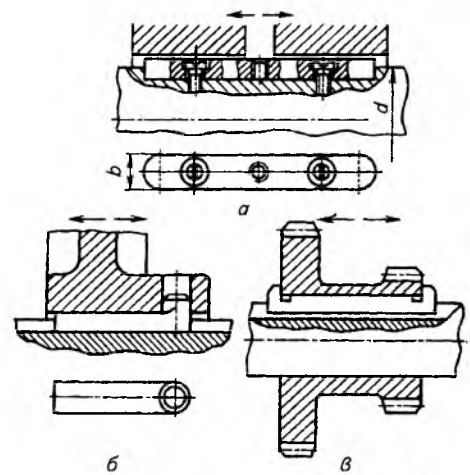


Рис. 10.13. Подвижные шпоночные соединения:

а — с креплением шпонки на валу; *б, в* — с креплением шпонки в ступице детали

rusautomobile.ru

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d l_р (h - t_1)} \le [\sigma_{см}]; \quad (10.24)$$

на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d l_р b} \le [\tau_{ср}], \quad (10.25)$$

где T — вращающий момент, Н · м; d — диаметр вала, мм; $l_р$ — рабочая длина шпонки, мм: $l_р = l$ или $l_р = l - b$; h — высота шпонки, мм; t_1 — глубина паза вала, мм; $[\sigma_{см}]$ — допустимое напряжение смятия, МПа; $[\tau_{ср}]$ — допустимое напряжение среза, МПа.

Для неподвижных шпоночных соединений со ступицами из стали $[\sigma_{см}] = 110...190$ МПа; со ступицами из чугуна $[\sigma_{см}] = 70...100$ МПа; $[\tau_{ср}] = 70...100$ МПа. Бо́льшие значения принимают при легком режиме работы (спокойной нереверсивной нагрузке), меньшие — при тяжелых условиях или реверсивной нагрузке.

Если условие расчета не выполняется, то вторую шпонку устанавливают под углом 120° к первой шпонке или заменяют шпоночное соединение шлицевым.

Клиновые шпонки (ГОСТ 24068—80*), образующие напряженные соединения, имеют форму клина с уклоном 1 : 100 (см. рис. 10.12, *г*) и способны передавать не только вращающий момент, но и осевую нагрузку. Натяг между валом и ступицей создают, забивая шпонку или затягивая гайку. Широкие грани шпонки рабочие, а на боковых узких предусмотрен зазор.

Вращающий момент передается за счет сил трения, возникающих на рабочих поверхностях. При установке клиновые шпонки вызывают децентровку ступицы, что приводит к увеличению биения, поэтому их применяют крайне редко, как правило, в соединениях, не требующих точного центрирования.

Тангенциальные клиновые шпонки (ГОСТ 24069—97) состоят из двух однокосных клиньев с параллельными внешними рабочими гранями (рис. 10.14). Натяг в соединении получают осевым смещением клиньев в пазах, образованных угловыми уступами на валу и в ступице. Тангенциальные шпонки применяют для передачи больших динамических нагрузок. Эти шпонки изготовляют из углеродистых сталей 45, 50, призматические шпонки — из чистотянутого профиля. В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей, например 40Х, с термообработкой до *HRC* 40...45 и последующим шлифованием рабочих граней.

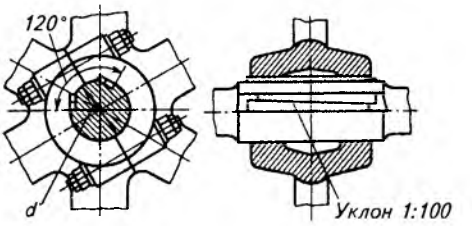


Рис. 10.14. Соединения с тангенциальными шпонками

Шлицевые (зубчатые) соединения. По конструкции шлицевое соединение представляет собой многошпоночное соединение, где шпонки выполнены за одно целое с валом (рис. 10.15). Преимущества шлицевого соединения по сравнению со шпоночным: выше нагрузочная способность, больше усталостная прочность вала, меньше габаритные размеры, лучше центрирование деталей на валу. Однако для изготовления зубьев (шлицев) требуется специальный инструмент, вследствие чего стоимость соединения больше. Поэтому шлицевые соединения широко используют в крупносерийном и массовом производстве.

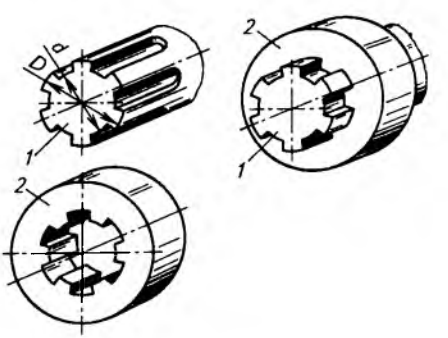


Рис. 10.15. Шлицевые соединения:

1 — вал; *2* — втулка (ступица)

rusautomobile.ru

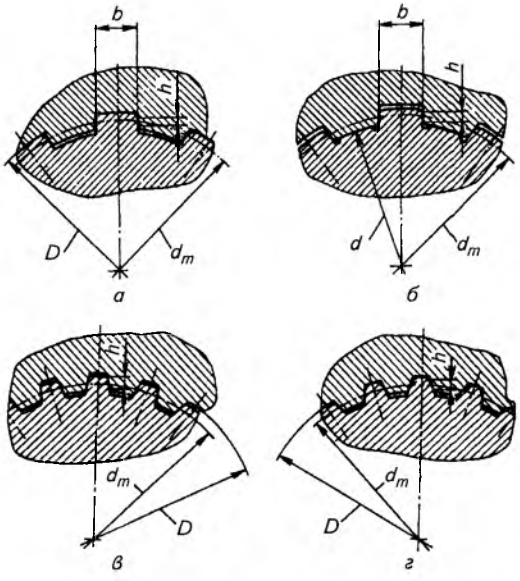


Рис. 10.16. Способы центрирования шлицевых соединений:

а, г — по внешнему диаметру; *б* — по внутреннему диаметру; *в* — по боковым граням

Шлицевые соединения могут быть неподвижные и подвижные, обеспечивающие перемещение деталей по валу (например, блока шестерен в коробках передач). По форме профиля зубьев различают соединения трех типов: прямобочные, эвольвентные и треугольные.

Наиболее распространены прямобочные соединения (ГОСТ 1139—80*). Их выполняют легкой, средней и тяжелой серий (приложение 8). В основном используют соединения легкой и средней серии с центрированием деталей на валу по наружному диаметру D (рис. 10.16, *а*) и внутреннему d (рис. 10.16, *б*). Центрирование по наружному диаметру применяют при небольшой твердости ступицы ($HB \le 350$). Если твердость ступицы более высокая, то выполняют центрирование по внутреннему диаметру. При пониженных требованиях к соосности вала и ступицы, больших ударных нагрузках или реверсивном движении применяют центрирование по боковым граням (рис. 10.16, *в*).

Эвольвентные соединения (ГОСТ 6033—80*; приложение 9) обладают высокой нагрузочной способностью и повышенной прочностью. Технология изготовления валов и ступиц с эвольвентным профилем упрощается благодаря использованию стандартного зубонарезного оборудования. В эвольвентных соединениях применяют центрирование по боковым граням иногда по наружному диаметру (рис. 10.16, *г*).

Прямобочные и эвольвентные профили используют в подвижных соединениях. Для повышения износостойкости соединения твердость поверхности зубьев повышают до *HRC* 50...60, подвергая их закалке с нагревом ТВЧ, цементации, нитроцементации или азотированию.

Треугольные шлицевые соединения применяют при тонкостенной ступице и для координации положения соединяемых деталей при относительно малых углах поворота. Соединения с треугольным профилем не стандартизованы. Детали соединения центрируют по боковым граням.

Посадки элементов шлицевых соединений регламентированы стандартами (приложения 10, 11).

В шлицевых соединениях вследствие износа, смятия и заедания происходит повреждение рабочих поверхностей зубьев, поэтому такие соединения рассчитывают по двум критериям: сопротивлению рабочих поверхностей смятию и изнашиванию.

Условное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 10^3 T/(d_m h l z) \le [\sigma_{см}], \quad (10.26)$$

где T — вращающий момент, Н · м; d_m — средний диаметр соединения, мм: для прямобочного соединения $d_m = (D + d)/2$; для эвольвентного — $d_m = mz$; h — рабочая высота зубьев, мм; l — рабочая длина соединения, мм: обычно $l \le (1...1{,}5)d$; z — число зубьев; $[\sigma_{см}]$ — допустимое напряжение смятия, МПа.

Для подвижных шлицевых соединений $[\sigma_{см}] = 20...40$ МПа. Бóльшие значения принимают при легком режиме работы (спокойной нереверсивной нагрузке), меньшие — при тяжелых условиях или реверсивной нагрузке.

Уточненный расчет прямобочных соединений с учетом срока службы, режима нагрузки и других факторов выполняют по ГОСТ 21425—75.

rusautomobile.ru

Штифтовые соединения. Для передачи относительно небольших нагрузок при необходимости точной фиксации детали на валу используют штифты осевые (круглые шпонки, рис. 10.17, *а*), радиальные (рис. 10.17, *б*) и торцевые (рис. 10.17, *в*). Штифты устанавливают в совместно обработанные отверстия по посадке с натягом.

Конические штифты конусностью 1 : 50 (рис. 10.18, *а*) обеспечивают более надежную фиксацию и центрирование деталей, чем цилиндрические штифты. Наличие резьбового участка (рис. 10.18, *в*) облегчает демонтаж соединения. Штифты с насечками (рис. 10.18, *б*) не требуют точной обработки отверстий и дополнительных средств крепления. Штифты изготавливают из сталей 45 и А12. Размеры стандартных штифтов указаны в таблицах 12, 13, 14 приложения.

Расчет соединений с осевыми штифтами (см. рис. 10.17,*а*) выполняют из условий сопротивления смятию и срезу по формулам

$$\sigma_{см} = 4 \cdot 10^3 T/(dild_ш) \le [\sigma_{см}]; \quad (10.27)$$

$$\tau_{ср} = 2 \cdot 10^3 T/(dild_ш) \le [\tau_{ср}], \quad (10.28)$$

где T — вращающий момент, Н · м; d — диаметр вала, мм; i — число плоскостей среза; l — длина штифта, мм; $d_ш$ — диаметр штифта, мм; $[\sigma_{см}]$, $[\tau_{ср}]$ — допустимые напряжения соответственно смятия и среза, МПа.

Для торцевых соединений (см. рис. 10.17, *в*):

$$\tau_{ср} = 8 \cdot 10^3 T/(di\pi d_ш^2) \le [\tau_{ср}]. \quad (10.29)$$

Для соединений с радиальными штифтами (см. рис. 10.17, *б*)

$$\tau_{ср} = 8 \cdot 10^3 T/(dz\pi d_ш^2) \le [\tau_{ср}], \quad 10.30)$$

где z — число штифтов.

Для штифтовых соединений $[\sigma_{см}]$ и $[\tau_{ср}]$ можно принимать по рекомендациям главы 16 как для болтов, поставленных без зазора, при нагружении внешней поперечной нагрузкой.

Профильные (бесшпоночные) соединения. В профильном соединении ступицу насаживают на вал некруглой одно-, двух-, трехгранной и иной формы поверхности (рис. 10.19). В соединении отсутствуют места концентрации

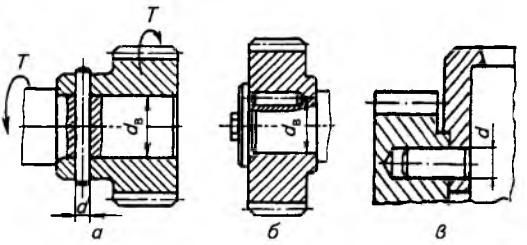


Рис. 10.17. Штифтовые соединения:

а — осевые; *б* — радиальные; *в* — торцевые

напряжений, происходит самоцентрирование и обеспечена возможность точной обработки сопряженных поверхностей. Однако сложность изготовления и ремонта, невысокая нагрузочная способность таких соединений ограничивает их применение.

Проверочный расчет на смятие выполняют по формуле

$$\sigma_{см} = 12 \cdot 10^3 Tk/b^2 lz \le [\sigma_{см}], \quad (10.31)$$

где k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между гранями: $k = 1{,}3...2$; b — ширина прямолинейной части грани, мм; $b = a - 2c$ (см. рис. 10.19); l — длина соединения, мм; z — число граней.

Допустимое напряжение смятия, МПа,

$$[\sigma_{см}] = \sigma_т/(sK_d),$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала детали (наименьший); s — коэффициент запаса прочности: $s = 1{,}25...4$ (меньшие значения для незакаленных поверхностей); K_d — коэффициент динамичности, зависящий от условий эксплуатации: $K_d = 1...3$.

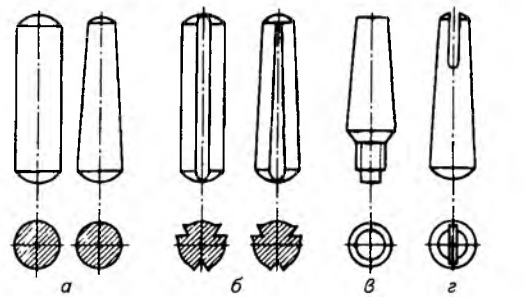


Рис. 10.18. Штифты:

а — гладкие (цилиндрический и конический); *б* — с насеченными канавками (то же); *в* — с резьбовым концом; *г* — разводной конический

rusautomobile.ru

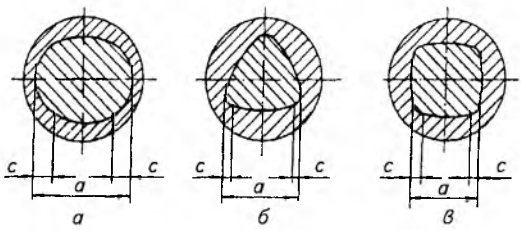


Рис. 10.19. Профили бесшпоночных соединений:

а — эллиптический; *б* — трехгранный; *в* — четырехгранный

Бесшпоночными считают призматические соединения (рис. 10.20), которые в основном применяют на концевых участках валов, в частности под ключ.

Соединения с натягом. Эти соединения используют для передачи вращающего момента, реже осевой силы. Нагрузка передается за счет сил трения на поверхностях контакта. Это напряженные соединения, нагрузочная способность которых зависит от натяга, т. е. необходимой разности посадочных размеров деталей. Соединения служат для закрепления подшипников качения на валах (рис. 10.21, *а*), подшипников скольжения в корпусах или ступицах (рис. 10.21, *б*), зубчатых венцов в сборных конструкциях зубчатых или червячных колес (рис. 10.21, *в*) и т. д. Сопряженные поверхности могут быть цилиндрические (рис. 10.21, *а...г*) или конические (рис. 10.21, *д*). Сборку соединения выполняют механическим (запрессовкой) и тепловым (нагревом втулки или охлаждением вала) способами.

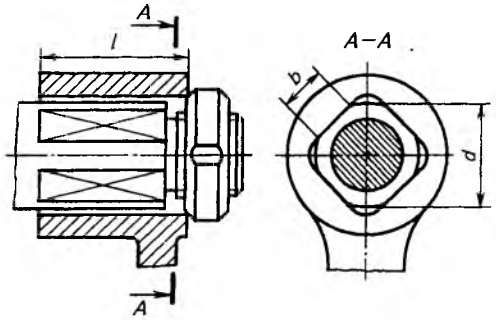


Рис. 10.20. Призматическое соединение.

Обозначения: *l* — длина рабочей поверхности призматического соединения; *b* — ширина одной грани; *d* — начальный диаметр вала

Преимущества соединений с натягом: небольшая стоимость; простота сборки, возможность центрирования; передача значительных нагрузок. К недостаткам можно отнести сложность монтажа и демонтажа, возможность повреждения поверхностей и ослабления посадки при демонтаже, высокую концентрацию напряжений.

Расчет соединения заключается в определении натяга, необходимого для передачи заданной нагрузки, при обеспечении прочности деталей.

Наименьшее давление на контактируемых поверхностях, МПа, необходимое для передачи вращающего момента T (рис. 10.22) и осевой силы F_a без проворачивания или сдвига, определяют по формуле

$$p_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2\cdot 10^3 T}{\pi d_{\text{п}}^2 l f}\right)^2 + \left(\frac{F_a}{\pi d_{\text{п}} l f}\right)^2}, \qquad (10.32)$$

где $d_{\text{п}}$ — номинальный диаметр посадочных поверхностей, мм; l — длина посадочной поверхности, мм; f — коэффициент трения (табл. 10.16).

10.16. Значение коэффициента трения в начальный момент сдвига

Материалы взаимодействующих деталей	f
Сталь по стали	0,08...0,17
Сталь по чугуну	0,07...0,12
Сталь по латуни	0,04...0,08
Сталь по бронзе	0,06...0,13
Чугун по бронзе, латуни	0,04...0,08

Примечание. Меньшие значения принимают при прессовании со смазкой. При соединении за счет температурных деформаций значение увеличивают в 2 раза.

Наименьший расчетный натяг

$$N_{p\min} = p_{\min} d_{\text{п}} \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D}\right), \qquad (10.33)$$

где C_d, C_D — коэффициент Ляме соответственно для вала и втулки; E_d, E_D — модуль упругости материала соответственно вала и втулки, МПа (табл. 10.17).

Коэффициент Ляме для вала

$$C_d = \frac{1+(d_1/d_{\text{п}})^2}{1-(d_1/d_{\text{п}})^2} - \mu_d; \qquad (10.34)$$

rusautomobile.ru

для втулки

$$C_D = \frac{1+(d_п/d_2)^2}{1-(d_п/d_2)^2} + \mu_D, \quad (10.35)$$

где d_1 — внутренний диаметр вала, м: для сплошного вала $d_1 = 0$; d_2 — наружный диаметр втулки, м; μ_d, μ_D — коэффициент Пуассона материала соответственно вала и втулки (см. табл. 10.17).

По теории удельной потенциальной энергии формоизменения (IV теория прочности) определяют наибольшие допустимые давления, при которых материалы вала и втулки работают в зоне упругих деформаций:

$$p_{d\max} = 0{,}58[\sigma_т]_d\left[1-(d_1/d_п)^2\right]; \quad (10.36)$$

$$p_{D\max} = 0{,}58[\sigma_т]_D\left[1-(d_п/d_2)^2\right], \quad (10.37)$$

где $[\sigma_т]_d$, $[\sigma_т]_D$ — предел текучести материала соответственно вала и втулки, значения которого для разных материалов следующие:

Материал	ЛМц 0058-2-2	БрА9Ж4
$[\sigma_т]$, МПа	343	200

Продолжение

Материал	БрА11Ж6Н6	СЧ 28	СЧ 20
$[\sigma_т]$, МПа	302	274	206

Наибольший расчетный натяг

$$N_{p\max} = p_{\max} d_п \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D}\right), \quad (10.38)$$

где $p_{\max}$ — наименьшее из полученных значений по формулам (10.36), (10.37).

Расчетные натяги корректируют с учетом влияния технологических и эксплуатационных факторов.

Предельные технологические натяги

$$N_{T\max} = N_{p\max}\chi + \Delta N_R + \Delta N_t; \quad (10.39)$$

$$N_{T\min} = N_{p\min} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_п, \quad (10.40)$$

где χ — коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов втулки и определяемый по графику (рис. 10.23) в зависимости от отношения $l/d_п$; ΔN_R — поправка на смятие шероховатости поверхности вала и втулки при сборке; ΔN_t — поправка на температурное расширение деталей; $\Delta N_п$ — поправка на уменьшение натяга при повторных запрессовках в процессе эксплуатации и ремонта: по экспериментальным данным $\Delta N_п = 5...10$ мкм.

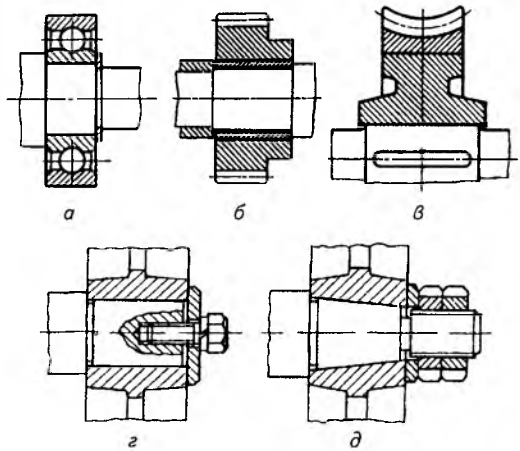


Рис. 10.21. Соединения с натягом:

а — для закрепления подшипников качения; *б* — то же, подшипников скольжения; *в* — то же, зубчатых венцов; *г* — цилиндрические сопрягаемые поверхности; *д* — конические сопрягаемые поверхности

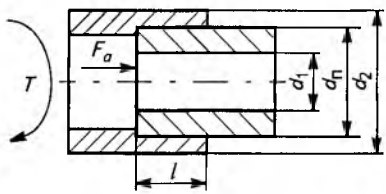


Рис. 10.22. Схема соединения вала и втулки с натягом

Поправка на смятие шероховатости

$$\Delta N_R \le 2k_R(Ra_d + Ra_D)\eta, \quad (10.41)$$

где k_R — коэффициент перевода параметра Ra в Rz (высота неровностей по десяти точкам): $k_R = 4{,}9...5{,}4$; Ra_d, Ra_D — среднее арифметическое отклонение профиля поверхности соответственно вала и отверстия (приложение 16): обычно для вала $Ra_d = 0{,}8...1{,}6$ мкм, для втулки $Ra_D = 0{,}8...$ 3,2 мкм; η — коэффициент смятия шероховатости поверхностей, зависящий от метода сборки соединения: при запрессовке со

10.17. Модуль упругости и коэффициент Пуассона для различных материалов

Показатель	Материал			
	сталь	чугун	бронза	латунь
E, МПа	$(1{,}95...2{,}05)\cdot 10^5$	$(1{,}13...1{,}16)\cdot 10^5$	$1{,}03\cdot 10^5$	$(0{,}82...0{,}97)\cdot 10^5$
μ	0,24...0,30	0,23...0,27	0,25	0,32...0,42

rusautomobile.ru

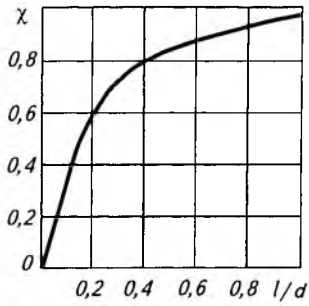


Рис. 10.23. График для определения коэффициента χ

смазкой $\eta = 0{,}25...0{,}35$, без смазки 0,25...0,5, с нагревом втулки 0,4...0,5, с охлаждением вала $\eta = 0{,}6...0{,}7$.

Поправка на температурное расширение

$$\Delta N_t = [\alpha_D(t_D - t_{сб}) - \alpha_d(t_d - t_{сб}]d_п, \quad (10.42)$$

где α_D, α_d — коэффициент линейного расширения материала соответственно втулки и вала, град$^{-1}$: для стали $11{,}3 \cdot 10^{-6}$, чугуна $10 \cdot 10^{-6}$, бронзы $17{,}9 \cdot 10^{-6}$, латуни $19 \cdot 10^{-6}$; t_D, t_d — рабочая температура соответственно втулки и вала; $t_{сб}$ — температура сборки: $t_{сб} = 20$ °С.

Если значение ΔN_t положительное, то его подставляют в формулу для определения N_{Tmin}, так как втулка расширится больше вала и необходимо компенсировать уменьшение натяга. Если же оно отрицательное, то в формулу для определения N_{Tmax}, так как вал расширится больше втулки и необходимо компенсировать увеличение натяга.

Далее выбирают наилучшую посадку из условий

$$N_{Cmax} \le N_{Tmax}; \quad (10.43)$$
$$N_{Cmin} \ge N_{Tmin}, \quad (10.44)$$

где N_{Cmax}, N_{Cmin} — предельные стандартные натяги (табл. 10.18).

Выбранную посадку проверяют по коэффициентам запаса прочности и сцепления.

Коэффициент запаса прочности

$$s = N_{pmax}/(N_{Cmax} - \Delta N_R). \quad (10.45)$$

Коэффициент запаса сцепления

$$m = N_{Cmin}/N_{Tmin}. \quad (10.46)$$

Коэффициенты запаса прочности и сцепления должны быть больше единицы.

Возможны два метода сборки соединений с натягом: продольный и поперечный. При продольном методе сборки определяют усилие запрессовки

$$R_з = f_з(N_{Cmax}/N_{pmax})p_{max}\pi d_п l, \quad (10.47)$$

где $f_з$ — коэффициент трения при запрессовке: $f_з = 1{,}2f$.

При поперечном методе сборки необходимо определять температуру нагрева втулки

$$t_D \approx \frac{N_{Cmax} + S_{сб}}{\alpha_D d_п} + t_{сб}, \quad (10.48)$$

где $S_{сб}$ — требуемый зазор при сборке, который принимают в зависимости от диаметра d вала из следующих соотношений:

d, мм	Свыше 30 до 80	Свыше 80 до 180	Свыше 180 до 400
$S_{сб}$, мкм	10	15	20

Температура нагрева стальных деталей должна быть не более $[t_D] = 200...300$ °С, для бронзы $[t_D] = 150...200$ °С.

10.18. Минимальные N_{Cmin} и максимальные N_{Cmax} натяги

Интервалы диаметров, мм (свыше — до)	Значения N_{Cmin}/N_{Cmax}, мкм, для полей допусков						
	H7/p6	*H7/r6*	*H7/s6*	*H7/t6*	*H7/u7*	*H8/s7*	*H8/u8*
30...40	7/36	15/44	24/53	29/58	42/78	13/59	32/88
40...50	7/36	15/44	24/53	35/64	52/88	13/59	42/98
50...65	9/44	18/53	30/65	43/78	66/108	18/72	55/119
65...80	9/44	20/55	36/71	52/87	81/123	24/78	70/134
80...100	10/51	24/65	44/85	64/105	99/149	29/93	86/162
100...120	10/51	27/68	52/93	77/118	119/169	37/101	106/183
120...140	12/59	32/79	61/108	91/138	142/193	43/117	126/214
140...160	12/59	34/81	69/116	103/150	171/227	51/125	155/243
160...180	12/59	37/84	77/124	115/162	182/238	59/133	166/254
180...200	14/69	41/95	86/140	130/184	203/269	66/152	185/287

rusautomobile.ru

10.4. ОСЕВАЯ ФИКСАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ НА ВАЛУ

Способы фиксации деталей в осевом направлении выбирают в зависимости от осевой нагрузки, скорости вращения, регулировки осевого положения и размеров деталей.

Для осевой фиксации часто используют буртики валов (рис. 10.24, *а*), распорные втулки (рис. 10.24, *б*), установочные кольца и пружинные стопорные кольца (рис. 10.24, *в*), установочные винты (рис. 10.25), разрезные кольца и т. д.

Использование буртиков позволяет обходиться без дополнительных деталей, но при этом увеличивается диаметр заготовки и расход металла на изготовление вала. Поэтому разность диаметров желательно принимать наименьшей. Формы и размеры переходных участков выполняют по рекомендациям главы 5.

Пружинные стопорные кольца *1* (см. рис. 10.24, *в*) применяют при средних осевых нагрузках, иногда в паре с дополнительными кольцами.

При небольших осевых нагрузках используют установочные винты *1* (приложение 15), размещая их в ступице деталей. Цилиндрический или конический конец винта входит в проточку или отверстие на валу или в шпонке (см. рис. 10.25). Винты с плоским концом применяют при небольших случайных осевых силах. Для предотвращения самоотвинчивания используют тонкие пружинные кольца, контргайки или мягкую проволоку.

На шлицевых участках валов детали крепят с помощью шлицевых втулок *1* (рис. 10.26) или колец *2*, которые фиксируют винтами на валу или в ступице.

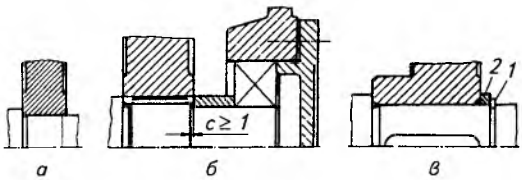


Рис. 10.24. Способы осевой фиксации деталей на валах:

а — с помощью буртиков; *б* — распорных втулок; *в* — стопорных колец; *1* — стопорное кольцо; *2* — установочное кольцо

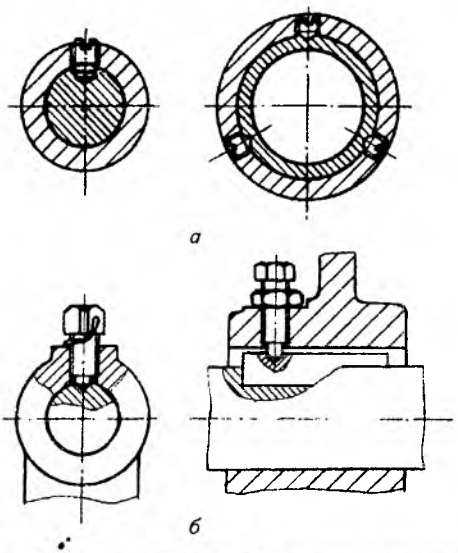


Рис. 10.25. Способы осевой фиксации с помощью установочных винтов (*а*) и специальных болтов (*б*)

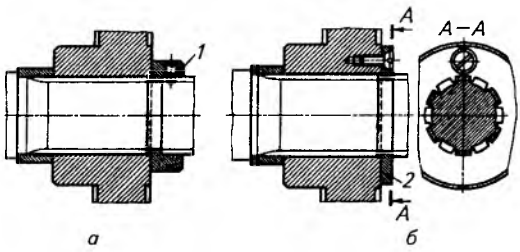


Рис. 10.26. Способы осевой фиксации на шлицевых участках валов с помощью шлицевой втулки (*а*) или шлицевого кольца (*б*)

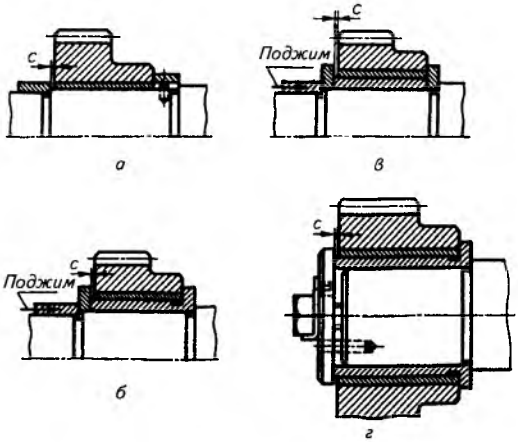


Рис. 10.27. Способы осевой фиксации деталей на подшипниках скольжения

rusautomobile.ru

Для крепления деталей на концах валов применяют шестигранные гайки (в стандартных редукторах) со стопорными шайбами или контргайками, шлицевые гайки с многолапчатыми шайбами, концевые шайбы.

Зубчатые колеса, установленные на подшипниках скольжения (например, в коробках передач), можно фиксировать в осевом направлении с помощью кольца со штифтом (рис. 10.27, *а*), втулки с буртиком (*б*), втулки и колец (*в*) и концевой шайбы (*г*), если колесо расположено на конце вала.

10.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВАЛОВ

Пример 1. Рассчитать тихоходный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора (рис. 10.28) при следующих исходных данных: силы в зацеплении $F_t = 4000$ Н, $F_r = 1486$ Н, $F_a = 813$ Н; вращающий момент на валу $T = 400$ Н; делительный диаметр расположенного на валу зубчатого колеса $d = 200$ мм.

Необходимые для расчета размеры вала принимаем по эскизной компоновке редуктора: $l_1 = 44$ мм; $l_2 = 88$ мм; $l_3 = 71$ мм.

1. Составляем расчетную схему вала (см. рис. 10.3). Определяем дополнительные нагрузки, для чего векторы сил F_t, F_r и F_a прикладываем к точке, соответствующей центру крепления колеса на оси вала. В этом случае возникают пары сил, т. е. соответственно вращающий и изгибающий моменты:

$$T = F_t d/2 = 4000 \cdot 0{,}2/2 = 400 \text{ Н} \cdot \text{м};$$
$$M = F_a d/2 = 813 \cdot 0{,}2/2 = 81{,}3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

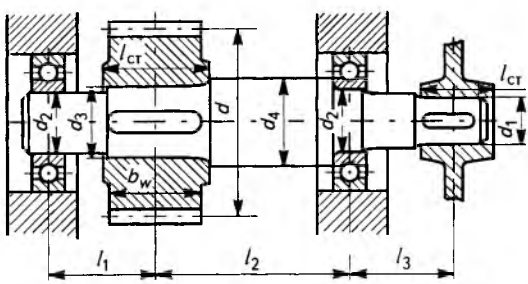


Рис. 10.28. Эскиз вала

Консольную нагрузку определяем по формуле (10.2):

$$F_к = 250\sqrt{T} = 250\sqrt{400} = 5000 \text{ Н}.$$

2. Для определения реакций опор используем уравнения статики. В плоскости ZY должно соблюдаться условие $\Sigma M_{Z2} = 0$, или $R_{Z1}(l_1 + l_2) - M + F_r l_2 = 0$, откуда

$$R_{Z1} = \frac{-M + F_r l_2}{l_1 + l_2} = \frac{-81{,}3 + 1486 \cdot 0{,}088}{0{,}132} = 375 \text{ Н}.$$

Исходя из условия $\Sigma M_{Z1} = 0$, или $R_{Z2}(l_1 + l_2) - M - F_r l_1 = 0$, получаем

$$R_{Z2} = \frac{M + F_r l_1}{l_1 + l_2} = \frac{81{,}3 + 1486 \cdot 0{,}044}{0{,}132} = 1111 \text{ Н}.$$

В плоскости XY согласно условию $\Sigma M_{X2} = 0$, или $R_{X1}(l_1 + l_2) + F_t l_2 = 0$

$$R_{X1} = \frac{F_t l_2}{l_1 + l_2} = \frac{4000 \cdot 0{,}088}{0{,}132} = 2667 \text{ Н}.$$

Из условия $R_{X1} - F_t + R_{X2} = 0$ имеем $R_{X2} = F_t - R_{X1} = 4000 - 2667 = 1333$ Н.

Определяем реакции опор от консольной нагрузки $F_к$. Из условия $\Sigma M_{к2} = 0$, или $-R_{к1}(l_1 + l_2) + F_к l_3 = 0$, имеем

$$R_{к1} = \frac{F_к l_3}{l_1 + l_2} = \frac{5000 \cdot 0{,}071}{0{,}132} = 2689{,}4 \approx 2690 \text{ Н}.$$

Поскольку $R_{к1} - R_{R2} + F_к = 0$, то $R_{к2} = R_{к1} + F_к = 5000 + 2690 = 7690$ Н.

3. Определяем изгибающие моменты. В плоскости ZY в сечении *1—1* $M_{Z1} = R_{Z1} l_1 = 375 \cdot 0{,}044 = 16{,}5$ Н · м, $M'_{Z1} = M_{Z1} + M = 16{,}5 + 81{,}3 = 97{,}8$ Н · м.

В плоскости XY в сечении *1—1* $M_{X1} = R_{к1} l_1 = 2667 \cdot 0{,}044 = 117{,}4$ Н · м. В плоскости консольной нагрузки: в сечении *1—1* $M_{к1} = R_{к1} l_1 = 2690 \cdot 0{,}044 = 118{,}4$ Н · м; в сечении *2—2* $M_{к2} = F_к l_3 = 5000 \cdot 0{,}071 = 355$ Н · м.

Строим эпюры изгибающих моментов M_Z, M_X и $M_к$ (см. рис. 10.3).

Суммарный изгибающий момент в сечении *1—1*

$$M_{\Sigma_1} = \sqrt{(M_{Z1})^2 + (M_{X1})^2} + M_{к1} =$$
$$= \sqrt{16{,}5^2 + 117{,}4^2} + 118{,}4 = 257 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

rusautomobile.ru

$$M'_{\Sigma_1} = \sqrt{\left(M'_{Z1}\right)^2 + \left(M_{x1}\right)^2} + M_{к1} =$$

$$= \sqrt{97{,}8^2 + 117{,}4^2} + 118{,}4 = 272 \text{ Н·м};$$

в сечении *2—2*

$$M_{\Sigma 2} = M_{к2} = 355 \text{ Н·м}.$$

Сравнивая полученные значения суммарных изгибающих моментов, делаем вывод, что наиболее опасным сечением вала является сечение *2—2*, где расположена опора *2*.

4. Выполняем эскиз вала (см. рис. 10.28). Диаметры ступеней предварительно определяем по рекомендациям главы 5. Полученные размеры уточняем по ГОСТ 6636—69* (приложение 5). Диаметр вала под подшипник принимаем кратным пяти.

Диаметр выходного участка вала вычисляем по формуле (10.4):

$$d_1 \approx \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 400}{0{,}2 \cdot 25}} = 43 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 42$ мм. Диаметр вала под подшипник $d_2 = d_1 + 3...7$ мм, откуда $d_2 = 45$ мм. Диаметр вала под колесо $d_3 = d_2 + 3...7$ мм; принимаем $d_3 = 48$ мм. Диаметр буртика (уступа) $d_4 = d_3 + 5...10$ мм, откуда $d_4 = 55$ мм.

5. Проверочный расчет вала на сопротивление усталости выполняем по коэффициенту запаса усталостной прочности в сечении *2—2*, используя формулу (10.8). На этом участке вала установлен с натягом подшипник качения. Диаметр вала $d_2 = 45$ мм.

Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба [см. формулу (10.9)]

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{4{,}28 \cdot 39 + 0{,}1 \cdot 0{,}51} = 2{,}45;$$

по напряжениям кручения [см. формулу (10.10)]

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{3{,}07 \cdot 11 + 0{,}05 \cdot 11} = 7.$$

Вал изготовляем из стали 40Х (см. табл. 10.7) с характеристиками: $HB \geq 270$, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа; $\psi_\sigma = 0{,}1$; $\psi_\tau = 0{,}05$.

Переменные составляющие циклов напряжений [см. формулы (10.11), (10.16)]

$$\sigma_a = \frac{10^3 M_{\Sigma 2}}{W_o} = \frac{10^3 \cdot 355}{0{,}1 \cdot 45^3} = 39 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{0{,}5 \cdot 10^3 T}{W_p} = \frac{0{,}5 \cdot 10^3 \cdot 400}{0{,}2 \cdot 45^3} = 11 \text{ МПа}.$$

Постоянные составляющие циклов напряжений [см. формулы (10.12), (10.16)]

$$\sigma_m = F_a / A = 813 \cdot 4/(3{,}14 \cdot 45^2) =$$

$$= 0{,}51 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \tau_a.$$

Общие коэффициенты концентрации напряжений [см. формулы (10.20), (10.21)]

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_{F\sigma} - 1\right) / K_y =$$

$$= (4{,}28 + 1 - 1)/1 = 4{,}28;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_{F\tau} - 1\right) / K_y =$$

$$= (3{,}07 + 1 - 1)/1 = 3{,}07.$$

По таблице 10.11 для посадки с натягом $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4{,}28$; $K_\tau / K_{d\tau} = 3{,}07$. По таблице 10.13 коэффициент качества поверхности $K_F = 1$ (поверхность вала шлифованная). Коэффициент K_y учитывают только при поверхностном упрочнении (при $HB > 350$).

Коэффициент запаса прочности в сечении *2—2*

$$s = \frac{2{,}45 \cdot 7}{\sqrt{2{,}45^2 + 7^2}} = 2{,}3,$$

что больше допустимого значения. Следовательно, условие расчета выполнено.

Пример 2. Рассчитать шпоночное соединение вал — ступица колеса с призматической шпонкой (см. рис. 10.28). Соединение нагружено вращающим моментом $T = 400$ Н · м; диаметр вала $d_3 = 52$ мм, длина ступицы колеса $l_{ст} = 60$ мм.

rusautomobile.ru

1. По диаметру d_3 определяем размеры поперечного сечения шпонки (ГОСТ 23360—78*, приложение 6). Для $d_3 = 52$ мм ширина шпонки $b = 16$ мм, высота шпонки $h = 10$ мм, глубина паза вала $t_1 = 6$ мм, длина шпонки $l_{шп} = l_{ст} - (5...10)$ мм $= 60 - (5...10) = 55...50$ мм. По стандарту принимаем $l_{шп} = 50$ мм.

2. Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения на прочность по напряжениям смятия при рабочей длине шпонки со скругленными краями $l_р = l_{шп} - b = 50 - 14 = 36$ мм. По формуле (10.24)

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_3 l_р (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 400}{52 \cdot (10-6) \cdot 36} = 83{,}6 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 110...190$ МПа. Следовательно, условие прочности выполняется.

Пример 3. Подобрать посадку с натягом косозубого колеса с валом редуктора (без учета шпонки). Соединение нагружено вращающим моментом $T = 400$ Н · м и осевой силой $F_a = 813$ Н. Размеры деталей соединения: посадочный диаметр вала $d_п = d_3 = 52$ мм; диаметр ступицы колеса (втулки) $d_{ст} = 80$ мм; длина посадочной поверхности $l = l_{ст} = 60$ мм. Вал сплошного сечения. Материал вала и колеса сталь 40Х. Метод сборки соединения — запрессовка.

1. Для стали 40Х (см. табл. 10.17) принимаем модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}3$, предел текучести $\sigma_т = 500$ МПа (см. табл. 10.7), коэффициент трения $f = 0{,}15$ (см. табл. 10.16).

2. Наименьшее давление, необходимое для передачи заданного вращающего момента [см. формулу (10.32)],

$$p_{min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^3 T}{\pi d_п^2 l f}\right)^2 + \left(\frac{F_a}{\pi d_п l f}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 400}{3{,}14 \cdot 52^2 \cdot 60 \cdot 0{,}15}\right)^2 + \left(\frac{813}{3{,}14 \cdot 52 \cdot 60 \cdot 0{,}15}\right)^2} = 10{,}48 \text{ МПа}.$$

3. Наименьший расчетный натяг [см. формулу (10.33)]

$$N_{p\min} = p_{\min} d_п \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D}\right) = 10{,}48 \cdot 52 \left(\frac{0{,}7}{2 \cdot 10^5} + \frac{2{,}75}{2 \cdot 10^5}\right) = 0{,}0094 \text{ мм} = 9{,}4 \text{ мкм}.$$

Коэффициенты Ляме для вала и втулки [см. формулы (10.34), (10.35)]

$$C_d = \frac{1 + (d_1/d_п)^2}{1 - (d_1/d_п)^2} - \mu_d = 1 - 0{,}3 = 0{,}7;$$

$$C_D = \frac{1 + (d_п/d_{ст})^2}{1 - (d_п/d_{ст})^2} + \mu_D = \frac{1 + (52/80)^2}{1 - (52/80)^2} + 0{,}3 = 2{,}75,$$

так как для сплошного вала $d_1 = 0$.

4. Назначаем шероховатости посадочных поверхностей вала и втулки. По рекомендациям для вала $Ra_D = 1{,}6$ мкм.

Поправка на смятие шероховатости [см. формулу (10.41)]

$$\Delta N_R = 2 K_R (Ra_d + Ra_D)\eta = 2 \cdot 5 \cdot (0{,}8 + 1{,}6) \cdot 0{,}4 = 9{,}6 \text{ мкм}.$$

Коэффициент смятия шероховатости поверхности для запрессовки без смазки $\eta = 0{,}4$ (см. с. 164). Для перевода параметра Ra в Rz коэффициент $K_R = 5$.

5. Поправка на температурное расширение материалов вала и втулки [см. формулу (10.42)] $\Delta N_t = [\alpha_D (t_D - t_{сб}) - \alpha_d (t_d - t_{сб})] d_п = [11{,}3 \cdot 10^{-6}(200 - 20) - 11{,}3 \cdot 10^{-6}(200 - 20)] 0{,}052 = 0$, так как $\alpha_D = \alpha_d = 11{,}3 \cdot 10^{-6}$ (см. с. 164), $t_D = t_d = 200$ °С, $t_{сб} = 20$ °С.

6. Наибольший расчетный натяг [см. формулу (10.38)]

$$N_{p\max} = p_{\max} d_п \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D}\right) = 168{,}2 \cdot 52 \cdot \left(\frac{0{,}7}{2 \cdot 10^5} + \frac{2{,}75}{2 \cdot 10^5}\right) = 0{,}1508 \text{ мм} = 150{,}8 \text{ мкм};$$

rusautomobile.ru

Наибольшие значения допустимых давлений, при которых материалы вала и втулки работают в зоне упругих деформаций:

$$p_{d\max} = 0{,}58[\sigma_т]_d\left[1-\left(\frac{d_1}{d_п}\right)^2\right] = 0{,}58\cdot 500 = 290 \text{ МПа};$$

$$p_{D\max} = 0{,}58[\sigma_т]_D\left[1-\left(\frac{d_п}{d_2}\right)^2\right] = 0{,}58\cdot 500\left[1-\left(\frac{52}{80}\right)^2\right] = 168{,}2 \text{ МПа}.$$

Принимаем наименьшее значение $p_{\max} = p_{D\max} = 168{,}2$ МПа.

7. Предельные технологические натяги [см. формулы (10.39), (10.40)]

$$N_{T\max} = N_{p\max}\chi + \Delta N_R + \Delta N_t = 150{,}8\cdot 1 + 9{,}6 = 160{,}4 \text{ мкм};$$

$$N_{T\min} = N_{p\min} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_п = 10{,}48 + 9{,}6 + 8 = 28{,}08 \text{ мкм}.$$

Коэффициент χ определяем по графику (см. рис. 10.24): при $l/d_п = 60/52 = 1{,}15$ получаем $\chi = 1$. Поправка $\Delta N_п = 8$ мкм.

8. По таблице 10.18 выбираем посадку, исходя из условий (10.43) и (10.44): $N_{C\max} \le 168{,}2$ МПа; $N_{C\min} \ge 28{,}08$ мкм. Этим условиям при $d_п = 52$ мм соответствуют посадки $H7/s6$, $H7/t6$, $H7/u7$ и $H8/u8$. По рекомендациям параграфа 10.3 назначаем посадку $H7/s6$ с минимальным натягом $N_{C\min} = 30$ мкм и максимальным натягом $N_{C\max} = 65$ мкм.

9. Выбранную посадку проверяем по коэффициентам запаса прочности и сцепления [см. формулы (10.45), (10.46)]:

$$s = N_{p\max}/(N_{C\max} - \Delta N_R) = 150{,}8/(65 - 9{,}6) = 2{,}7;$$

$$m = N_{C\min}/N_{T\min} = 30/28{,}08 = 1{,}07.$$

Поскольку оба коэффициента больше единицы, то условие прочности выполняется.

10. Усилие запрессовки определяем по формуле (10.47) при продольном методе сборки

$$R_з = f_з\left(\frac{N_{C\max}}{N_{p\max}}\right)p_{\max}\pi d_п l = 0{,}18\cdot\left(\frac{65}{150{,}8}\right)\cdot 168{,}5\cdot 3{,}14\cdot 52\cdot 60 = 128076 \text{ Н} \approx 128{,}1 \text{ кН}.$$

В данном случае коэффициент трения $f_з = 1{,}2f = 1{,}2\cdot 0{,}15 = 0{,}18$.

Контрольные вопросы и задания

1. Для чего предназначены валы и оси? 2. Перечислите этапы проектирования и особенности технологии изготовления валов. 3. Назовите основные критерии работоспособности валов. 4. Как рассчитать вал на статическую и усталостную прочность? 5. Какие материалы используют для изготовления валов? 6. По каким признакам классифицируют соединения «вал — ступица»? Дайте им сравнительную оценку. 7. Как рассчитывают шпоночные и шлицевые соединения? 8. В каких случаях используют соединение с натягом? Как рассчитывают такое соединение?

rusautomobile.ru

Глава 11

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

11.1. ТРЕБОВАНИЯ К ОПОРАМ КАЧЕНИЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В современных сельскохозяйственных машинах, в конструкциях редукторов в качестве опор валов используют чаще всего подшипники качения.

Опора качения состоит из корпуса, подшипника качения, устройств для закрепления подшипника на валу и в корпусе, защитных и смазочных устройств подшипника. Корпус подшипника качения может быть отдельным или выполненным как одно целое с деталью, на которой устанавливают подшипник, например с корпусом редуктора.

Подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колец с дорожками качения; тел качения (шариков или роликов), которые катятся по дорожкам качения колец; сепаратора, разделяющего и направляющего шарики или ролики, что обеспечивает их правильную работу. В некоторых подшипниках сепараторы могут отсутствовать.

К преимуществам подшипников качения относятся: низкий коэффициент трения; высокая грузоподъемность при меньшей ширине подшипника; простота монтажа и обслуживания; меньший расход смазочных материалов; возможность использования в опорах стандартных типов подшипников, что, безусловно, снижает стоимость изготовления конструкции.

Основными недостатками подшипников качения являются чувствительность к ударным нагрузкам, резкое падение их работоспособности с увеличением динамической нагрузки, бóльшие габариты по наружному диаметру по сравнению с подшипниками скольжения.

Подшипники качения стандартизированы. Изготовляют их на специальных подшипниковых заводах. Поэтому задача конструктора сводится к тому, чтобы подобрать подшипник для опоры качения, обеспечивая при этом технологичность изготовления и контроля опоры, а также ее ремонтопригодность.

Исходные данные для проектирования опоры качения — характер нагрузки, ее величина и направление, частота вращения колец подшипника, требуемая долговечность, условия эксплуатации и окружающая среда (температура, влажность, запыленность, кислотность и т. д.). При проектировании следует учитывать и стоимость подшипников.

Проектируемые опоры качения должны прежде всего обеспечивать необходимую жесткость и соосность посадочных поверхностей. Гнезда корпусов под наружные кольца подшипников должны быть достаточно жесткими; в противном случае деформация посадочных поверхностей может привести к заклиниванию тел качения и преждевременному разрушению подшипника. То же самое может произойти при несоблюдении условия соосности посадочных поверхностей корпусов и посадочных шеек вала. Если при проектировании невозможно добиться условия соосности, конструктор должен рекомендовать самоустанавливающиеся подшипники или искать пути совершенствования конструкции.

Конструкция опоры качения должна гарантировать необходимое радиальное и осевое фиксирование вала и не подвергаться дополнительным нагрузкам

rusautomobile.ru

из-за температурных деформаций, перетяжки при монтаже и т. д. Вращающееся кольцо подшипника надежно закрепляют соответственно на вращающемся валу или во вращающемся корпусе, чтобы исключить его проворачивание. Достигается это назначением соответствующих посадок. Для осевого фиксирования вала и обеспечения возможности восприятия осевых нагрузок оба кольца фиксируют в осевом направлении: внутреннее кольцо — на валу, наружное — в корпусе.

Конструкция опор должна исключать перетяжки при сборке; обеспечивать нормальную работу зубчатых или червячных передач, защиту подшипников качения от пыли и грязи, а также надежную герметизацию внутренней полости механизма и смазку подшипников.

Кроме того, конструктор должен обращать особое внимание на выполнение правил монтажа и эксплуатации; конструкция опор должна обеспечивать удобство и простоту монтажа и демонтажа подшипников, в противном случае из-за нарушения правил монтажа и эксплуатации даже безупречно спроектированная опора качения может оказаться недолговечной.

В соответствии с ГОСТ 3189 — 89 подшипники маркируют условными обозначениями, которые наносят на любую поверхность, кроме поверхности тел качения.

Полное условное обозначение имеет знаки основного и дополнительного условного обозначения. Знаки дополнительного условного обозначения располагают справа и слева от основного условного обозначения. Расположенные справа дополнительные знаки начинаются с прописной буквы, а расположенные слева — отделяются от основного условного обозначения знаком тире.

Основное условное обозначение подшипника состоит только из цифр и может включать до семи основных знаков, обозначающих: размерную серию (серию диаметров и серию ширин) по ГОСТ 3478—79*; тип и конструктивное исполнение по ГОСТ 3395—89; диаметр отверстия (за исключением подшипников, внутренний диаметр которых превышает 495 мм или равен 0,6; 1,5 и 2,5). При этом следует учитывать, что в условном обозначении нули, стоящие левее последней значащей цифры (считая справа налево), не проставляют. Поэтому условное обозначение подшипника может состоять из трех и даже двух цифр.

Выполнение вышеперечисленных требований реализуется: правильным выбором схемы установки и типа подшипников, наиболее надежных для конкретного способа крепления подшипников в корпусе и на валу, а также посадок подшипников на валу и в корпусных деталях; применением надежного стопорения (контровки) резьбовых соединений опор для предотвращения самоотвинчивания гаек в условиях вибрации и ослабления плотного стыка деталей, передающих осевую нагрузку; регулированием осевых зазоров подшипников с помощью регулировочных элементов; введением прокладок между корпусом и опорами для регулирования зацепления зубчатых колес; обеспечением монтажа и демонтажа подшипников без повреждения сопрягаемых поверхностей и элементов подшипников.

Порядок проектирования опор качения следующий.

1. По эскизной компоновке намечают расстояния между опорами (подшипниками) и закрепляемыми на валу деталями и определяют нагрузку на опоры.

2. Предварительно подбирают тип подшипника с учетом конструкции опоры качения, условий эксплуатации и монтажа.

3. Определяют расчетную долговечность подшипника, назначая ориентировочно его типоразмер, и сопоставляют ее с рекомендуемой.

4. В зависимости от требований, предъявляемых к работе опоры качения, назначают класс точности подшипника, посадки на внутренние и наружные кольца (на вал и в корпус), а также выбирают способ крепления колец подшипника.

5. Подбирают тип смазки, марку смазочного материала, конструкцию уплотнений.

6. Окончательно оформляют конструкцию опоры качения.

rusautomobile.ru

11.2. ВЫБОР ТИПА ПОДШИПНИКОВ И СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ

Подшипники качения различаются формой (шариковые, роликовые) и числом рядов тел качения, способностью самоустанавливаться, фиксировать осевое положение вала, величиной и направлением воспринимаемой нагрузки, жесткостью в осевом и радиальном направлениях и другими признаками.

Выбор типа подшипника. В конкретных условиях выбирать тип подшипника необходимо с особой тщательностью, так как от этого зависят условия работы и ресурс не только подшипников, но и сопряженных с ними деталей (например, зубчатых колес). Приведем краткую характеристику основных типов подшипников.

Шариковые радиальные однорядные подшипники (рис. 11.1, *а*) предназначены для восприятия в основном радиальной нагрузки, но могут воспринимать и небольшие осевые нагрузки (до 70 % неиспользованной радиальной). Удовлетворительно работают при перекосе колец не более 8′. Могут фиксировать осевое положение вала, однако из-за малой осевой жесткости точность осевой фиксации сравнительно невелика. Сравнительно невелика их жесткость и в радиальном направлении. При необходимости точной фиксации вала такие подшипники применять не рекомендуется. Нельзя использовать шариковые радиальные подшипники и при ударных нагрузках. Такие подшипники имеют наименьшие потери на трение и могут работать при большой частоте вращения. При больших частотах вращения его часто используют и как упорный подшипник.

Конструктивные разновидности шариковых радиальных однорядных подшипников приведены на рис. 11.2.

Шариковые радиальные подшипники имеют самое широкое применение благодаря своей дешевизне, нетребовательности к точности монтажа и условиям смазки. Используют их в электродвигателях, коробках передач автомобилей и тракторов, роликах транспортеров, в редукторах для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес.

Распределение подшипников по степени распространенности и объему

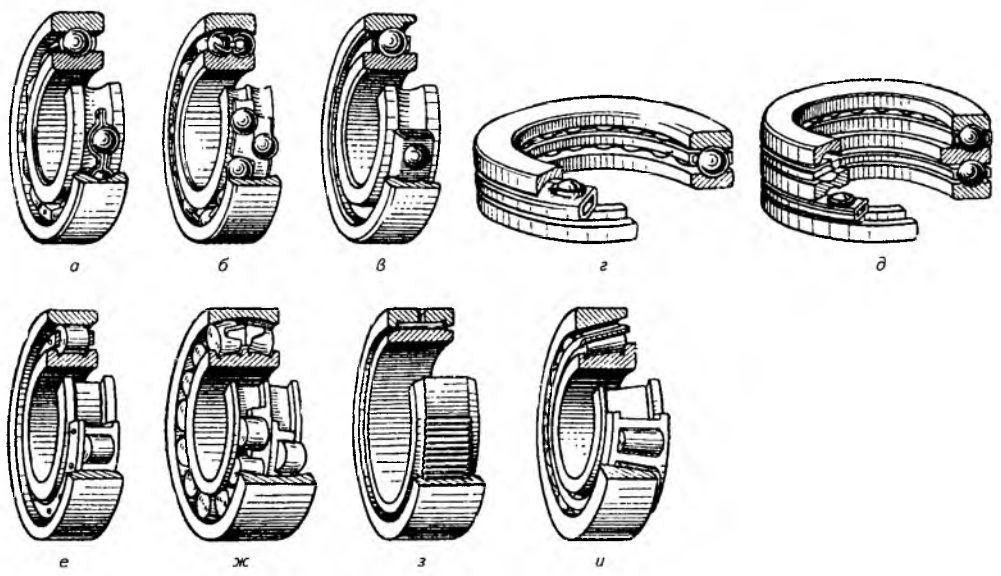


Рис. 11.1. Основные типы подшипников качения:

а — шариковый радиальный однорядный; *б* — шариковый радиальный двухрядный сферический; *в* — шариковый радиально-упорный; *г* — упорный шариковый однорядный; *д* — упорный шариковый двухрядный; *е* — роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; *ж* — радиальные сферические роликовые двухрядные с бочкообразными роликами; *з* — роликовые игольчатые; *и* — роликовые радиально-упорные

rusautomobile.ru

выпуска (% общего количества) приведено ниже.

Подшипники	
Шариковые	38,6
Роликовые:	
конические	24,7
цилиндрические	8,9
сферические	5,7
Остальные (приборные, прецизионные и т. д.)	16,4
Всего	100

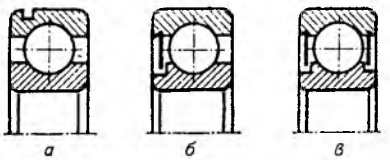


Рис. 11.2. Конструктивные разновидности шариковых радиальных однорядных подшипников:

а — с канавками на наружном кольце; *б* — с одной защитной шайбой; *в* — с двумя защитными шайбами

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (см. рис. 11.1, *б*) предназначен для восприятия радиальной нагрузки в условиях возникновения значительных (до 3°) перекосов колец. Это возможно в узлах с нежесткими валами (большое расстояние между опорами), или когда опоры одного вала находятся в разных корпусах. Подшипник допускает осевую фиксацию вала и очень небольшую осевую нагрузку (до 20 % неиспользованной радиальной). Применяют их в сельскохозяйственных машинах, а также для фиксации многоопорных трансмиссионных валов, валов барабанов и звездочек транспортеров и конвейеров и т. д.

Шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 11.1, *в*) воспринимают комбинированные нагрузки и могут работать при осевой нагрузке, действующей в одном направлении. Для восприятия больших осевых нагрузок устанавливают несколько подшипников («каскадная» установка).

Эти подшипники используют в узлах с жесткими двухопорными валами при сравнительно небольших расстояниях между опорами, а также в узлах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках, как при монтаже, так и в процессе эксплуатации, например, шпиндели металлорежущих и деревообрабатывающих станков, электродвигателей, центрифуги, червячные редукторы, передние колеса автомобилей.

Шариковые упорные подшипники (рис. 11.1, *г*, *д*) воспринимают только осевые нагрузки: одинарный — односторонние, двойной — знакопеременные. Для лучшей самоустановки эти подшипники изготовляют со сферическим подкладным кольцом. У одинарного подшипника одно кольцо («тугое») монтируют на валу, а второе («свободное») — в корпусе. В ряде случаев эти подшипники можно заменить шариковым однорядным с увеличенной осевой «игрой». Применяют шариковые упорные подшипники в вертикальных центрифугах, тихоходных редукторах, крановых крюках, шпинделях металлорежущих станков, опорах поворотных кранов, вращающихся центрах металлорежущих станков, домкратах и др.

Упорные роликовые подшипники воспринимают бóльшие нагрузки, чем шариковые, но при меньшей частоте вращения. Удовлетворительно работают они при низких и средних частотах вращения, когда окружная скорость на валу не более 5...10 м/с (верхнее значение относится к подшипникам легких серий средних размеров). При высоких частотах вращения вследствие центробежных сил и гироскопических моментов, действующих на шарики, подшипник быстро разрушается.

Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 11.1, *е*) более грузоподъемные (примерно в 1,5 раза), чем шариковые подшипники тех же габаритов. Эти подшипники не допускают перекосов. Применяют их в качестве опор жестких коротких валов, когда возможно обеспечить высокую соосность посадочных мест. Конструкция таких подшипников разборная, что облегчает монтаж и демонтаж опоры качения. Подшипники с наружными или внутренними кольцами без буртиков (рис. 11.3, *а*, *в*) используют в плавающих опорах. Подшипники, у которых одно из колец имеет один буртик (рис. 11.3, *б*), применяют в опорах с односторонней фиксацией. Кроме подшипников с короткими ро-

rusautomobile.ru

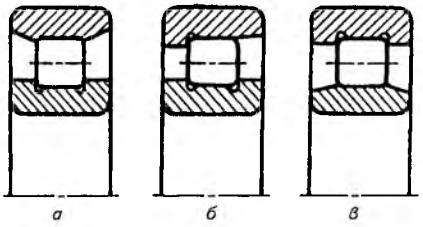


Рис. 11.3. Конструктивные разновидности роликовых радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

а — подшипник с наружным плавающим кольцом; *б* — подшипник с одним буртиком на наружном кольце; *в* — подшипник с внутренним плавающим кольцом

ликами выпускают подшипники с длинными витыми роликами, которые используют при небольших радиальных нагрузках, малых скоростях и ярко выраженных ударных нагрузках.

Осевой нагрузки роликовые радиальные подшипники не воспринимают, осевого положения вала не фиксируют. Применяют их в сельскохозяйственных машинах.

Роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники с бочкообразными роликами (рис. 11.1, *ж*) по основным характеристикам подобны сферическим шариковым подшипникам и отличаются от них значительно большей грузоподъемностью и жесткостью. Они одновременно с радиальной могут воспринимать небольшие (до 20 %) осевые нагрузки в обоих направлениях и допускают перекос внутреннего кольца (до 3°).

Эти подшипники применяют в опорах длинных многоопорных валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок, например, в барабанах лебедок, шнеках сельскохозяйственных машин, угольных комбайнах и врубовых машинах, прокатных станах и редукторах средней и большой мощности, скатах мостовых и портовых кранов и во многих других изделиях.

Роликовые игольчатые подшипники (рис. 11.1, *з*) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Эти подшипники могут быть без внутреннего или наружного кольца или вовсе без колец. По сравнению со всеми другими подшипниками они имеют значительно меньший наружный диаметр при одинаковом внутреннем диаметре. Эти подшипники чувствительны к перекосам; их применяют, например, в карданных валах автомобилей, поршневых пальцах, шатунных пальцах, распределительных валах двигателей, опорах кривошипно-шатунных механизмов и др.

Роликовые конические подшипники (рис. 11.1, *и*) — радиально-упорные. Они воспринимают комбинированные нагрузки. При установке вала на двух подшипниках способны воспринимать чисто радиальные нагрузки.

Применяют их в узлах с жесткими двухопорными валами при небольшом расстоянии между опорами, например, в червячных редукторах, колесах грузовых автомобилей, катках гусениц тракторов, станков и др.

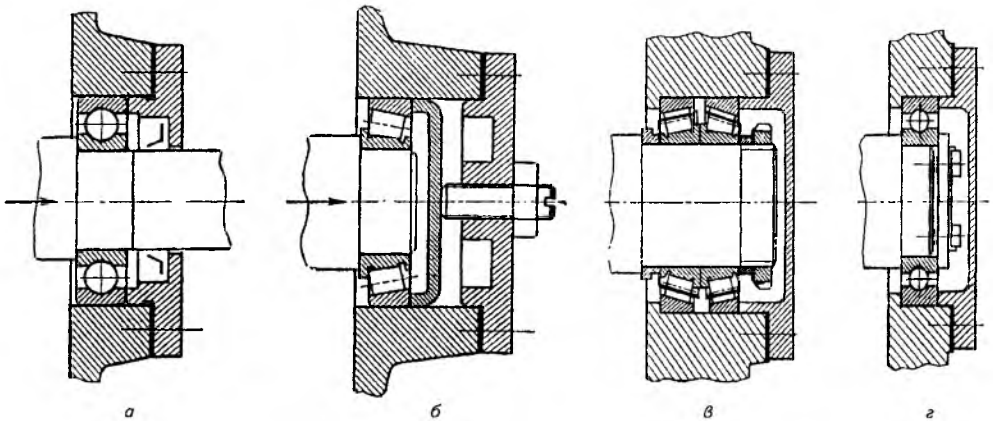


Рис. 11.4. Фиксирующие опоры

rusautomobile.ru

Выбор схемы установки подшипников качения. Конструировать опоры качения необходимо так, чтобы вал с опорами представлял собой статически определимую систему.

Опоры разделяют на фиксирующие (рис. 11.4) и плавающие (рис. 11.5).

Фиксирующие опоры ограничивают осевое перемещение вала в одну (рис. 11.4, *а*, *б*) или обе стороны (рис. 11.4, *в*, *г*) и воспринимают как радиальную, так и осевую нагрузку, соответственно в одну или обе стороны.

Плавающие опоры (рис. 11.5) осевого перемещения вала не ограничивают; они могут воспринимать только радиальную нагрузку. Для плавающих опор применяют шариковые радиальные подшипники — однорядные (рис. 11.5, *а*) или двухрядные (рис. 11.5, *б*), но чаще используют подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 11.5, *в*). Роликовые радиальные подшипники уменьшают износ отверстия корпуса, так как осевое перемещение вала происходит относительно

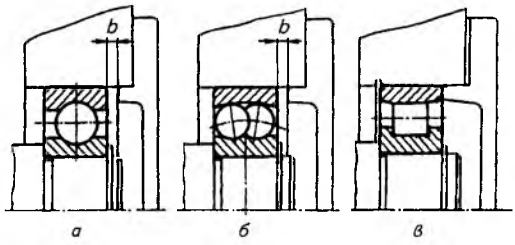


Рис. 11.5. Плавающие опоры

внутреннего диаметра наружного кольца подшипника. Вместо роликового подшипника с наружным плавающим кольцом можно установить аналогичный подшипник, но с внутренним плавающим кольцом. В опорах, выполненных по схемам, показанным на рис. 11.5, *а* и *б*, между торцами наружного кольца подшипника и крышки должен быть предусмотрен зазор $b \geq \geq 0{,}01l$, где l — расстояние между торцами колец подшипников.

Валы устанавливают, как правило, на двух опорах, где возможны различ-

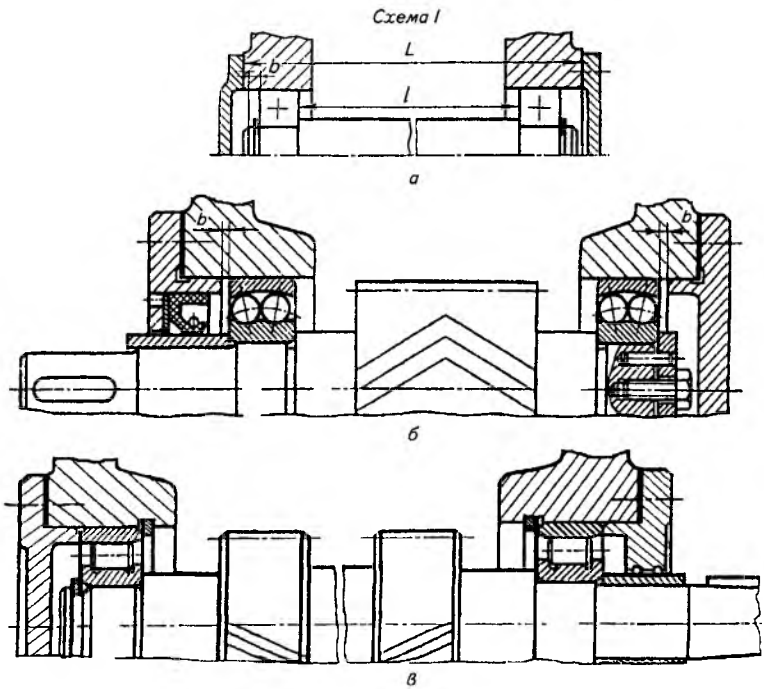


Рис. 11.6. Схема и конструкции вала с двумя плавающими опорами:

а — схема вала; *б* — вал, установленный на шариковых радиальных сферических подшипниках; *в* — вал, установленный на роликовых радиальных подшипниках

rusautomobile.ru

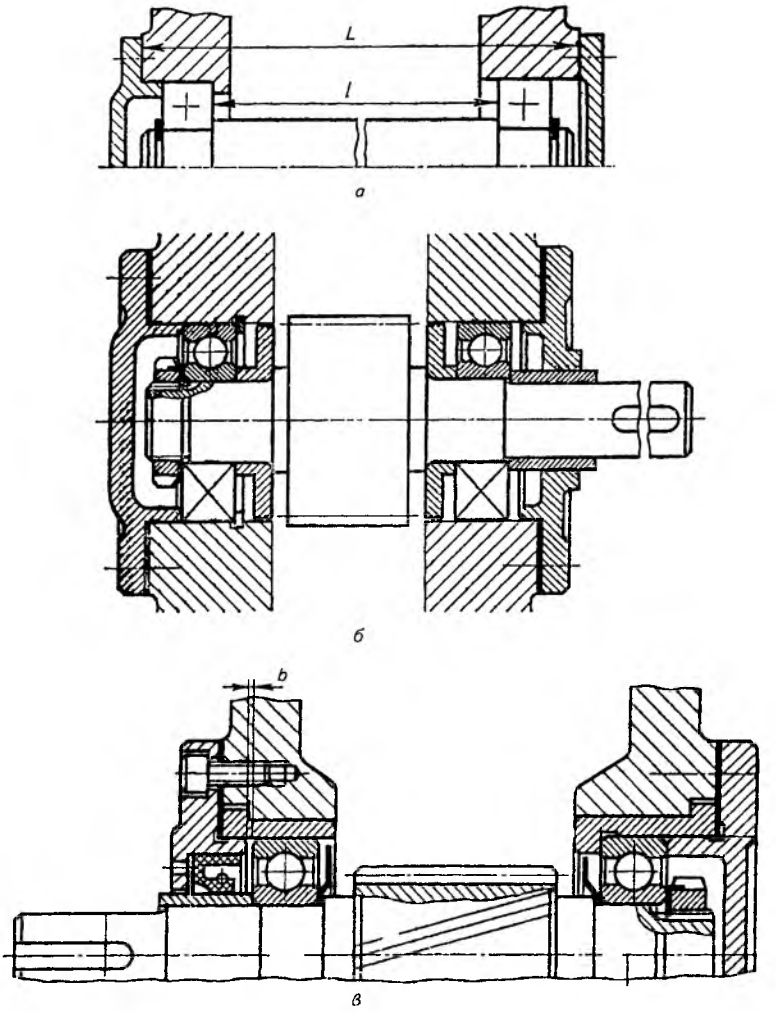


Рис. 11.7. Схема и конструкции вала с одной фиксирующей опорой:

а — схема вала; *б* и *в* — конструкции вала с одной фиксирующей и одной плавающей опорами

ные сочетания фиксирующих и плавающих опор. Различают схемы: с двумя плавающими опорами; с одной фиксирующей и одной плавающей опорами; с установкой подшипников «в распор»; с установкой подшипников «в растяжку».

Схема вала с двумя плавающими опорами показана на рис. 11.6, *а*. В первом варианте конструкции (рис. 11.6, *б*) вал установлен на шариковых радиальных сферических подшипниках, во втором (рис. 11.6, *в*) — на роликовых радиальных. Схемы с обеими плавающими опорами используют при необходимости самоустановки в осевом направлении одного вала относительно другого, зафиксированного от осевых перемещений. Такие схемы применяют, например, в шевронных (рис. 11.6, *б*) или раздвоенных косозубых передачах (рис. 11.6, *в*). В этих случаях излишняя связь в виде фиксирующей опоры привела бы к статической неопределимости системы.

Схема вала с одной фиксирующей опорой приведена на рис. 11.7, *а*. В данном случае вал зафиксирован одним радиальным подшипником, у которого внутреннее кольцо закреплено на валу, а наружное в корпусе. Внутреннее

rusautomobile.ru

кольцо второй опоры закреплено на валу, а наружное не закреплено в корпусе (плавающая опора). При температурном удлинении вала наружное плавающее кольцо, установленное в корпусе с зазором, перемещается, чем компенсируется удлинение вала. Такая схема опоры качения дает возможность назначать широкие допуски на размеры вала и корпуса.

Осевую фиксацию вала одним радиальным подшипником широко применяют в коробках передач, в редукторах с цилиндрическими зубчатыми передачами и других механизмах, где нет больших нагрузок (отношение осевой нагрузки к радиальной $\frac{F_a}{F_r}<0{,}35$) и где радиальная и осевая «игра» вала не отражается на точности работы. Конструкция такой опоры качения приведена на рис. 11.7, *б* и *в*, где один из подшипников установлен как плавающий, второй жестко закреплен в корпусе и может воспринимать двусторонние осевые нагрузки. Конструкция, показанная на рис. 11.7, *б*, отличается от конструкции на рис. 11.7, *в* лишь тем, что подшипники расположены в специальных стальных стаканах, предохраняющих чугунный корпус редуктора от изнашивания.

При больших осевых нагрузках применяют схему (рис. 11.8, *а*), которая отличается от предыдущей тем, что в фиксирующей опоре установлены два радиально-упорных шариковых или роликовых подшипника. Это позволяет практически полностью исключить

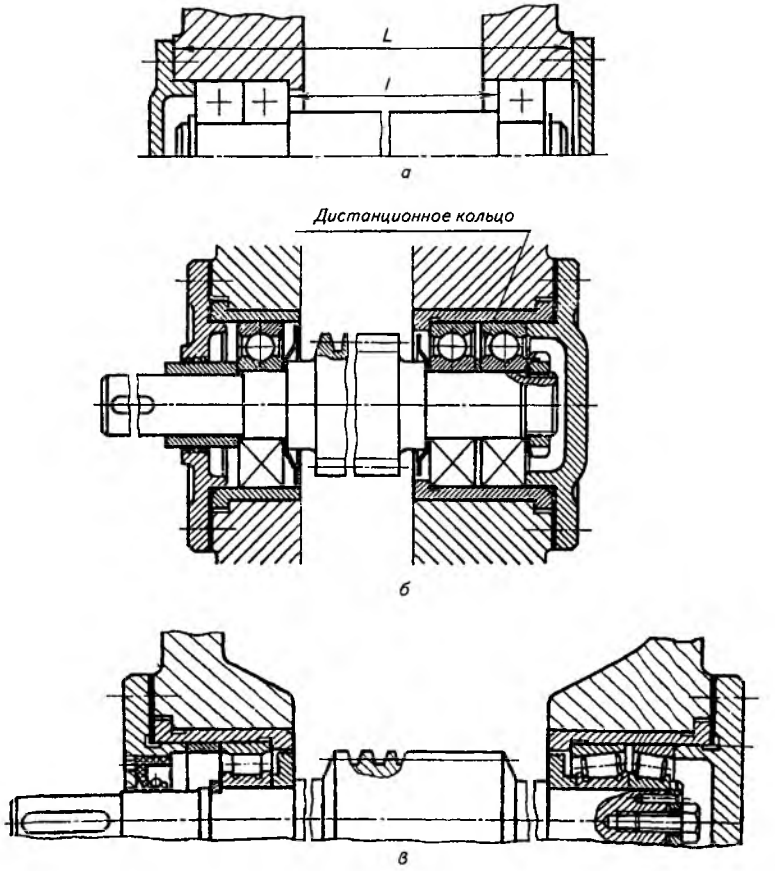


Рис. 11.8. Схема и конструкции вала с двумя радиально-упорными подшипниками в фиксирующей опоре:

а — схема вала; *б, в* — конструкции червяка с фиксирующей опорой на радиально-упорных подшипниках (*б* — шариковых; *в* — роликовых)

rusautomobile.ru

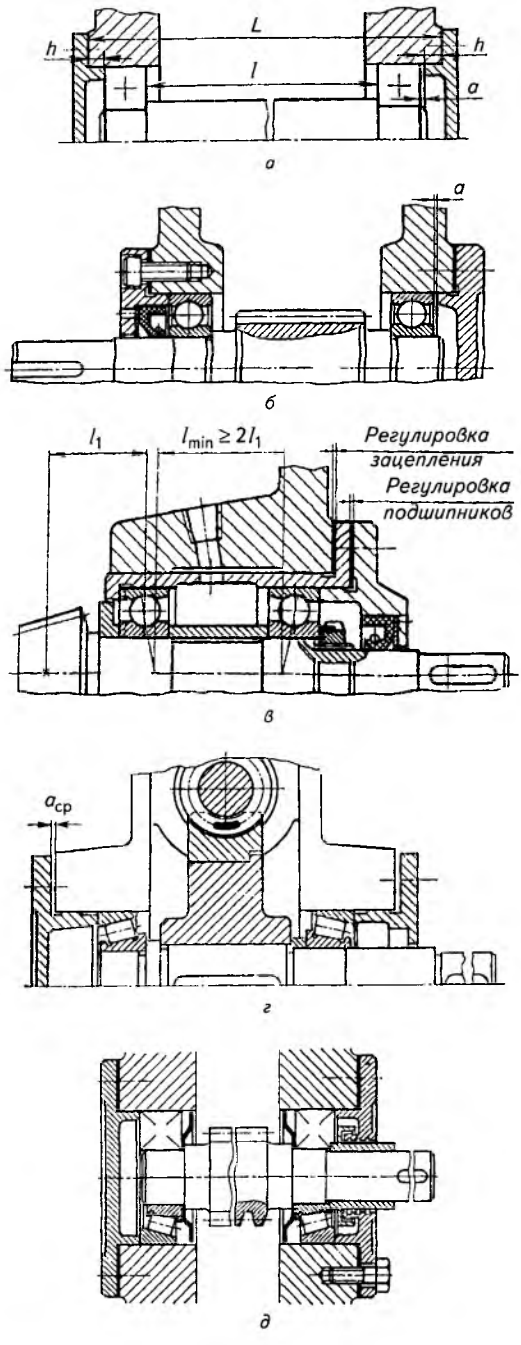


Рис. 11.9. Схема и конструкции вала с установкой подшипников «в распор»:

а — схема «враспор»; *б* — быстроходный вал-шестерня цилиндрического редуктора на шариковых радиальных подшипниках; *в* — вал-шестерня конического редуктора на шариковых радиально-упорных подшипниках; *г* — вал червячного колеса на конических роликовых подшипниках; *д* — червяк на конических роликовых подшипниках

осевую «игру» и увеличить жесткость вала. Такую схему широко применяют при любом расстоянии между опорами валов — не только в цилиндрических и конических зубчатых передачах, но и в червячных. Фиксирующая опора червяка (рис. 11.8, *б*) состоит из двух радиально-упорных шариковых подшипников, между внутренними кольцами которых установлено дистанционное кольцо. С помощью этого кольца и набора прокладок под крышкой создаются необходимые прижатие или осевая «игра». В плавающей опоре установлен радиальный шариковый подшипник. В фиксирующей опоре червяка, показанного на рис. 11.8, *в*, установлены конические роликоподшипники, а в плавающей опоре — радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами (наружное кольцо без внутреннего буртика).

Схема вала с установкой подшипников «в распор» показана на рис. 11.9, *а*. Торцы внутренних колец подшипников упираются в буртики вала, а внешние торцы наружных колец — в торцы крышек, закрепленных в корпусе. Здесь каждая из опор ограничивает перемещение вала в одном направлении. Схема с установкой «враспор» наиболее простая и дешевая, так как расточку корпуса выполняют за один проход, а для конструктивного воплощения этой схемы требуется значительно меньше деталей. Защемление вала в опорах при нагреве исключается, что гарантируется зазором *а* между торцем крышки и наружным кольцом подшипника на одном конце вала. Погрешности размеров *L*, *l* и *h*, образующих размерную цепь, приводят к изменению зазора *а*, поэтому на эти размеры необходимо устанавливать жесткие допуски. При тепловом удлинении вала и недостаточном зазоре *а* может произойти заклинивание тел качения, поэтому такую схему рекомендуется применять для коротких валов при расстоянии *L* между опорами не более 400 мм:

$$L \leq (6...10)d,$$

где *d* — диаметр вала под подшипник.

В качестве опор здесь можно использовать не только радиальные (ша-

rusautomobile.ru

риковые или роликовые) подшипники, имеющие на кольцах буртики, но и радиально-упорные (шариковые или роликовые).

При установке вала на радиальных подшипниках зазор a рекомендуют принимать равным

$$a = \Delta L + 0{,}15...0{,}2 \text{ мм}, \qquad (11.1)$$

где ΔL — тепловая деформация вала, мм:

$$\Delta L = [\alpha_в(t_{в.р} - t_{в.н}) - \alpha_к(t_{к.р} - t_{к.н})]L, \qquad (11.2)$$

где $\alpha_в$, $\alpha_к$ — коэффициенты линейного расширения материала соответственно вала и корпуса, 1/°С; $t_{в.р}$, $t_{к.р}$ — рабочая температура соответственно вала и корпуса, °С; $t_{в.н}$, $t_{к.н}$ — начальная температура нагрева соответственно вала и корпуса, °С; L — расстояние между опорами, мм.

Если расчетным путем ΔL получить трудно, то при небольших расстояниях между опорами (≈ до 300 мм) и ограниченном нагреве величину зазора a можно задать в зависимости от типа подшипника. В опорах с радиальными шариковыми подшипниками $a \approx 0{,}2...0{,}5$ мм, с радиальными роликовыми подшипниками $a \approx 0{,}5...1$ мм.

При установке вала на радиально-упорных шариковых или роликовых подшипниках зазор a принимают на 0,.2...0,3 мм больше величины осевой «игры» (табл. 11.1). Пределы осевой «игры» вала на радиально-упорных подшипниках назначают для каждой конкретной конструкции с учетом размеров деталей, режима работы и жесткости опор. Необходимо, чтобы осевая «игра» в процессе эксплуатации не выходила за допустимые пределы. В опорах, выполненных по схеме «враспор» (рис. 11.9), в случае установки радиально-упорных подшипников необходимо отдавать предпочтение подшипникам с малыми углами контакта ($\alpha = 12°$ для шариковых и 11...16° для конических роликовых подшипников), так как подшипники с большими углами контакта в несколько раз чувствительнее к изменениям осевой игры.

На рис. 11.9 (*б*, *в*, *г*, *д*) в качестве примера приведены конструктивные схемы валов с установкой подшипников «враспор»: вала-шестерни на радиальных шариковых подшипниках (рис. 11.9, *б*); вала-шестерни конического редуктора на радиально-упорных шариковых подшипниках (рис. 11.9, *в*); вала червячного колеса и вала червяка соответственно на радиально-упорных роликовых подшипниках (рис. 11.9, *г*, *д*).

11.1. Допустимые пределы осевой «игры» в опорах

Тип подшипника	Угол контакта α, град	Диаметр вала под подшипник d, мм		Способы установки подшипников				
				В фиксирующей и плавающей опорах при любом расстоянии между ними (рис. 11.8)		По схеме «враспор» (рис. 11.9) и «врастяжку» (рис. 11.10)		
		От	До	Допустимые пределы осевой «игры», мкм		Наибольшее расстояние между опорами L, мм	Допустимые пределы осевой «игры», мкм	
				Наименьший	Наибольший		Наименьший	Наибольший
Радиально-упорный шариковый	12	10	30	20	40	$8d$	30	60
		30	50	30	50	$6d$	30	80
		50	80	40	70	$4d$	40	100
	26...36	10	30	20	30	Не рекомендуется устанавливать по схемам «в распор» и «в растяжку»		
		30	50	20	40			
		50	80	30	50			
Конический роликовый радиально-упорный	10...16	10	30	20	30	$12d$	20	80
		30	50	40	40	$8d$	40	110
		50	80	60	140	$7d$	60	140
		10	30	20	—	Не рекомендуется устанавливать по схемам «враспор» и «врастяжку»		
		30	50	20	—			
		50	80	30	—			

* Применяют в автомобилестроении и сельскохозяйственном машиностроении.

rusautomobile.ru

Радиально-упорные подшипники (рис. 11.9, *в* и *г*) регулируют в следующем порядке. Устанавливают одну крышку без прокладок, равномерно подтягивая ее болтами и прокручивая вал от руки так, чтобы тела качения правильно установились на беговых дорожках. Затем затягивают крышку болтами, пока не будет полностью выбран свободный ход (вал туго вращается); после этого щупом измеряют зазор между фланцем крышки и корпусом. К величине зазора необходимо прибавить величину осевого хода (игры), необходимого для нормальной работы. Суммарная толщина прокладок должна быть равна сумме зазора и величины необходимой осевой «игры». Затем крышку снимают, устанавливают ее с комплектом прокладок и окончательно затягивают. В результате вал должен вращаться с выбранным зазором.

Схему установки подшипников «врастяжку» применяют, как и схему «враспор», для валов небольшой длины (рис. 11.10, *а*). Внутренние торцы наружных колец подшипников упираются в буртики корпуса (рис. 11.10, *б*) или стакана (рис. 11.10, *в*), а наружные торцы внутренних колец — в гайки, которыми регулируют осевую «игру» в процессе монтажа. В корпусе вместо буртика можно использовать пружинное запорное кольцо. Внутреннее кольцо подшипника в этом случае устанавливают на валу с полем допуска $L0/j_s6$, обеспечивающего перемещение внутреннего кольца. Конструкция подшипниковых опор «врастяжку» исключает опасность защемления подшипника. В практике такую схему обычно применяют для консольно расположенных на коротких валах элементов, например для шестерни конических редукторов.

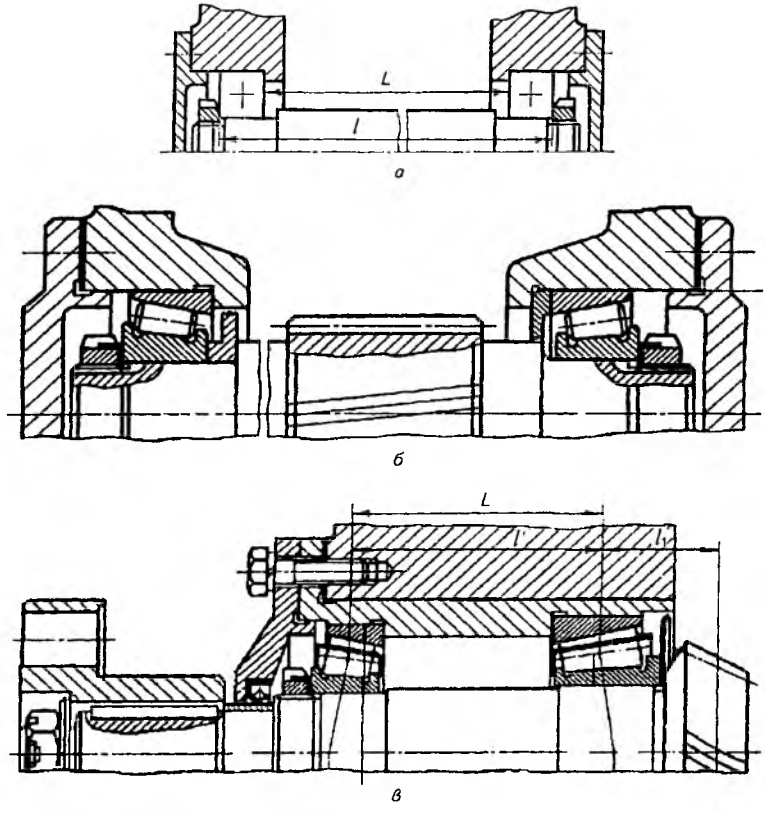


Рис. 11.10. Схема и конструкции вала с установкой подшипников «в растяжку»:

а — схема; *б* — конструкция вала косозубой шестерни на роликовых конических подшипниках с установкой по схеме «враспор»; *в* — конструкция вала конической шестерни на роликовых конических подшипниках с установкой по схеме «врастяжку»

rusautomobile.ru

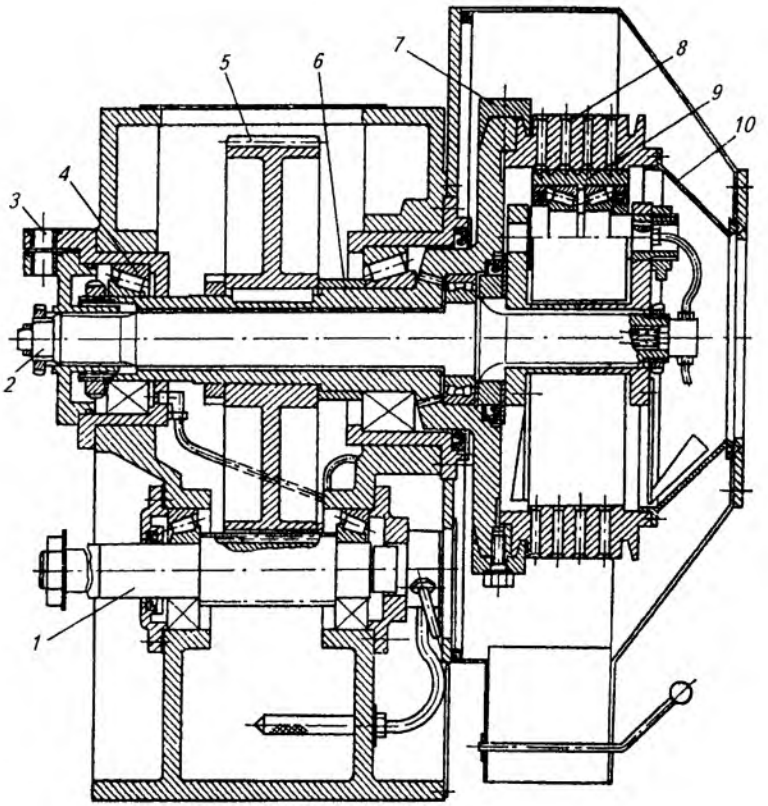


Рис. 11.11. Пресс-гранулятор для приготовления гранул из травяной муки:

1 — вал-шестерня; *2* — ось; *3* — стакан роликового конического подшипника; *4* — подшипник; *5* — зубчатое колесо; *6* — главный вал; *7* — сегменты; *8* — матрица; *9* — прессующие вальцы; *10* — конический приемник

На рис. 11.11 приведен пресс-гранулятор для приготовления гранул травяной муки, у которого вал-шестерня *1* установлен на роликовых конических подшипниках по схеме «враспор», а вал зубчатого колеса *5* — на роликовых конических подшипниках по схеме «врастяжку».

Конструктивные особенности опор валов редукторов. При выборе подшипников для опор валов редукторов, если расчетная динамическая нагрузка и размеры позволяют, предпочтение следует отдавать шариковым радиальным подшипникам.

При значительных осевых нагрузках ($F_a/F_r > 0{,}35$) выбирают радиально-упорные подшипники. Следует при этом учитывать, что конические роликовые подшипники в 1,35 раза, а радиально-упорные шариковые в 2 раза дороже радиальных шариковых подшипников. Если возможно, предпочтение отдают схеме установки подшипников «враспор» (см. рис. 11.9), которая имеет довольно простую конструкцию опор и обеспечивает при минимальных затратах необходимое регулирование осевого положения зубчатых колес не только при сборке, но и в эксплуатации. Особенно предпочтительна такая схема для одноступенчатых цилиндрических редукторов, где расстояние между опорами невелико и возможность защемления вала из-за нагрева исключена.

При установке радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha \geq 12°$ по схеме «враспор» (см. рис. 11.9) следует руководствоваться рекомендациями табл. 11.2.

rusautomobile.ru

11.2. Отношение l/d, не более

Диаметр вала под подшипник d, мм	Подшипники	
	шариковые радиально-упорные	конические роликовые
Свыше 10 до 30	8	12
» 30 » 50	6	8
» 50 » 80	4	7

Схему «врастяжку» (см. рис. 11.10) применяют в редукторах при отношениях l/d в 1,25...1,4 раза больших, чем это указано в табл. 11.2. При этом посадку внутреннего кольца подшипника на вал выбирают такой, чтобы обеспечивалось его перемещение по валу при регулировании. Если расстояние между опорами вала достаточно большое (червячный вал в червячных редукторах) и вследствие конструктивных особенностей редуктора его невозможно уменьшить, одну из опор редуктора делают плавающей (см. рис. 11.7), обеспечивая этим ее смещение при нагреве редуктора. Фиксацию шарикового подшипника на конце вала в плавающей опоре можно выполнить по любой из схем, показанных на рис. 11.12. Наружное кольцо подшипника в корпусе при этом не закрепляют.

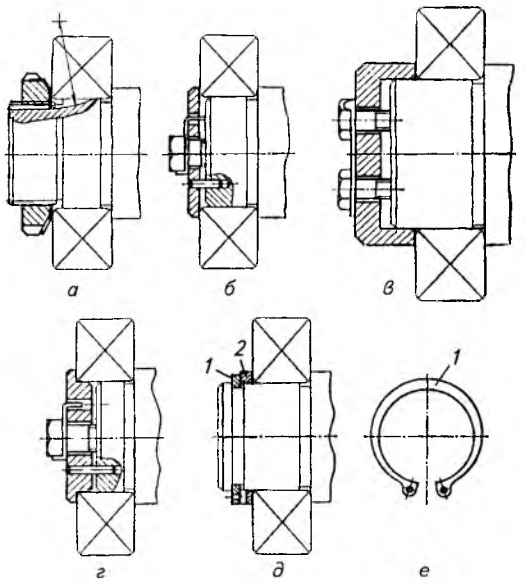


Рис. 11.12. Способы фиксации подшипников на валу для плавающих опор

Конструктивные схемы валов редукторов, выполненных «враспор», показаны на рис. 11.9.

Осевое положение вала вместе с закрепленными на нем червячными колесами или другими деталями регулируют с помощью набора тонких металлических прокладок толщиной ~0,1 мм под фланцы крышек подшипников. Точность положения колес контролируют по пятну контакта (см. рис. 11.9, *г*).

Особо жесткие требования предъявляют к конструкции опор конических редукторов. Валы конических шестерен обычно короткие. Поэтому температурные деформации не играют такой роли, как в случае длинных валов многоступенчатых редукторов. Вместе с тем осевые нагрузки, действующие на опоры валов, сравнительно велики. Кроме того, предъявляют высокие требования к точности осевого положения конических шестерен. В связи с этим шариковые радиальные подшипники, осевая жесткость которых мала, в качестве опор валов в таких редукторах, как правило, не используют. Здесь наиболее целесообразно применять конические роликоподшипники как наиболее грузоподъемные и сравнительно недорогие.

При больших частотах вращения или при необходимости высокой точности вращения используют более дорогие радиально-упорные шариковые подшипники.

Возможны два варианта установки подшипников конической шестерни: «враспор» (рис. 11.13, *а*) и «врастяжку» (рис. 11.13, *б*). Как видно из рис. 11.13, при одинаковом расстоянии L между подшипниками расстояния $l < l'$ и $l_1 > l'_1$. Поэтому радиальная и угловая жесткость комплекта, выполненного по схеме «врастяжку» (см. рис. 11.13, *б*), значительно больше, чем при изготовлении его по схеме «враспор» (см. рис. 11.13, *а*). Это первое существенное преимущество схемы «врастяжку» (рис. 11.13, *б*). Второе ее преимущество — меньшие радиальные нагрузки R_1 и R_2 на подшипники при одинаковой радиальной силе F_r.

При конструировании конической передачи с косыми или круговыми зубьями конструктор с целью исключе-

rusautomobile.ru

ния заклинивания в зацеплении выбирает направление зуба так, чтобы осевая нагрузка F_a оказывала расклинивающее действие.

Недостатки схемы «врастяжку» следующие:

1. Осевая сила F_a в конструкции, выполненной по схеме «враспор» (см. рис. 11.13, *а*), будет нагружать левый, менее нагруженный подшипник, а в схеме «в растяжку» (см. рис. 11.13, *б*) — правый, более нагруженный. Следовательно, неравномерность нагрузки еще более увеличится.

2. Подшипниковый узел, выполненный по схеме «врастяжку» (рис. 11.13, *б*), регулируется перемещением по валу левого подшипника, что связано с необходимостью свободной посадки его внутреннего кольца. Основной базой для внутреннего кольца левого подшипника служит торец гайки, который представляет собой неточную базу.

В современных конструкциях редукторов, несмотря на перечисленные недостатки, отдают предпочтение схеме «врастяжку». Чтобы обеспечить одинаковый ресурс подшипников, иногда принимают разные подшипники (рис. 11.14, *а*).

Чтобы уменьшить радиальные нагрузки, действующие на подшипники вала с консольно расположенной конической шестерней, необходимо принимать при конструировании $l_{min} \geq (2...2{,}5)l_1$.

Наиболее рациональной конструкцией, с позиций более равномерного распределения нагрузки по длине зуба, является конструкция с неконсольным расположением шестерни (рис. 11.14, *б*). В этой конструкции радиально-упорные шариковые подшипники расположены в фиксирующей опоре по схеме «враспор», а вторая опора плавающая. Однако эта конструкция более сложная и применяется только в тяжелонагруженных конических редукторах.

При конструировании опор червячных валов в червячных редукторах целесообразно одну из опор фиксировать от осевого смещения, а вторую выполнять плавающей (см. рис. 11.8). При относительно коротких червяках и ожидаемой небольшой разнице нагрева

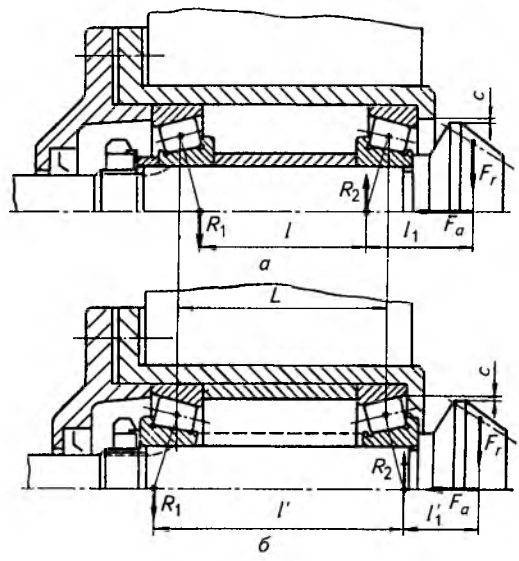


Рис. 11.13. Схемы установки подшипников конической шестерни:

а — «враспор»; *б* — «врастяжку»

червяка и корпуса (<20 °С) можно устанавливать подшипники в опорах «враспор». В этом случае применяют радиально-упорные подшипники (см. рис. 11.9, *д*).

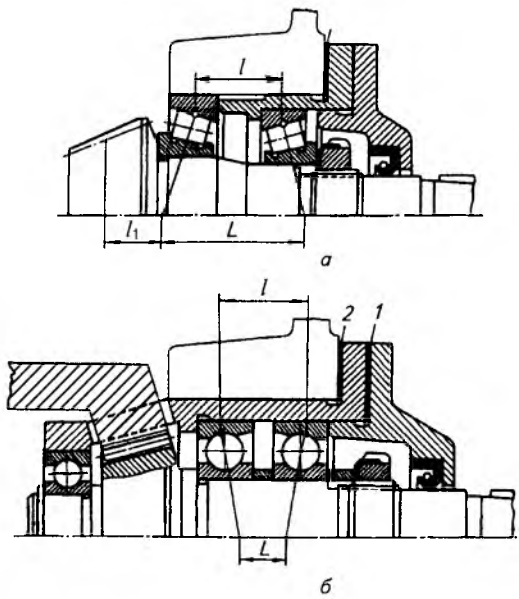


Рис. 11.14. Варианты конструкций опорных узлов конической шестерни:

а — консольное расположение; *б* — неконсольное расположение

rusautomobile.ru

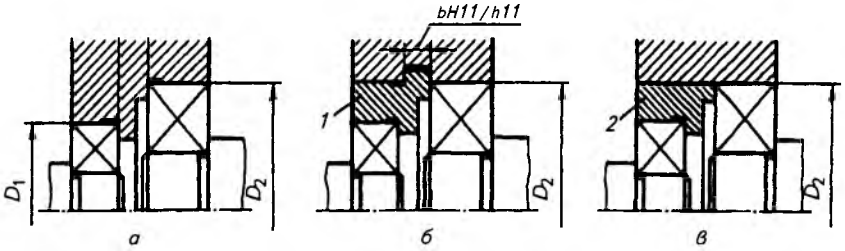


Рис. 11.15. Конструктивные варианты выполнения промежуточной опоры во внутренней стенке корпуса:

а — с упорным буртиком; *б* — с кольцом *1* с фиксирующим кольцевым выступом; *в* — с кольцом *2* без выступа

В червячных редукторах чаще используют более грузоподъемные конические роликовые подшипники. Однако в связи со значительными потерями мощности в конических роликовых подшипниках и большим нагревом опор в силовых червячных редукторах лучше применять шариковые радиально-упорные подшипники (см. рис. 11.8, *б*). Использование последних, кроме того, снижает требования к точности изготовления деталей.

Размеры опор, выполненных на радиально-упорных шариковых подшипниках, вследствие их меньшей грузоподъемности больше, чем размеры опор на конических роликовых подшипниках. Поэтому окончательный выбор опор вала червяка делают после соответствующих расчетов и проработки чертежей.

Если одна из опор червячного вала сделана плавающей, то в ней применяют, в зависимости от характера нагрузки и конструктивных требований, различные типы радиальных шариковых и роликовых подшипников (см. рис. 11.8, *б*, *в*).

В фиксирующей опоре используют конические роликовые подшипники с большим углом конуса (см. рис. 11.8, *в*) или шариковые радиально-упорные подшипники (см. рис. 11.8, *б*).

В соосных цилиндрических редукторах, а также в коробках скоростей приходится располагать во внутренней стенке корпуса разные по габаритам подшипники соосных валов. В этом случае валы обычно устанавливают по схеме «враспор». На рис. 11.15 показаны конструктивные варианты выполнения промежуточной опоры соосно расположенных валов во внутренней стенке корпуса. Регулирование подшипников в схемах, показанных на рис. 11.14, *а*, *б*, независимое и при сборке редуктора осуществляется для каждого вала отдельно, а в схеме на рис. 11.14, *в* — одновременно для всех валов.

11.3. КЛАССЫ ТОЧНОСТИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ

Промышленность выпускает подшипники пяти классов точности: 0; 6; 5; 4 и 2. Обозначения приведены в порядке повышения точности, которая определяется допусками на изготовление элементов подшипника, а также нормами плавности вращения.

В качестве примера приведены максимальные значения радиальных биений внутренних колец подшипников диаметром 50...80 мм в зависимости от их класса точности.

Класс точности	0	6	5	4	2
Биение, мкм	20	10	5	4	2,5

В общем машиностроении при отсутствии особых требований к точности вращения (например, в автомобилях, тракторах, сельскохозяйственных машинах и др.) применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности используют там, где требуется точное вращение, например, для валов шпинделей металлообрабатывающих станков, валов и осей приборов или при особо высоких частотах вращения.

Посадки подшипников назначают в зависимости от характера нагружения

rusautomobile.ru

колец, режима работы и типа подшипника.

Возможны следующие *виды нагружения* колец:

местное, когда кольцо неподвижно относительно действующей нагрузки и нагрузка воспринимается ограниченным участком дорожки качения и передается на ограниченный участок вала или корпуса;

циркуляционное, когда кольцо вращается относительно радиальной нагрузки и она воспринимается последовательно всей окружностью дорожки качения и передается последовательно на всю посадочную поверхность вала или корпуса;

колебательное, когда радиальная нагрузка не совершает полного оборота, а действует на ограниченном участке кольца.

Кольца, вращающиеся относительно нагрузки, обязательно устанавливают на валу или в корпусе с натягом, исключающим их проворачивание. В противном случае будет происходить развальцовка посадочных поверхностей и наблюдаться контактная коррозия.

Для колец, неподвижных относительно нагрузки, назначают более свободные посадки, допускающие наличие небольшого зазора. Небольшой зазор обеспечивает нерегулярное проворачивание кольца и тем самым изменение его зоны нагружения. Кроме того, такое соединение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при температурных деформациях валов.

Посадки подшипников отличаются от общепринятых в машиностроении расположением и величинами полей допусков на посадочные поверхности колец. Поля допусков на отверстие внутреннего кольца смещены внутрь отверстия, что гарантирует надежность получения натяга в соединении вал — кольцо. Поле допуска на диаметр наружного кольца сдвигают в тело детали (в минус), что обеспечивает характер соединения наружного кольца с корпусом такой же, как и в обычной, системе допусков.

По ГОСТ 3325—85* поля допусков на диаметр отверстия подшипника обозначают: *L*0; *L*6; *L*5; *L*4 и *L*2 (в зависимости от класса точности подшипника — 0; 6; 5; 4 и 2), а поля допусков на наружный диаметр подшипника — соответственно *l*0, *l*6, *l*5, *l*4 и *l*2.

Примеры обозначения посадок подшипников: на вал — $\varnothing 60\ L0/k6$; в корпус — $\varnothing 100 H7/l0$. На сборочных чертежах подшипниковых узлов допускается указывать только поле допуска на диаметр сопряженной с подшипником детали без указания поля допуска на посадочные диаметры колец подшипника: $\varnothing 60K6$; $\varnothing 100H7$.

Режим работы подшипника зависит от отношения эквивалентной нагрузки *P* к базовой динамической грузоподъемности *C* (определения которых приведены далее, в подразделе 11.5).

Режим	
Легкий	$\frac{P}{C} \le 0{,}07;$
Нормальный	$0{,}07 < \frac{P}{C} \le 0{,}15;$
Тяжелый	$\frac{P}{C} > 0{,}15.$

При ударных и вибрационных нагрузках (прессы, дробилки и т. д.) посадки выбирают как для тяжелого режима независимо от отношения *P*/*C*.

Для большинства типов подшипников при местном нагружении наиболее распространенная посадка *H*7.

Из рекомендуемых посадок менее плотные применяют при посадке на вал в тех случаях, когда узел подвергается частым переборкам. В узлах с ударными и вибрационными нагрузками используют более плотные посадки. При высоких частотах вращения посадки должны быть более свободными, так как в этом случае нагрузки, как правило, меньше, температурные деформации больше, а зазоры в подшипниках должны выдерживаться точнее.

На выбор посадок влияет и *тип подшипника.* Для роликовых подшипников, в связи с большими действующими на них нагрузками, посадки выбирают более плотные, чем для шари-

rusautomobile.ru

11.3. Рекомендуемые поля допусков для посадки подшипников классов точности 0 и 6

Нагружение	Режим работы	Тип подшипника	Диаметр отверстия подшипника d, мм	Поля допусков деталей	
				вала	отверстия
Местное	Легкий и нормальный	Шариковые и роликовые	Все диаметры	$t6$*; $g6$*; $h6$*	$G7$*; $H8$*; $H7$*
	Нормальный и тяжелый			$h6$; j_s6	J_s7; $K7$; $M7$
Циркуляционное	Легкий и нормальный	Шариковые	До 100	j_s6; $k6$	$K7$; $M7$
			Свыше 100 до 140	$h6$; j_s6; $k6$	
		Роликовые	До 40	j_s6; $k6$	
			Свыше 40 до 140	$h6$; j_s6; $k6$	
	Нормальный и тяжелый	Шариковые	До 100	j_s6; $k6$	$M7$; $N7$
			Свыше 100 до 140	$m6$	
		Роликовые	До 40	j_s6; $k6$	
			Свыше 40 до 100	$m6$	
			» 100 » 200	$m6$; $n6$	
	Тяжелый с ударными нагрузками	Шариковые и роликовые	» 50 » 100	$n6$	$M7$; $N7$
			» 100 » 140	$n6$; $p6$	
Колебательное	Легкий	Шариковые	Все диаметры	j_s6	$H7$*
		Роликовые			J_s7
	Нормальный или тяжелый	Шариковые и роликовые	До 80	j_s6; $k6$	J_s7; $K7$
			Свыше 80 до 120	$m6$	
			» 120 » 200	$m6$; $n6$	
	Тяжелый, нагрузка динамическая	Шариковые и роликовые	» 50 » 100	$n6$	$M7$
			» 100 » 140	$n6$; $p6$	

* Поля допуска, обеспечивающие осевое перемещение кольца посадочной поверхности.

Примечания: 1. Упорные подшипники устанавливают на вал и отверстие с полями допусков j_s6 и J_s7 соответственно.

2. Игольчатые подшипники в тонкостенных корпусах ставят в отверстие с полем допуска J_s7, на шейку вала — с полем допуска $h6$; j_s6; $k6$.

3. Сферические подшипники на закрепительных втулках устанавливают на трансмиссионных валах, имеющих поле допуска $h8$ и $h11$.

4. При колебательном нагружении для всех режимов применяют поле допуска вала j_s6 и отверстия в корпусе — J_s7.

ковых, для радиально-упорных более плотные, чем для радиальных, так как у последних посадочные натяги могут существенно искажать зазоры в подшипниках, а в радиально-упорных подшипниках зазоры устанавливают при сборке. Рекомендуемые поля допусков в зависимости от характера нагружения, режима работы, типа и размера подшипника приведены в табл. 11.3.

11.4. СМАЗКА И УПЛОТНЕНИЕ ОПОР КАЧЕНИЯ

Для смазки подшипников качения используют жидкие масла, пластичные и твердые смазочные материалы.

Жидкие масла. Достаточно хорошо проникают к поверхностям трения и обеспечивают эффективный теплоотвод и надежное смазывание поверхностей трения.

rusautomobile.ru

При выборе марки масла ориентируются прежде всего на то масло, которым смазываются сопряженные узлы. В приводах машин (редукторах, коробках скоростей) подшипники и зубчатые колеса смазываются, как правило, из общей масляной ванны. При индивидуальной смазке подшипников марку масла выбирают в зависимости от нагрузки и частоты вращения вала. Более вязкие масла используют при больших нагрузках и малых частотах вращения, при высоких температурах. Менее вязкие масла применяют при больших частотах вращения с целью уменьшения потерь на трение и снижения нагрева.

Для смазки большинства подшипников, работающих в нормальных условиях, рекомендуется использовать масла, которые при рабочей температуре подшипника имеют следующую кинематическую вязкость ($мм^2/с$):

Подшипники	
Шариковые и цилиндрические роликовые	12
Роликовые:	
конические и сферические	20
упорные	30

Основные эксплуатационные свойства масел, применяемых для смазывания подшипников качения, приведены в табл. 11.4.

Жидкая смазка может подаваться к подшипнику следующими способами: окунанием в масляную ванну; разбрызгиванием; масляным туманом; под действием центробежных сил; капельным; циркуляционным.

Смазку окунанием в масляную ванну применяют для подшипников горизонтальных валов при частотах вращения $n \le 10\,000$ мин$^{-1}$. С целью снижения потерь при $n < 3000$ мин$^{-1}$ масло заливают до центра нижнего тела качения, а при $n > 3000$ мин$^{-1}$ — еще ниже. В корпусе предусматривают полость для масла и маслоуказатели или масломерные отверстия.

Смазка разбрызгиванием осуществляется из общей системы смазки, где одно из быстро вращающихся колес захватывает и разбрызгивает масло, создавая при этом масляный туман. Такой способ широко используют для смазки подшипников горизонтальных валов коробок передач, редукторов, при окружных скоростях зубчатых колес более 3 м/с; его недостаток в том, что вместе с маслом в подшипники поступают продукты износа от других деталей.

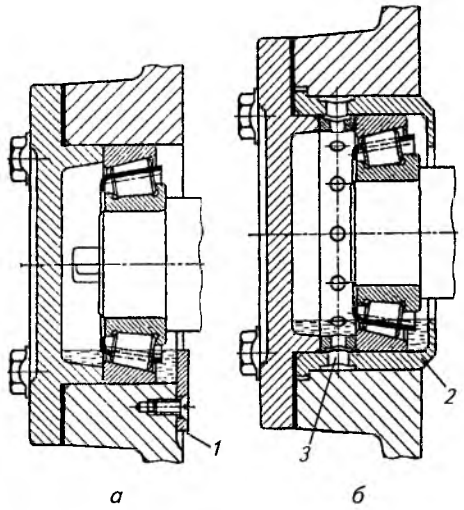


Рис. 11.16. Подшипниковые узлы с «порогом»:

а — с пластиной; *б* — со стоком с буртиком

Полость подшипника должна быть открыта внутрь корпуса для обеспечения лучшей циркуляции масла. При непродолжительной работе и длительном простое машины целесообразно устройство «порога» (рис. 11.16), сохраняющего масло в подшипнике после остановки машины и обеспечивающего смазку при пуске. Этот порог выполняют в виде дополнительно прикрепленной к корпусу пластины *1* либо изготовляют стакан *2* с отверстиями *3* для стока излишков масла. Если подшипник необходимо защитить от излишнего количества масла, применяют маслоотражающие кольца *1* (рис. 11.17). Такие кольца прежде всего необходимо ставить при расположении рядом с подшипником шестерни, наружный диаметр которой меньше самого подшипника. В этом случае выжимаемое из зацепления масло со значительной скоростью струей бьет в подшипник.

При малых скоростях или когда опоры удалены от направления потоков смазки, предусматривают специальные маслосборники, от которых по

rusautomobile.ru

11.4. Основные эксплуатационные характеристики масел для подшипников качения**

Марка масла	Стандарт или ТУ	Кинематическая вязкость($мм^2/с$) при температуре, °С		Температура, °С	
		40	100	вспышки	застывания
Индустриальные масла					
И-5А	ГОСТ 20799–88*	6...8	—	140	–25
И-8А		9...11	—	150	–20
И-12А		13...17	—	170	–30
И-20А		29...35	—	200	–15
И-30А		41...51	—	210	–15
И-40А		61...75	—	220	–15
И-50А		90...110	—	225	–15
Автомобильные масла					
М-8-$В_1$	ГОСТ 17479.1–85*	—	8	200	–25
М-8-$Г_1$			8	210	–30
М-$6_з$/10-$Г_1$			10	210	–30
М-12-$Г_1$			12	220	–25
М-8-$Г_2$			8	200	–25
М-10-$Г_2$			11	205	–15
М-8-$Г_2К$			8	200	–30
М-10-$Г_2К$			11	200	–15
Трансмиссионные масла					
ТМ-3-9	ГОСТ 17479.2–85*	110...120*	10	128	–40
ТМ-3-18			15	180	–20
ТМ-5-18			17	200	–25
$ТС_п$-15К			16	180	–25
$ТС_п$-14ГИП			14	180	–25
$ТС_з$-9ГИП	ОСТ88-10-1158–78		9	160	–50
ТСГИП			21...32	—	–20
ТМ5-$2_{рк}$	ТУ38.101844-80		12	–18	–45
Турбинные масла с присадками					
$Т_п$-22	ГОСТ 9972–74*	28,8...35,2	—	186	–15
$Т_п$-30		41,4...50,6	—	190	–10
$Т_п$-46		61,2...74,8	—	220	–10
Приборные масла					
МВП	ГОСТ 1805–76*	6,5...8,0*	—	125	–60
Легированные масла					
ИГП-18	ТУ38101413	7...9		—	—
ИГП-38		28...31*			
Легированные масла с противозадирной присадкой					
$ИС_п$-40	ТУ38101238	34,2...40,5*		—	—
$ИС_п$-110		109,5...118,5*		—	—
Синтетические масла					
Смазочное 132-08	ГОСТ 18375–73*	45...75 при 20 °С	—	173	–70
ВНИИНП-50-1-4ф	ГОСТ 13076–86*		3,2	204	–60
ИПМ-10			3,0	190	–50
МП605			14...20	200	–60
ВНИИНП-7			7,5...8	210	–60

*Значения кинематической вязкости указаны при эталонной температуре 50 °С.

**См. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. Т.2. — М.: Машиностроение, 1999.

rusautomobile.ru

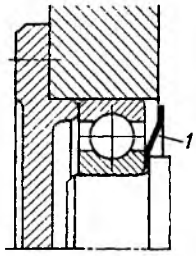


Рис. 11.17. Подшипниковый узел с маслоотражающим кольцом

каналам масло поступает к подшипникам. Так, для смазывания опор вала конической шестерни (рис. 11.18, *а*), удаленной от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости его разъема делают контурную канавку глубиной 2... 3 мм, а на крышке корпуса специальные скосы. Во время работы передачи в канавку со стенок корпуса стекает масло, которое далее через отверстия и кольцевую проточку в стакане попадает в подшипник.

Для смазывания роликовых опор вала червячного колеса, которые находятся выше уровня масла в картере, можно применять специальные скребки с лопатками (рис. 11.18, *б*). По такому же принципу выполняется и смазка опор червяка, расположенного над колесом (рис. 11.18, *в*). Здесь смазка, попадая на витки червяка с червячного колеса, отбрасывается на отбойник *1*, откуда с него поступает в паз трубки *2*, а далее по трубкам через сверления в корпусе попадает в полость подшипника.

Смазка масляным туманом применяется для быстроходных легконагруженных подшипников при $n > 30 \cdot 10^3$ мин$^{-1}$. Туман создается специальными распылителями (инжекторами). Такая смазка обеспечивает хорошее охлаждение и защиту подшипника. Избыточное давление в узле препятствует проникновению в подшипник пыли.

Смазка под действием центробежных сил используется преимущественно для

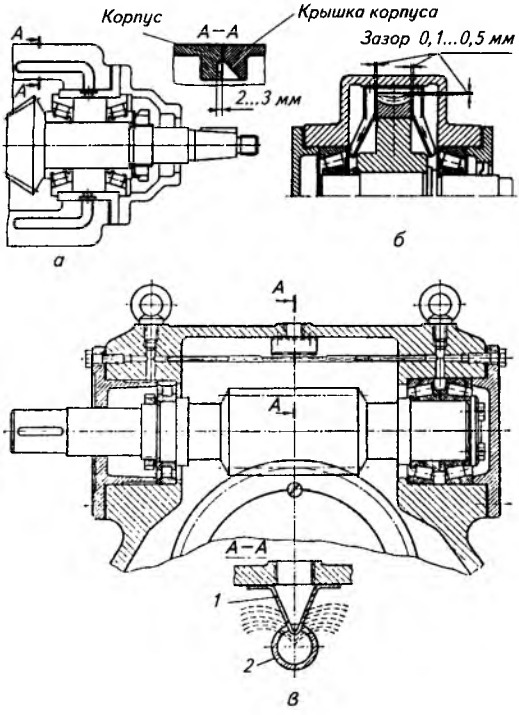


Рис. 11.18. Смазывание удаленных от потоков смазки опор:

а — конической шестерни; *б* — вала червячного колеса; *в* — вала червяка

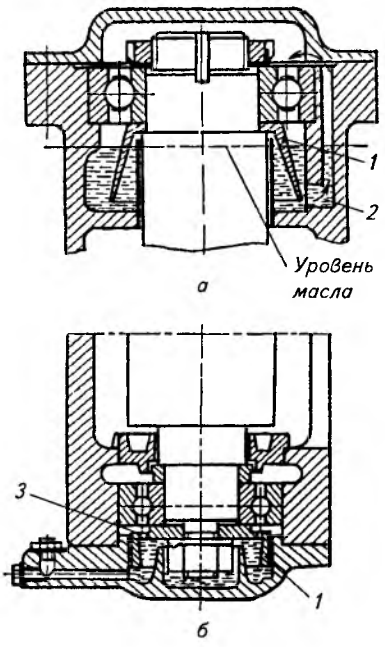


Рис. 11.19. Схемы опор вала с маслоподъемными конусными насадками:

а — масло подается по каналу; *б* — масло подается через отверстия в верхней части насадки

rusautomobile.ru

опор вертикальных валов (рис. 11.19). На валу устанавливают специальные маслоподъемные конусные насадки *1*. При их вращении масло по действием центробежных сил стекает к большему диаметру конуса и сбрасывается в подшипник. В конструкции на рис. 11.19, *а* масло подается в подшипник по каналу *2*, а в конструкции на рис. 11.19, *б* — через отверстия *3* в верхней части насадки.

Капельная смазка применяется для опор горизонтальных и вертикальных валов, работающих периодически. Скорость подачи масла зависит от конструкции конкретного узла и составляет от нескольких капель до нескольких десятков капель в час. Для подачи масла используют специальные дозирующие устройства с индивидуальным регулированием расхода масла.

Циркуляционная система смазки используется для нагруженных быстроходных подшипников при $dn < 2{,}5 \cdot 10^6$ мм · мин$^{-1}$. Непрерывная подача масла в подшипники происходит под давлением с помощью специальных форсунок и насоса.

Из жидких масел для подшипников широко используют индустриальные: маловязкие И-Л-А7 и И-Л-А-27 и средневязкие И-Г-А-32 и И-Г-А-36, а также моторные, автомобильные, приборные и др.

Пластичные смазочные материалы. Используются в подшипниковых узлах с индивидуальным смазыванием, труднодоступных для повседневного обслуживания, работающих в загрязненной среде. Область их применения ограничивается умеренной температурой. Кроме того, подшипниковый узел должен быть не очень сложным для разборки и промывки.

Наиболее распространенные антифрикционные пластичные смазочные материалы приведены в табл. 11.5.

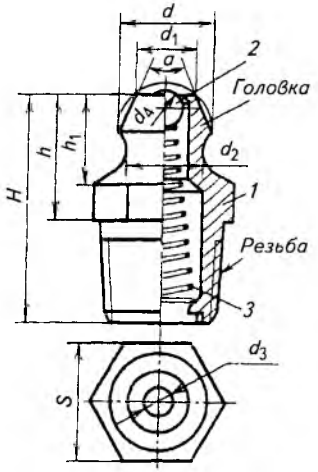
Для подшипников общего назначения основными пластичными смазоч-

11.5. Пластичные смазочные материалы для подшипников качения

Группа	Смазочный материал	Динамическая вязкость (Па · с) при t, °С		Рабочая температура, °С	Заменитель
		<0	≥0		
Общего назначения для нормальных температур	Солидолы синтетические:				
	пресс-солидол С	250...60 (при −15 °С)	≤100 (при 0 °С)	−40...50	Солидол УС-1
	солидол С	300...1000 (при −15 °С)	≤200 (при 0 °С)	−30...70	Солидол УС-2, пресс-солидол С
	Солидолы жировые:				
	пресс-солидол УС-1	150...300 (при −15 °С)	≤100 (при 0 °С)	−40...50	Пресс-солидол С
	солидол УС-2	300...600 (при −15 °С)	≤250 (при 0 °С)	−30...70	Солидол С
Для повышенных температур (литиевые)	ВНИИНР-242	400...1000 (при −15 °С)	≤500 (при 0 °С)	−40...110	Литол-24
Многоцелевые	Литол-24	800...1500 (при −30 °С)	80...120 (при 20 °С)	−40...130	Фиол-3
	Фиол 3	800...1500 (при −30 °С)	100...150 (при 20 °С)	−40...130	Литол-24
Высокотемпературные	ЦИАТИМ-221	≤800 (при −50 °С)	10...30 (при 80 °С	−60...160	ВНИИНП-207
Специализированные автомобильные	ЛЗ-31	500 (при −15 °С)	75 (при 80 °С)	−40...130	—
	ВНИИНП-207	≤1400 (при −30 °С)	55 (при 50 °С)	−60...180 (кратковременно до 200)	ЦИАТИМ-221
Низкотемпературные	ЦИАТИМ-201	2500...3500 (при −60 °С)	80...170 (при 0 °С)	−60...90	ЦИАТИМ-203
	ЦИАТИМ-203	2000...4000 (при −50 °С)	100...300 (при 0 °С)	−50...100	ЦИАТИМ-201

rusautomobile.ru

11.6. Размеры прямых масленок для пластичных смазочных материалов



Тип 1 (ГОСТ 19853-74*)

1 — корпус масленки; *2* — запорный элемент; *3* — пружина

По заказу потребителя допускается изготовлять масленки для смазочных масел

Номер (типоразмер) масленки	Резьба	H, мм	h, мм	h_1, мм	$d_{-0,2}$, мм	d_1, мм	d_2, мм		$d_3 \pm 0,2$, мм	d_4, мм	S, мм		α, град
							Номинал	Предельное отклонение			Номинал	Предельное отклонение	
1	М6 × 1 коническая	13	8	6,0	6,7	4,5	5,8	−0,3	2,0	2,5	8	−0,20	48
2	М10 × 1 (ГОСТ 9150—81)	18	10	7,0							10		
3	К 1/8″ (ГОСТ 6111—52*)												
4	К 1/4″ (ГОСТ 6111-52*)	24	12	7,5	10,0	5,2	8,0	−0,36	4,5	5,0	14	−0,24	60

Пример обозначения пресс-масленки типа 1, № 2, с покрытием Ц6:
*Масленка 1.2.Ц6 ГОСТ 19853—74**

ными материалами служат ЦИАТИМ-201 и Литол-24. Для тяжелонагруженных подшипников, в частности роликовых, рекомендуются следующие смазочные материалы: ВНИИНП-242 (до 110 °С), для работы при высоких температурах ЦИАТИМ-221 (до 150 °С).

Для смазывания тихоходных подшипников, устанавливаемых без уплотнений, рекомендуется применять синтетические и жировые солидолы (20... 65 °С), имеющие хорошие защитные свойства и удовлетворительно работающие на открытом воздухе.

Корпус подшипника при использовании пластичных смазочных материалов должен иметь внутреннюю полость. С этой целью глубину корпуса с каждой стороны подшипника принимают равной примерно 1/4 его ширины. Смазочный материал в подшипник закладывают через крышки или шприцем через масленку. Размеры прямых масленок приведены в табл. 11.6, а угловых — в табл. 11.7.

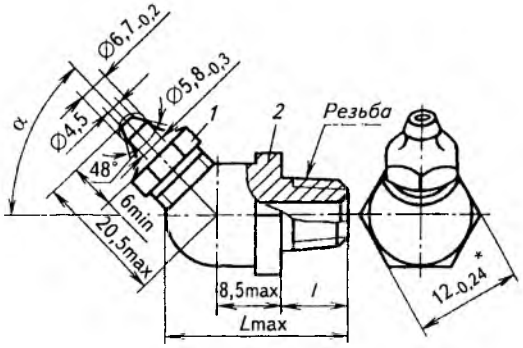
Объем, занимаемый смазочным материалом, не должен превышать 1/3... 1/2 объема свободного пространства полости.

Твердые смазочные материалы. Для подшипников, работающих в вакууме, в агрессивных средах, при высоких или очень низких температурах, в пищевой промышленности (т. е. где жидкие и пластичные смазочные материалы неприменимы), используют твердые смазочные материалы. В качестве твердых смазочных материалов широко применяют дисульфиды молибдена и вольфрама, графит, фторопласт, а также композиции на их основе. Выпускают твердые смазочные материалы в виде порошков, паст и др. Наносят их чаще всего на детали подшипников.

Уплотнение подшипниковых узлов. Подшипники надежно изолируют от

rusautomobile.ru

11.7. Размеры угловых масленок для пластичных смазочных материалов



Тип 2 (ГОСТ 19853—74*)

Номер (типоразмер масленки)	Резьба	*L*, мм	*l*, мм	α ± 3, град
1	М6 × 1 коническая	19	6	45; 90
2	М10 × 1 по ГОСТ 9150-81	22	8	
3	К 1/8″ по ГОСТ 6111-52*			

Пример обозначения пресс-масленки типа 2, № 1, с углом α = 45°, покрытием Ц6:
*Масленка 2.1.45 ЦБ хр. ГОСТ 19853–74**

внешней среды, чтобы исключить попадание пыли и грязи, а также вытекание смазки.

В редукторах и коробках скоростей и в подавляющем большинстве узлов сельскохозяйственной техники применяют контактные, щелевые, лабиринтные, центробежные и комбинированные уплотнения.

Из *контактных уплотнений* наиболее современны и надежны манжетные (ГОСТ 8752—79). Это уплотнение представляет собой кольцо, выполненное из армированной синтетической маслостойкой резины с пружинным браслетом.

Манжеты изготовляют двух типов: I — однокромочные; II — однокромочные с пыльником. Первый тип предназначен для того, чтобы предотвращать вытекание смазывающей среды, второй — для уплотнения и защиты от проникания пыли.

Кроме того, манжеты изготовляют в двух исполнениях: *1* — с механически обработанной кромкой; *2* — с формованной кромкой. Манжеты с формованной кромкой выполняют по согласованию с заказчиком. ГОСТ 8752—79* предусматривает выпуск манжет, распределенных по размерам в 4 ряда. Манжеты по ряду *1*, приведенные к табл. 11.8, предназначены для предпоч-

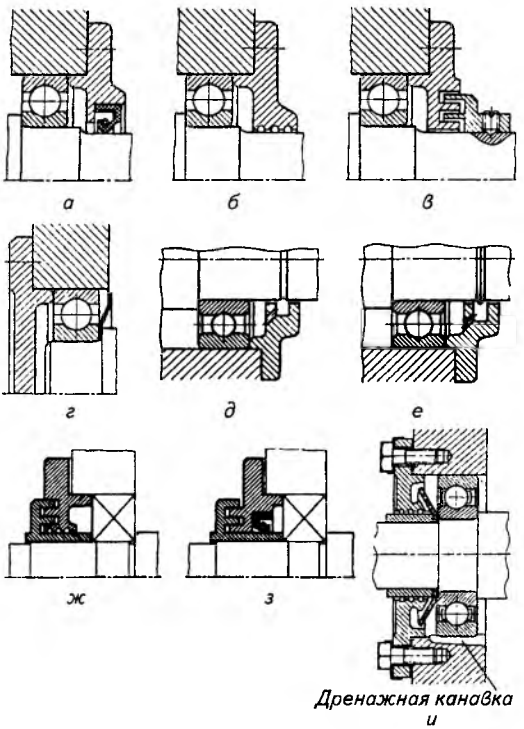
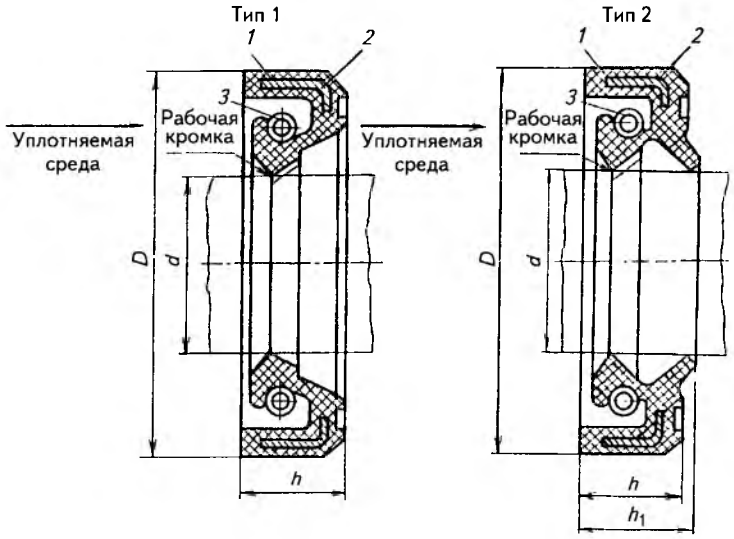


Рис. 11.20. Типы уплотнений:

а — манжетное; *б* — щелевое; *в* — лабиринтное; *г* — центробежного типа с отражательной шайбой; *д* — центробежного типа с кольцевой канавкой; *е* — центробежного типа с выступом вала; *ж* — комбинированное (щелевое с лабиринтным); *з* — комбинированное (манжетное с лабиринтным); *и* — комбинированное (центробежное со щелевым)

rusautomobile.ru

11.8. Основные размеры резиновых армированных манжет (ГОСТ 8752—79*)



1 — резина; *2* — каркас; *3* — пружина

Диаметр вала *d*	*D*	*h*	h_1, не более	Диаметр вала *d*	*D*	*h*	h_1, не более
	1-го ряда				1-го ряда		
15	30; 32	7	10	42	62	10	14
16	30; 35	7	10	45	65	10	14
187	32	7	10	48; 50	70	10	14
18; 19; 20	35	7	10	52	75	10	14
20; 21; 22	40	10	14	55; 56; 58	80	10	14
24	40	7	10	60	85	10	14
25	42	10	14	63; 65	90	10	14
26	45	10	14	70; 71	95	10	14
28	50	10	14	75	100	10	14
30; 32	52	10	14	80	105	10	14
35; 36	58	10	14	85	110	12	16
38	52	7	10	90; 92; 95	120	12	16
38	58	10	14	100	125	12	16
40	60; 62	10	14	200	240	15	20

тительного применения во всех отраслях машиностроения. Ряды *2*, *3* и *4* — специального назначения (см. ГОСТ 8752—79*). Манжету (рис. 11.20, *а*) устанавливают в крышку подшипника с натягом, а к валу она прижимается под действием собственных сил упругости и силы упругости пружины. Для уменьшения износа контактная поверхность манжеты не должна оставаться сухой.

Для защиты вала от износа в зоне контакта с манжетой желательно смонтировать на валу втулку *2* (рис. 11.21, *а*) с условием обеспечения герметичности по посадке между валом и втулкой. Для выпрессовки манжеты из гнезда в корпусе или крышке предусматривают де-

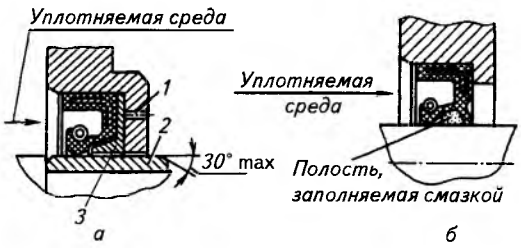


Рис. 11.21. Установка монтажных уплотнений:

а — на втулке и с опорным конусом; *б* — манжета с пыльником

rusautomobile.ru

монтажные отверстия *1*. Чтобы исключить выворачивание манжеты при перепаде давлений 0,05 МПа, рекомендуется установить опорный конус *3*, который можно выполнить в виде отдельной детали (рис. 11.21, *а*), или предусмотреть непосредственно в конструкции крышки.

При работе машин в запыленной среде часто используют манжеты с пыльником (тип 2, см. табл. 11.8). Перед установкой таких манжет полость между рабочей кромкой и пыльником (рис. 11.21, *б*) заполняют монтажной смазкой примерно на 2/3 ее объема.

Твердость контактирующей с манжетой поверхности вала или надетой на него втулки должна быть $HRC_э$ 30...50 (обеспечивается закалкой ТВЧ) и, кроме того, поверхность должна быть полирована, $R_a = 0{,}25...0{,}66$ мкм.

Манжетные уплотнения в зависимости от условий хранения могут работать в течение 3...5 лет при наработке от 500 до 30 000 ч.

Щелевые уплотнения (см. рис. 11.20, *б*) применяют в опорах качения работающих при окружных скоростях до 20 м/с и температуре не более 80...90 °С. Щели проточек заполняют пластичным смазочным материалом, который препятствует вытеканию смазки и ограничивает проникновение посторонних веществ извне. Чтобы масло не вытекало из щели, температура разжижения смазочного материала, заполняющего щели, должна быть выше рабочей температуры опоры качения.

Для выбора основных размеров щелевых уплотнений можно пользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 11.9. Для лучшего удержания смазочного материала часто делают канавки в крышке и на валу. Щелевые уплотнения полезны в сочетании с уплотнениями другого типа.

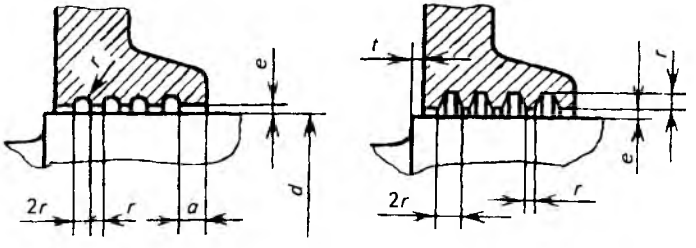
Лабиринтные уплотнения (см. рис. 11.20, *в*) рекомендуется применять для работы при высоких окружных скоростях, больших температурах и значительной запыленности. Преимущества таких уплотнений — малое внутреннее трение смазки, неизнашиваемость деталей, простота в эксплуатации. Недостаток — высокая точность, требуемая при их изготовлении и особая тщательность установки (согласно рекомендациям, приведенным в табл. 11.10).

Уплотняющий эффект в лабиринтных уплотнениях создается чередованием узких радиальных и осевых зазоров между деталями, закрепляемыми как на вращающихся, так и на неподвижных элементах, препятствующих вытеканию смазки.

Лабиринтные уплотнения часто применяют в комбинации с уплотнениями других типов. При окружной скорости до 30 м/с лабиринт заполняют тугоплавким пластичным смазочным материалом.

Уплотнения центробежного типа показаны на рис. 11.20, *г*, *д*, *е*. Под действием центробежных сил масло, скопившееся у грани канавки (рис. 11.20,

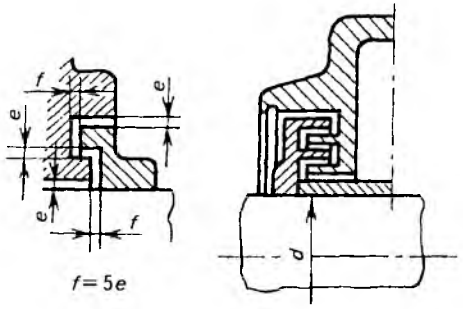
11.9. Основные размеры щелевых уплотнений, мм



Диаметр вала *d*	*e*	*r*	*t*	*a*	Число канавок (минимальное)
10; 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45	0,2	1.5	1,5	5	3
50; 55; 60; 70; 75; 80	0,3	2	2	5	4
85; 90; 95	0,4	2	2.2	5	4

rusautomobile.ru

11.10. Основные размеры лабиринтных уплотнений, мм



d	e	d	e	d	e
10; 15% 20; 25; 30; 35; 40	0,2	45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80	0,3	85; 90; 95; 100; 105; 110	0,4

д) или выступа вала (рис. 11.20, *е*), отбрасывается в полость крышки корпуса и по каналу стекает обратно в корпус. Такие уплотнения просты и рациональны, но не обеспечивают надежной защиты в связи с остановками машины. Работа уплотнений центробежного типа эффективна лишь при окружных скоростях не менее 5 м/с. Поэтому их применяют в основном в сочетании с другими уплотнениями или для защиты подшипников от загрязнения продуктами изнашивания из общей масляной ванны (рис. 11.20, *г*). В последнем случае под действием центробежных сил масло и продукты износа отбрасываются назад в корпус.

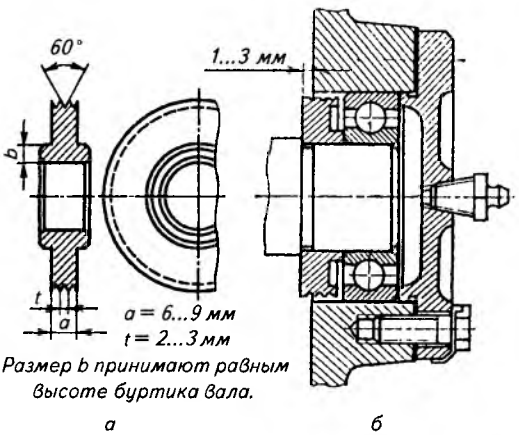


Рис. 11.22. Мазеудерживающее кольцо (*а*) и его установка в корпусе (*б*)

Комбинированные уплотнения осуществляют надежную защиту. Используют сочетания, в частности, щелевого и лабиринтного уплотнений (см. рис. 11.20, *ж*), манжетного и лабиринтного (см. рис. 11.20, *з*), центробежного и щелевого (см. рис. 11.20, *и*) и т. д.

Чтобы отделить консистентную смазку опоры качения от общей масляной ванны, применяют мазеудерживающие кольца (рис. 11.22, *а*). Они вращаются вместе с валом; кольцо имеет две—четыре круговые канавки треугольного сечения; зазор между кольцом и корпусом 0,1...0,3 мм. Кольцо следует устанавливать так, чтобы его торец выходил за стенку корпуса на 1...3 мм (рис. 11.22, *б*).

В последние годы все шире начинают использовать подшипники со встроенным уплотнением и заложенным в него на заводе-изготовителе смазочным материалом.

11.5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ЗАДАННЫЙ РЕСУРС

Методика расчета подшипников качения стандартизирована межгосударственными стандартами 18854—94 (ИСО76—87) и 18555—94 (ИСО281—89) и выполняется по двум критериям:

1) базовой динамической радиальной C_r и осевой C_a грузоподъемности, Н;

rusautomobile.ru

2) базовой статической радиальной C_{0r} и осевой C_{0a} грузоподъемности, Н.

Базовая динамическая радиальная расчетная грузоподъемность C_r — это постоянная неподвижная радиальная нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов. Для радиально-упорных однорядных подшипников радиальная расчетная грузоподъемность соответствует радиальной составляющей нагрузки, которая вызывает чисто радиальное смещение подшипниковых колец одно относительно другого.

Базовая динамическая осевая расчетная грузоподъемность C_a — постоянная центральная осевая нагрузка, которую подшипник теоретически может воспринимать при базовом расчетном ресурсе, составляющем один миллион оборотов.

Базовые статические радиальная C_{0r} и осевая C_{0a} расчетные грузоподъемности — это нагрузки, которые подшипник выдерживает без вращения.

Подшипники качения с частотой вращения кольца $n \geq 1$ мин$^{-1}$ рассчитывают на заданный ресурс (на долговечность) по динамической грузоподъемности, а с частотой вращения

11.11. Сравнительная оценка типов подшипников по эксплуатационным и экономическим характеристикам

Подшипники	Воспринимаемая нагрузка		Относительные значения			Способность самоустанавливаться при перекосах осей	Жесткость в направлении		Относительная стоимость
	F_r (радиальная)	F_a (осевая)	C_r	C_{0r}	n_{max}		радиальном	осевом	
Шариковые радиальные: однорядные	F_r	$\leq 0{,}35F_r$	1	1	1	Перекос до 8′	Относительно низкая, особенно в осевом		1
сферические двухрядные	F_r	$\leq 0{,}2F_r$	0,71	0,55	1	Перекос до 2...3°	То же		1,15
Роликовые радиальные: однорядные	F_r	—	1,56	1,56	1	—	Относительно высокая	—	1,2
сферические двухрядные	F_r	$\leq 0{,}25$	2,03	2,63	0,63	Перекос до 3°	Относительно высокая	Ниже, чем в радиальном	3,0
Шариковые радиально-упорные однорядные α= 12...15°	F_r	$(0{,}35...0{,}8)F_r$	1,1	1,2	1,25	—	В радиальном направлении выше у подшипников с малым α, в осевом — с большим α		1,8
α= 26°	F_r	$(0{,}81...1{,}2)F_r$	1,16	1,23	1	—	То же		1,8
α= 36°	F_r	$>1{,}2F_r$	1,25	1,23	0,5				1,8
Роликовые конические однорядные: α = 12...19°	F_r	$(0{,}25...0{,}45)F_r$	1,84	1,95	0,63...0,8	—	Высокая		1,3
α = 25...29°	F_r	$0{,}8F_r$	1,84	1,95	0,63...0,8		То же		1,3
Шариковые упорные одинарные подшипники	—	F_a	1,43	4,4	0,4	—	—	Высокая	1,1

Примечание. Двухрядные радиальные роликовые подшипники, шариковые радиально-упорные сдвоенные, а также двухрядные конические радиально-упорные роликовые применяют при очень больших радиальных и осевых нагрузках

rusautomobile.ru

$n < 1$ мин$^{-1}$ — по статической грузоподъемности.

При выборе подшипников качения конструктор должен учитывать эксплуатационные условия, характер и величину нагрузок, воспринимаемых опорами, удобство сборки и разборки.

Выбор подшипников качения желательно проводить в такой последовательности.

1. С учетом вышесказанного и рекомендаций, приведенных в табл. 11.11, назначают тип и схему установки подшипников. При этом предпочтение следует отдавать шариковым подшипникам по сравнению с более дорогостоящими роликовыми. Если по расчету шариковые подшипники оказываются непригодными, то переходят на роликовые. Роликовые подшипники предпочтительнее, если необходимо обеспечить высокую жесткость опор, или при действии больших динамических нагрузок.

2. Назначают класс точности подшипника. В редукторах общего назначения, коробках скоростей, узлах вращения сельскохозяйственных машин применяют, как правило, подшипники нормального класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности используют в опорах быстроходных валов или в узлах, где требуются высокая точность и плавность вращения.

3. Подбирают типоразмер подшипника из ряда стандартных (приложения 17...27), исходя из диаметра вала.

4. Уточняют типоразмер подшипника расчетным путем с учетом необходимого ресурса по ниже приведенным зависимостям.

Расчет подшипников по динамической грузоподъемности. Такой расчет выполняют при работе подшипников при частоте $n \geq 10$ мин$^{-1}$. Если частота вращения вала находится в пределах 1...10 мин$^{-1}$, то для расчета принимают $n = 10$ мин$^{-1}$.

В этом случае по межгосударственному стандарту 18855—94 (ИСО 281—89) в качестве критерия работоспособности используют базовый расчетный ресурс L_{10}. Этот ресурс соответствует 90%-ной надежности для конкретного подшипника (или группы идентичных подшипников качения, работающих в одинаковых условиях). При этом имеется в виду, что применяют обычный материал, обычную технологию производства и обычные условия эксплуатации.

Базовый расчетный ресурс (млн оборотов)

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^m, \qquad (11.3)$$

где P_r — эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н; m — показатель степени: для шариковых подшипников $m = 3$, для роликовых $m = 3{,}33$.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_r = (VXF_r + YF_a)K_б K_т, \qquad (11.4)$$

где V — коэффициент, учитывающий влияние вращающегося кольца: при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, при вращении наружного $V = 1{,}2$; $K_б$ — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (табл. 11.12); X — коэффициент динамической радиальной нагрузки, зависящий от типа подшипника и номинального угла контакта; F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузки, Н; Y — коэффициент динамической осевой нагрузки, зависящий от типа подшипника и отношения $\frac{F_a}{C_{0r}}$; $K_т$ — температурный коэффициент, определяемый в зависимости от рабочей температуры $t_{раб}$:

$t_{раб}$, °С	≤100	125	150	175	200	225	250
$K_т$	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

Значения X и Y зависят от коэффициента осевого нагружения e, определяющего предельное значение отношения $F_a/(VF_r)$. Если $F_a/(VF_r) \leq e$, то осевая нагрузка F_a не влияет на долговечность подшипника с одним рядом тел качения, что позволяет вести расчет только на радиальную нагрузку, т. е. при $F_a/(VF_r) \leq e$ $X = 1$, $Y = 0$ и, следовательно,

$$P = F_r V K_б K_т. \qquad (11.5)$$

Порядок определения X и Y следующий.

Для *шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта* $\alpha < 18°$ из каталога (см. приложение 17) выписывают значения базовой динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей, габаритных размеров (наружный диаметр D, внутренний диаметр d), число шариков Z в

rusautomobile.ru

11.12. Рекомендуемые значения коэффициента безопасности $K_б$

Характер нагрузки	$K_б$	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления
Легкие толчки; кратковременные перегрузки (до 125 % номинальной нагрузки)	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки (до 150 % номинальной нагрузки)	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы поворота кранов
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки (до 200 % номинальной нагрузки)	1,8...2,5	Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Мощные вентиляторы
Нагрузка с сильными ударами; кратковременные перегрузки (до 300 % номинальной нагрузки)	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование

подшипнике и диаметр шарика D_w. Далее определяют отношение $D_w \cos\alpha / D_{pw}$, где D_{pw} — диаметр окружности центров набора шариков, и по этому отношению из табл. 11.13 принимают значение коэффициента f_0, зависящего от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала.

Диаметр окружности центров набора шариков или роликов

$$D_{pw} = 0{,}5(D + d).$$

11.13. Значения коэффициента f_0 для шариковых подшипников

$D_w \cos\alpha / D_{pw}$	Шариковые подшипники		
	радиальные и радиально-упорные	самоустанавливающиеся	упорные и упорно-радиальные
0,00	14,7	1,9	61,6
0,01	14,9	2,0	60,8
0,02	15,1	2,0	59,9
0,03	15,3	2,1	59,1
0,04	15,5	2,1	58,3
0,05	15,7	2,1	57,5
0,06	15,9	2,2	56,7
0,07	16,1	2,2	55,9
0,08	16,3	2,3	55,1
0,09	16,5	2,3	54,3
0,10	16,4	2,4	53,5
0,11	16,1	2,4	52,7
0,12	15,9	2,4	51,9
0,13	15,6	2,5	51,2
0,14	15,4	2,5	50,4

Продолжение

$D_w \cos\alpha / D_{pw}$	Шариковые подшипники		
	радиальные и радиально-упорные	самоустанавливающиеся	упорные и упорно-радиальные
0,15	15,2	2,6	49,6
0,16	14,9	2,6	48,8
0,17	14,7	2,7	48,0
0,18	14,4	2,7	47,3
0,19	14,2	2,8	46,5
0,20	14,0	2,8	45,7
0,21	13,7	2,8	45,0
0,22	13,5	2,9	44,2
0,23	13,2	2,9	43,5
0,24	13,0	3,0	42,7
0,25	12,8	3,0	41,9
0,26	12,5	3,1	41,2
0,27	12,3	3,1	40,5
0,28	12,1	3,2	39,7
0,29	11,8	3,2	39,0
0,30	11,6	3,3	38,2
0,31	11,4	3,3	37,5
0,32	11,2	3,4	36,8
0,33	10,9	3,4	36,0
0,34	10,7	3,5	35,3
0,35	10,5	3,5	34,6
0,36	10,3	3,6	—
0,37	10,0	13,6	—
0,38	9,8	3,7	—
0,39	9,6	3,8	—
0,40	9,4	3,8	—

Примечания. 1. Для промежуточных значений $D_w \cos\alpha / D_{pw}$ значения f_0 получают линейным интерполированием. 2. Значения f_0 зависят от геометрии деталей подшипников и от уровней напряжения (методы расчета даны в ГОСТ 18854—94).

rusautomobile.ru

11.14. Значения коэффициентов X и Y для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Подшипники	Относительная* осевая нагрузка			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	e
				для однорядных подшипников** при				для двухрядных подшипников** при				
				$F_a/F_r \le e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \le e$		$F_a/F_r > e$		
Шариковые радиальные	$\frac{f_0 F_a}{C_0}$***		$\frac{F_a}{iZD_w^2}$									
	$\alpha = 0°$	0,172	0,172	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,345	0,345				1,99				1,99	0,22
		0,689	0,689				1,71				1,71	0,26
		1,030	1,030				1,55				1,55	0,28
		1,380	1,380				1,45				1,45	0,30
		2,070	2,070				1,31				1,31	0,34
		3,450	3.450				1,15				1,15	0,38
		5,170	5,170				1,04				1,04	0,42
		6,890	6,890				1				1	0,44
Шариковые радиально-упорные	$\frac{f_0 i F_a}{C_{0r}}$***		$\frac{F_a}{ZD_w^2}$	Для данного типа используют значения X, Y и e, применимые к однорядным радиальным шариковым подшипникам								
	$\alpha = 5°$	0,173	0,172	1	0				2,78		3,74	0,23
		0,346	0,345						2.40		3,23	0,26
		0,692	0,689					1	2,07	0,78	2,78	0,30
		1,040	1,030						1,87		2,52	0,34
		1,380	1,380	1	0	1	0	1	1,75	0,78	2,36	0,36
		2,080	2.070						1,58		2,13	0,40
		3,460	3,450						1,39		1,87	0,45
		5,190	5,170						1,26		1,69	0,50
		6,920	6,890						1,21		1,63	0,52

russianclub.ru

Продолжение

Подшипники	Относительная* осевая нагрузка			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	e
				для однорядных подшипников** при				для двухрядных подшипников** при				
				$F_a/F_r \le e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \le e$		$F_a/F_r > e$		
Шариковые радиально-упорные	$\alpha = 10°$	0,175	0,172	1	0	0,46	1,88	1,63	2,18	0,75	3,06	0,29
		0,350	0,345				1,71		1,98		2,78	0,32
		0,700	0,689				1,52		1,76		2,47	0,36
		1,050	1,030				1,41				2,29	0,38
		1,400	1,380				1,34	1	1,55		2,18	0,40
		2,100	2,070				1,23		1,42		2	0,44
		3,500	3,450				1,10		1,27		1,79	0,49
		5,250	5,170				1,01		1,17		1,64	0,54
		7,000	6,890				1		1,16		1,63	0,54
	$\alpha = 15°$	0,178	0,172	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
		0,357	0,345				1,40		1,57		2,28	0,40
		0,714	0,689				1,30		1,46		2,11	0,43
		1,070	1,030				1,23		1,38		2	0,46
		1,430	1,380				1,19		1,34		1,93	0,47
		2,14	2,07				1,12		1,26		1,82	0,50
		3,57	3,45				1,02		1,14		1,66	0,55
		5,35	5,17				1		1,12		1,63	0,56
	$\alpha = 15°$	7,14	6,89	1	0	0,44	1	1	1,12	0,72	1,63	0,56
	$\alpha = 20°$	—	—			0,43	1		1,09	0,70	1,63	0,57
	$\alpha = 25°$	—	—			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68
	$\alpha = 30°$	—	—			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
	$\alpha = 35°$	—	—	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	$\alpha = 40°$	—	—			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
	$\alpha = 45°$	—	—			0,33	0,50		0,47	0,54	0,81	1,34
Шариковые самоустанавливающиеся				1	0	0,40	0,40ctgα	1	0,42ctgα	0,65	0,65ctgα	1,5tgα
Однорядные радиальные разъемные шариковые (магнетные)				1	0	0,50	2,50	—	—	—	—	0,2

*Допустимое максимальное значение зависит от конструктивных параметров подшипников (внутренний зазор и глубина желоба дорожки качения). Использовать первую или вторую колонку в зависимости от имеющейся информации.

**Значения X, Y и e для промежуточных значений «относительных» осевых нагрузок и (или) углов контакта определяют линейным интерполированием.

***Значения f_0 — по ГОСТ 18854—94 (ИСО 76.87).

russiontools.ru

11.15. Значения коэффициентов X и Y для шариковых упорных и упорно-радиальных подшипников

α*, град.	X	Y	X	Y	X	Y	e
	для одинарных подшипников** при		для двойных подшипников при				
	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \le e$		$F_a/F_r > e$		
45***	0,66		1,18	0,59	0,66		1,25
50	0,73		1,37	0,57	0,73		1,49
55	0,81		1,60	0,56	0,81		1,79
60	0,92		1,90	0,55	0,92		2,17
65	1,06	1	2,30	0,54	1,06	1	2,68
70	1,28		2,90	0,53	1,28		3,43
75	1,66		3,89	0,52	1,66		4,67
80	2,43		5,86	0,52	2,43		7,09
85	4,80		11,75	0,51	4,80		14,28
$\alpha \ne 90°$	$1{,}25\mathrm{tg}\alpha \times \left(1-\frac{2}{3}\sin\alpha\right)$	1	$\frac{20}{13}\mathrm{tg}\alpha \times \left(1-\frac{1}{3}\sin\alpha\right)$	$\frac{10}{13}\mathrm{tg}\alpha \times \left(1-\frac{1}{3}\sin\alpha\right)$	$1{,}25\mathrm{tg}\alpha \times \left(1-\frac{2}{3}\sin\alpha\right)$	1	$1{,}25\mathrm{tg}\alpha$

* Коэффициенты X, Y и e для промежуточных значений определяют линейным интерполированием.
**Отношение $F_a/F_r \le e$ не применимо к одинарным подшипникам.
***Для упорно-радиальных подшипников $\alpha > 45°$. Значения для $\alpha = 45°$ приведены для того, чтобы обеспечить интерполяцию значения для α между 45° и 60°.

Определив отношение f_0F_a/C_{0r} или отношение $F_a/(iZD_w^2)$, по табл. 11.14, где i — число рядов, принимают значение коэффициента осевого нагружения e и в зависимости от отношения F_a/F_r по этой же табл. 11.14 назначают X и Y.

Значения X и Y для радиальных сферических двухрядных шариковых и роликовых подшипников приведены в приложениях 17, 18, 20 в зависимости от номера подшипника и отношения F_a/F_r.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha > 18°$ значения коэффициента осевого нагружения e, коэффициентов X радиальной и осевой Y нагрузок определяют из табл. 11.14 в зависимости от угла контакта α и отношения F_a/F_r. Значения коэффициентов X и Y для *шариковых упорных* и *упорно-радиальных подшипников* приведены в табл. 11.15.

Значения коэффициентов X и Y для *роликовых радиально-упорных подшипников* приведены в табл. 11.16., а для *роликовых упорно-радиальных* — в табл. 11.17.

При расчете радиально-упорных регулируемых подшипников следует учитывать, кроме внешней осевой нагрузки, внутренние осевые силы F_{s_1} и F_{s_2}, возникающие под действием радиальных реакций в опорах F_{r1} и F_{r2} вследствие наклона контактных линий. Значения сил F_{s_1} и F_{s_2} зависят от типа подшипника, угла контакта, модулей радиальных сил и от способа регулирования подшипника.

При отсутствии радиального зазора и натяга внутренняя осевая составляющая, обусловленная наклоном контактных линий,

$$F_s = e' F_r, \qquad (11.6)$$

где e' — коэффициент минимального осевого нагружения.

Для *шариковых радиально-упорных регулируемых подшипников*:

с углом контакта $\alpha = 12°$

$$e' = 0{,}563\left(\frac{F_r}{C_{0r}}\right)^{0{,}195}; \qquad (11.7)$$

rusautomobile.ru

11.16. Значения коэффициентов X и Y для роликовых радиально-упорных подшипников ($\alpha \neq 0°$)

Тип подшипника	X	Y	X	Y	e
	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
Однорядные $\alpha \neq 0°$	1,0	0	0,4	0,4ctgα	1,5tgα
Двухрядные $\alpha \neq 0°$	1,0	0,45ctgα	0,67	0,67ctgα	1,5tgα

11.17. Значения коэффициентов X и Y для роликовых упорно-радиальных подшипников ($\alpha \neq 0°$)

Тип подшипника	X	Y	X	Y	e
	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
Однорядные* $\alpha \neq 90°$	—	—	tgα	1,0	1,5tgα
Двухрядные $\alpha \neq 90°$	1,5tgα	0,67	tgα	1,0	1,5tgα

*Отношение $F_a/F_r \leq e$ не применимо к однорядным подшипникам.

с углом контакта $\alpha = 15°$

$$e' = 0{,}579\left(\frac{F_r}{C_{0r}}\right)^{0{,}136}; \qquad (11.8)$$

с углом контакта $\alpha \geq 18°$

$$e' = e \text{ и } F_s = eF_r.$$

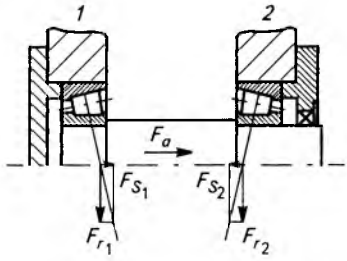
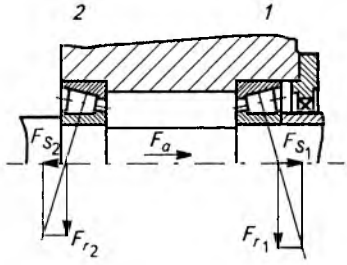
Значения коэффициента e принимают по табл. 11.14.

Для *конических роликовых регулируемых подшипников* $e' = 0{,}83e$. Значения коэффициента e принимают по каталогу.

Результирующие осевые нагрузки на опоры находят в зависимости от схемы опор и соотношения сил (табл. 11.18).

Как видно из анализа схем табл. 11.18, результирующая осевая нагрузка на фиксирующую опору равна сумме внешних осевых сил. Результи-

11.18. Определение результирующих осевых нагрузок на опоры

Схема нагружения	Соотношение сил	Результирующие осевые нагрузки
	$F_{s_1} \geq F_{s_2}$; $F_a > 0$ $F_{s_1} < F_{s_2}$; $F_a > F_{s_2} - F_{s_1}$	$F_{a_1} = F_{s_1}$; $F_{a_2} = F_{s_1} + F_a$;
	$F_{s_1} \leq F_{s_2}$; $F_a \leq F_{s_2} - F_{s_1}$.	$F_{a_1} = F_{s_2} - F_a$; $F_{a_2} = F_{s_2}$.

rusautomobile.ru

рующая осевая нагрузка на другую опору равна собственной составляющей. Фиксирующей опорой принято называть опору, воспринимающую результирующую осевую нагрузку.

Расчет подшипников по статической грузоподъемности. Для валов, вращающихся с частотой $n < 1$ мин$^{-1}$, подшипники подбирают по статической грузоподъемности исходя из условия

$$P_{0r} \le C_{0r},$$

где P_{0r} — эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н.

Эквивалентную статическую радиальную нагрузку для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также для роликовых радиально-упорных подшипников принимают большей из двух значений, рассчитанных по формулам:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a. \qquad (11.9)$$

$$P_{0r} = F_r, \qquad (11.10)$$

где F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н; X_0 и Y_0 — соответственно коэффициенты статической радиальной и статической осевой нагрузки (табл. 11.19).

11.19. Значения коэффициентов X_0 и Y_0

Подшипники	X_0	Y_0	X_0	Y_0
	для однорядных подшипников		для двухрядных подшипников	
Шариковые радиальные*	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные при угле контакта α°				
12		0,47		0,94
15		0,46		0,92
20		0,42		0,84
25	0,5	0,38	1,0	0,76
30		0,33		0,66
35		0,29		0,58
40		0,26		0,52
45		0,22		0,44
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся ($\alpha = 0^\circ$)	0,5	0,22ctgα	1,0	0,44ctgα
Роликовые радиально-упорные конические	0,5	0,22ctgα	1,0	0,44ctgα

*Допустимое максимальное значение F_a/C_{0r} зависит от конструкции подшипника (значения внутреннего зазора и глубины желоба).

Примечание. Значения Y_0 для промежуточных углов контакта получают линейным интерполированием.

Для роликовых радиальных подшипников ($\alpha = 0$), которые воспринимают только радиальную нагрузку, $P_{0r} = F_r$.

Для упорно-радиальных и упорных подшипников статическую эквивалентную осевую нагрузку рассчитывают по формулам:

при $\alpha \le 90^\circ$

$$P_{0a} = 2{,}3 F_r \operatorname{tg}\alpha + F_a; \qquad (11.11)$$

при $\alpha = 90^\circ$

$$P_{0a} = F_a. \qquad (11.12)$$

Расчет подшипников с учетом условий эксплуатации. При повышенных требованиях к надежности, а также если свойства материала или условия эксплуатации отличаются от обычных, в качестве критерия работоспособности используют скорректированный расчетный ресурс (млн оборотов)

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}, \qquad (11.13)$$

где a_1, a_2, a_2 — коэффициенты; L_{10} — базовый ресурс.

Значения коэффициента a_1, корректирующего ресурс в зависимости от надежности, приведены в табл. 11.20.

11.20. Значения коэффициента a_1, корректирующего ресурс в зависимости от надежности

Надежность, %	L_{na}	a_1
90	L_{10a}	1
95	L_{5a}	0,62
96	L_{4a}	0,53
97	L_{3a}	0,44
98	L_{2a}	0,33
99	L_{1a}	0,21

Коэффициент a_2, корректирующий ресурс в зависимости от специальных свойств подшипника, устанавливается изготовителем подшипников в зависимости от применения специальных материалов, специальных процессов производства или специальной конструкции. Значения a_2 больше единицы принимают только для сталей с особенно низким содержанием неметаллических включений или по результатам специального анализа. Если в результате специальной термообработки понижа-

rusautomobile.ru

ется твердость, что в конечном счете может привести к сокращению ресурса, то изготовитель соответственно должен рекомендовать уменьшенное значение a_2.

Выбор a_2 больше единицы нежелателен при недостатке смазки (a_2 меньше единицы).

Коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника a_3, дополнительно учитывает соответствие смазки условиям работы (с учетом частоты вращения и повышенной температуры), наличие инородных частиц и условий, вызывающих изменение свойств материала (например, высокая температура вызывает снижение твердости). Вычисление базового ресурса L_{10} в стандарте основано на том, что смазка нормальная, т. е. толщина масляной пленки в зонах контакта тело качения — дорожка качения равна суммарной шероховатости поверхностей контакта или немного больше нее. Там, где это требование выполняется, $a_3 = 1$.

Уменьшение значений a_3 имеет место, если, например, вязкость смазки при рабочих температурах для шарикоподшипников меньше 13 мм^2/с, а для роликоподшипников меньше 20 мм^2/с или когда частота вращения очень низкая, т. е. когда число оборотов в минуту, умноженное на диаметр окружности центров набора шариков или роликов (D_{pw}) меньше 10 000.

Значения a_3 могут быть больше единицы только при условиях смазки, настолько благоприятных, что вероятность выхода подшипника из строя, вызванная повреждением его поверхности, значительно снижается.

В практике расчета ресурса подшипников для реальных условий эксплуатации из-за недостаточно полных данных по значениям коэффициентов a_2 и a_3 пользуются обобщенным коэффициентом a_{23}, характеризующим совместное влияние на ресурс особых свойств подшипников и условий их эксплуатации (табл. 11.21).

В этом случае скорректированный ресурс (млн оборотов)

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10}. \qquad (11.14)$$

11.21. Рекомендуемые значения коэффициента a_{23}

Подшипники	Значения коэффициента a_{23} для условий применения		
	1	2	3
Шариковые (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликовые с цилиндрическими роликами, шариковые сферические двухрядные	0,5...0,6	0,8	1.0...1,2
Роликовые конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликовые сферические двухрядные	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

Примечание. Различают следующие условия применения подшипника: 1 — обычные (материал обычной плавки, наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла и присутствие в нем инородных частиц); 2 — характеризующиеся наличием упругой гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения (отсутствие повышенных перекосов в узле; сталь обычного изготовления); 3 — то же, что в условиях 2, но кольца и тела качения изготовлены из стали электрошлакового или вакуумно-дугового переплава.

11.22. Рекомендуемые значения расчетных ресурсов для машин и оборудования

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	Ресурс, ч
Приборы и аппараты, используемые периодически (бытовая техника, приборы)	300...3000
Механизмы, применяемые в течение коротких периодов времени (сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры, строительные машины и механизмы, электрический ручной инструмент)	3000...8000
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства)	8000...12 000
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы общепромышленного назначения)	10 000...25 000
с полной нагрузкой (машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, распределительные валы, конвейеры)	~25 000
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, шахтные подъемники, стационарные электромашины и др.)	≥40 000

rusautomobile.ru

Ресурс подшипника (ч)

$$L_h = \frac{10^6 L_{na}}{60n}, \qquad (11.15)$$

где n — частота вращения вала, мин$^{-1}$.

Расчетный ресурс (долговечность) не должен быть меньше заданного. В расчетах можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 11.22.

В отдельных случаях в одной опоре устанавливают два одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника. В этом случае пару подшипников рассматривают как один двухрядный подшипник и в формулу (11.3) вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную суммарную грузоподъемность $C_{r\text{сум}}$ комплекта из двух подшипников: для шариковых подшипников $C_{r\text{сум}} = 1{,}625C_r$, для роликовых подшипников $C_{r\text{сум}} = 1{,}714C_r$.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность комплекта равна удвоенной номинальной статической грузоподъемности одного однорядного подшипника $C_{0r\text{сум}} = 2C_{0r}$.

Для подшипников, работающих при переменных режимах нагружения, задаваемых циклограммами нагрузок и соответствующими этим нагрузкам частотами, и эквивалентную динамическую нагрузку вычисляют по формуле:

$$P_E = \sqrt{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \ldots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + \ldots L_n}}, \qquad (11.16)$$

где P_i и L_i — постоянная эквивалентная нагрузка (радиальная или осевая) на i-м режиме (Н) и продолжительность ее действия (млн оборотов).

При изменении нагрузки по линейному закону от $P_{\min}$ до $P_{\max}$ эквивалентную динамическую нагрузку можно определять по формуле

$$P_E = (P_{\min} + 2P_{\max})/3. \qquad (11.17)$$

Для облегчения расчетов режимы работы машин сведены к шести режимам нагружения (ГОСТ 21354—87): 0 — постоянному; I — тяжелому; II — среднему равновероятному; III — среднему нормальному; IV — легкому; V — особо легкому.

Расчеты подшипников опор валов зубчатых передач, работающих при перечисленных режимах, удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности K_E:

Режим работы	0	I	II	III	IV	V
K_E	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

В этом случае вначале находят эквивалентные нагрузки $F_{r1} = K_E F_{r1\max}$; $F_{r2} = K_E F_{r\max}$; $F_a = K_E F_{2\max}$, по которым рассчитывают подшипники, как при постоянной нагрузке.

11.6. ПРИМЕРЫ ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ

Пример 1. Подобрать подшипники качения для опор быстроходного вала цилиндрического редуктора (рис. 11.23, схема *а*). Диаметр посадочных поверхностей вала $d = 40$ мм, частота вращения вала $n = 1000$ мин$^{-1}$, режим нагружения постоянный, максимальные на-

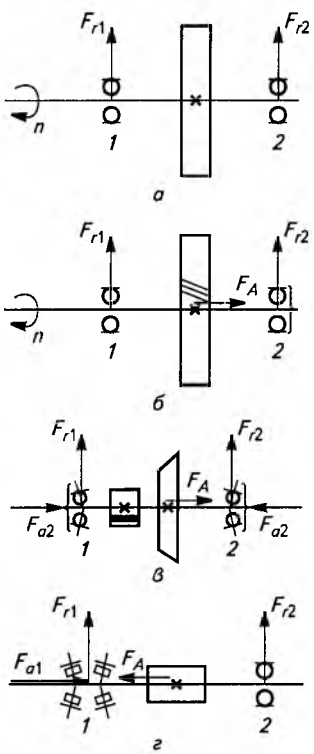


Рис. 11.23. Расчетные схемы к примерам

rusautomobile.ru

грузки $F_{r1\max} = F_{r2\max} = 2500$ Н, рабочая температура $t_{раб} = 50$ °С. Требуемый ресурс подшипников при надежности (вероятности безотказной работы) 90 % составляет 20 000 ч.

1. Для постоянного режима нагружения $K_E = 1$ (см. параграф 11.5), тогда

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{r1\max} K_E = 2500 \cdot 1 = 2500 \text{ Н}.$$

2. Предварительно принимаем шариковые радиальные подшипники легкой серии диаметров 2, узкой серии ширин 0 и по приложению 17 для вала диаметром 40 мм назначаем номер подшипника. В данном случае подшипник 208, для которого $C_r = 32\,000$ Н, $C_{0r} = 17\,800$ Н.

3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку. При отсутствии осевой нагрузки $X = 1$, $Y = 0$ можно воспользоваться формулой (11.5):

$$P = F_r V K_б K_т = 2500 \cdot 1 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 3500 \text{ Н}.$$

Здесь $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо); $K_б = 1{,}4$ (см. табл. 11.12); $K_т = 1$ — по данным, приведенным в параграфе 11.5 (см. с. 197).

4. Расчетный скорректированный ресурс (млн об) подшипника находим по формуле (11.14) при $a_1 = 1$ (надежность 90 %, табл. 11.20), $a_{23} = 0{,}7$ (обычные условия применения, табл. 11.21)

$$L_{n10} = a_1 a_{23} L_{10} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^m =$$

$$= 1 \cdot 0{,}7 \left(\frac{32000}{3500} \right)^3 = 1468 \text{ млн об.};$$

часовой ресурс

$$L_h = \frac{10^6 L_{n10}}{60n} = \frac{10^6 \cdot 1468}{60 \cdot 1000} = 24460 \text{ ч}.$$

5. Так как расчетный часовой ресурс больше требуемого (24 460 ч > 20 000 ч), то предварительно назначенный подшипник 208 пригоден. Если при расчетах расчетный ресурс окажется меньше требуемого, то следует перейти на среднюю серию или принять роликовый радиальный подшипник и повторить расчет.

Пример 2. Подобрать подшипники качения для опор вала редуктора (рис. 11.23, схема *б*). Диаметр посадочных поверхностей вала $d = 35$ мм, частота вращения вала $n = 720$ мин$^{-1}$, режим нагружения легкий, максимальные нагрузки $F_{r1\max} = 2100$ Н, $F_{r2\max} = 1800$ Н, $F_{a\max} = 520$ Н, рабочая температура $t_{раб} = 60$ °С. Требуемый ресурс подшипников при вероятности безотказной работы составляет 25 000 ч. Подшипники обычные.

1. Для легкого режима нагружения IV коэффициент эквивалентности $K_E = 0{,}5$ (см. параграф 11.5, с. 205)

$$F_{r1} = K_E F_{r1\max} = 0{,}5 \cdot 2100 = 1050 \text{ Н};$$
$$F_{r2} = K_E F_{r2\max} = 0{,}5 \cdot 1800 = 900 \text{ Н};$$
$$F_a = K_E F_{a\max} = 0{,}5 \cdot 520 = 260 \text{ Н}.$$

2. По рекомендуемой схеме осевую нагрузку воспринимает второй подшипник. При $F_a/F_{r2} = 260/900 = 0{,}29$ можно предварительно назначить шариковые радиальные подшипники 207 легкой серии диаметров 2, узкой серии ширин 0. Схема установки подшипников: «в распор» (см. рис. 11.9, *а*), где каждая опора фиксирует вал в одном направлении.

3. Для принятого подшипника из приложения 17 выписываем $C_r = 25\,500$ Н, $C_{0r} = 13\,700$ Н, $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $D_w = 11{,}11$ мм.

4. Определяем отношение $\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}} = \frac{11{,}11 \cdot \cos 0°}{53{,}5} \approx 0{,}208$ и находим значение $f_0 \approx 13{,}8$ по табл. 11.13. Здесь $D_{pw} = 0{,}5(d + D) = 0{,}5(35 + 72) = 53{,}5$.

5. Находим значение коэффициента e (табл. 11.14). Для отношения

$$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{13{,}8 \cdot 260}{13700} = 0{,}262$$

коэффициент $e \approx 0{,}206$.

6. Отношение $F_a/F_r = 0{,}29$, что больше $e = 0{,}206$. По табл. 11.14 для отношения $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = 0{,}262$ и при $\frac{F_a}{F_r} > e$ принимаем $X = 0{,}56$, $Y = 2{,}14$ (определено интерполированием).

7. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка по формуле (11.14) при $V = 1$ (вращение внутреннего кольца), $K_б = 1{,}4$ (см. табл. 11.12) и $K_т = 1$ (см. данные, приведенные в параграфе 11.5 — с. 197).

rusautomobile.ru

$$P_r = (VXF_{r2} + YF_a)K_б K_т =$$
$$= (1 \cdot 0{,}56 \cdot 900 + 2{,}14 \cdot 260)1{,}4 \cdot 1 \approx$$
$$\approx 1485 \text{ Н}.$$

8. Базовый расчетный ресурс подшипника по формуле (11.3)

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^m = \left(\frac{25500}{1485}\right)^3 = 5063 \text{ млн об.}$$

9. Расчетный скорректированный ресурс (млн об.) по формуле (11.14) при $a_1 = 0{,}62$ [вероятность безотказной работы 95 %, табл. 11.20), $a_{23} = 0{,}7$ (обычные условия применения, табл. 11.21]

$$L_{5a} = a_1 a_{23} L_{10} = 0{,}62 \cdot 0{,}7 \cdot 5063 \approx 2197 \text{ млн об.}$$

10. Расчетный скорректированный ресурс (ч) по формуле (11.15)

$$L_h = \frac{10^6 L_{na}}{60n} = \frac{10^6 \cdot 2197}{60 \cdot 720} = 50856 \text{ ч.}$$

11. Расчетный часовой ресурс больше требуемого (50 856 ч > 25 000 ч), следовательно, предварительно выбранный подшипник 207 пригоден.

Пример 3. Подобрать подшипники для опор промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора (рис. 11.23, *в*), если диаметр посадочных поверхностей вала $d = 50$ мм, частота вращения вала $n = 250$ мин$^{-1}$, режим нагружения легкий, максимальные нагрузки $F_{r1\max} = 8200$ Н, $F_{r2\max} = 6500$ Н, $F_{a\max} = 2620$ Н, ожидаемая рабочая температура $t_{раб} = 85$ °С. Требуемый часовой ресурс работы подшипников при вероятности безотказной работы 90 % составляет 20 000 ч. Условия применения подшипников обычные.

1. Для легкого режима нагружения IV коэффициент эквивалентности $K_E = 0{,}5$ (см. параграф 11.5).

Вычисляем эквивалентные нагрузки, приводя легкий режим нагружения к эквивалентному постоянному:

$$F_{r1} = K_E F_{r1\max} = 0{,}5 \cdot 820 = 4100 \text{ Н};$$
$$F_{r2} = K_E F_{r2\max} = 0{,}5 \cdot 6500 = 3250 \text{ Н};$$
$$F_a = K_E F_{a\max} = 0{,}5 \cdot 262 = 1310 \text{ Н}.$$

2. Назначаем подшипники. По заданной схеме внешнюю осевую нагрузку воспринимает второй подшипник. При $F_a/F_{r2} = 1310/3250 > 0{,}4$ рекомендуется предварительно выбрать радиально-упорные шариковые подшипники с небольшим углом контакта α (см. табл. 11.11). Назначая подшипники для валов конических передач, следует помнить и о том, чтобы обеспечить качество зацепления конической пары. С учетом всего этого предварительно назначаем по приложению 22 радиально-упорные шариковые подшипники 36210К6 с углом контакта $\alpha = 15°$ серии диаметров 2, серии ширин 0, для которых $C_r = 35\,500$ Н; $C_{0r} = 28\,500$ Н; $d = 50$ мм; $D = 90$ мм; $Z = 14$; $D_w = 12{,}7$ мм.

3. Внутренние осевые силы, обеспечивающие нормальную работу подшипников, определяем по формуле (11.8):

для первой опоры

$$e' = 0{,}579\left(\frac{F_{r1}}{C_{0r}}\right)^{0{,}136} = 0{,}579\left(\frac{4100}{28500}\right)^{0{,}136} =$$
$$= 0{,}445;$$
$$F_{s1} = e' F_{r1} = 0{,}445 \cdot 4100 \approx 1825 \text{ Н};$$

для второй опоры

$$e' = 0{,}579\left(\frac{F_{r2}}{C_{0r}}\right)^{0{,}136} = 0{,}579\left(\frac{3250}{28500}\right)^{0{,}136} =$$
$$= 0{,}431;$$
$$F_{s2} = e' F_{r2} = 0{,}431 \cdot 3250 \approx 1401 \text{ Н}.$$

4. Находим результирующие осевые силы, нагружающие подшипники.

Исходя из рекомендаций, приведенных в табл. 11.18, получим $F_{a1} = F_{s1} = 1825$ Н;

$$F_{a2} = F_{s1} + F_a = 1825 + 1310 = 3135 \text{ Н}.$$

5. Рассчитываем для каждого подшипника эквивалентные динамические радиальные нагрузки [формула (11.4)]:

$$P = (VXF_r + YF_a)K_б K_т.$$

Для отношения

$$\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}} = \frac{12{,}7 \cos 15°}{70} = 0{,}175 \text{ по табл. 11.13}$$

rusautomobile.ru

находим $f_0 = 14{,}55$. Здесь $D_{pw} = 0{,}5(D + d) = 0{,}5(90 + 50) = 70$ мм.

По табл. 11.14 определяем значение e: для первой опоры:

$$\frac{f_0 F_{a1}}{C_{0r}} = \frac{14{,}55 \cdot 1825}{28500} = 0{,}93;\ e = 0{,}45;$$

для второй опоры

$$\frac{f_0 F_{a2}}{C_{0r}} = \frac{14{,}55 \cdot 3135}{28500} = 1{,}6;\ e = 0{,}473.$$

Отношение $F_{a1}/F_{r1} = 1825/4100 \approx 0{,}445$, что меньше $e = 0{,}450$.

Тогда $X = 1$, $Y = 0$, а эквивалентная радиальная динамическая нагрузка $P_{r1} = XF_{r1}K_{б}K_{т} = 1 \cdot 4100 \cdot 1{,}4 = 5740$ Н.

Здесь $K_{б} = 1{,}4$ (см. табл. 11.12), а $K_{т} = 1$ (см. параграф 11.5, с. 197).

Отношение $F_{a2}/F_{r2} = 3135/3250 \approx 0{,}965$, что больше $e = 0{,}473$. Из табл. 11.15 коэффициенты $X = 0{,}44$; $Y = 1{,}16$.

Для второй опоры $P_{r2} = (1 \cdot 0{,}44 \cdot 3250 + 1{,}16 \cdot 3135) \cdot 1.4 = 7093$ Н.

Здесь так же, как и для первой опоры, $K_{б} = 1{,}4$ (табл. 11.12), а $K_{т} = 1$ (см. параграф 11.5).

Дальнейший расчет ведем для второй опоры, как наиболее нагруженной.

6. Расчетный скорректированный ресурс при $a_1 = 1$ (см. табл. 11.20) и $a_{23} = 0{,}8$ (см. табл. 11.21):

$$L_{10a} = a_1 a_{23} L_{10} = 1 \cdot 0{,}8 \cdot 125{,}3 = 100{,}24 \text{ млн об.}$$

Здесь базовый ресурс

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_{r2}}\right)^m = \left(\frac{35500}{7093}\right)^3 \approx 125{,}3 \text{ млн об.}$$

Часовой ресурс

$$L_h = l_{10a}\frac{10^6}{60n} = 100{,}24 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 250} = 6682 \text{ ч.}$$

7. Так как расчетный ресурс меньше требуемого (6682 ч < 20 000 ч), то предварительно назначенный подшипник 36210К6 непригоден.

8. Назначаем радиально-упорные шариковые подшипники 46210 серии диаметров 2, серии ширин 0 с углом контакта $\alpha = 26°$, для которых $C_r = 40\,600$ Н, $C_{0r} = 24\,900$ Н, $d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $D_w = 12{,}7$ мм, $Z = 14$ (приложение 22).

9. Определяем внутренние осевые силы. По табл. 11.14 с помощью интерполирования принимаем $e = 0{,}704$.

Тогда внутренние осевые силы:

$$F_{s1} = eF_{r1} = 0{,}704 \cdot 1400 = 2886 \text{ Н};$$
$$F_{s2} = eF_{r2} = 0{,}704 \cdot 3250 = 2288 \text{ Н}.$$

10. Рассчитываем результирующие осевые силы. С учетом рекомендаций, приведенных в табл. 11.18, они будут равны:

$$F_{a1} = F_{s1} = 2886 \text{ Н},$$
$$F_{a2} = F_a + F_{s1} = 1310 + 2886 = 4196 \text{ Н}.$$

11. Находим для каждого подшипника эквивалентные динамические нагрузки.

Для первой опоры $F_{a1}/F_{r1} = 2886/4100 = 0{,}704 = e$. Следовательно, $X = 1$, $Y = 0$ (см. табл. 11.14).

В этом случае $P_1 = VXE_{r1}K_{б}K_{т} = 1 \cdot 1 \cdot 4100 \cdot 1 \cdot 1 = 4100$ Н.

Для второй опоры $F_{a2}/F_{r2} = 4196/3250 \approx 1{,}29 > e = 0{,}704$.

Из табл. 11.14: $X = 0{,}406$; $Y = 0{,}848$.

В этом случае $P_2 = (VF_{r2}X + YF_{a2})K_{б}K_{т} = (1 \cdot 3250 \cdot 0{,}406 + 0{,}848 \times 4196) \cdot 1 \cdot 1{,}4 \approx 6829$ Н.

Дальнейший расчет ведем для второй опоры как наиболее нагруженной.

12. Определяем расчетный скорректированный ресурс при $a_1 = 1$ (см. табл. 11.20), $a_{23} = 0{,}8$ (см. табл. 11.21).

Рассчитываем базовый ресурс:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_2}\right)^3 = \left(\frac{40600}{6829}\right)^3 = 210 \text{ млн об.}$$

Тогда скорректированный ресурс

$$L_{10a} = a_1 a_{23} L_{10} = 1 \cdot 0{,}8 \cdot 210 = 168 \text{ млн об.}$$

Часовой ресурс

$$L_h = L_{10a}\frac{10^6}{60n} = 168\frac{10^6}{60 \cdot 250} = 11200 \text{ ч.}$$

13. Расчетный ресурс больше требуемого (11 200 > 10 000), следовательно, в нашем случае можно окончательно принять для обеих опор подшипники типа 46210.

rusautomobile.ru

Пример 4. Подобрать подшипники качения для опор вала червяка (рис. 11.23, *г*), у которого одна опора фиксирующая, вторая плавающая, диаметр вала под подшипники $d = 30$ мм, частота вращения вала $n = 950$ мин$^{-1}$, режим нагружения средний нормальный, возможны умеренные толчки и кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Максимальные силы, длительно действующие на опоры: на фиксирующую $F_{r1\max} = 3000$ Н, $F_{a\max} = 4500$ Н; на плавающую $F_{r2\max} = 4100$ Н. Условия применения подшипников обычные.

Ожидаемая температура работы $t_{раб} < 100$ °С. Требуемый ресурс работы 5000 ч. Вероятность безотказной работы 90 %.

1. Для среднего нормального режима нагружения III коэффициент эквивалентности $K_E = 0{,}56$ (см. параграф 11.5, с. 205).

Вычисляем эквивалентные нагрузки, приводя переменный режим нагружения к эквивалентному постоянному:

$$F_{r1} = K_E F_{r1} = 0{,}56 \cdot 3000 = 1680 \text{ Н};$$
$$F_a = K_E F_{a\max} = 0{,}56 \cdot 4500 = 2520 \text{ Н};$$
$$F_{r2} = K_E F_{r2\max} = 0{,}56 \cdot 4100 = 2296 \text{ Н}.$$

2. Для фиксирующей опоры предварительно принимаем конические роликовые подшипники 7206А (приложение 25) с углом контакта $\alpha = 14°02'10''$, у которых $C_r = 38\,000$ Н; $C_{0r} = 25\,500$ Н; $e = 0{,}36$; $d = 30$ мм; $D = 62$ мм.

Для комплекта из двух подшипников $C_{r\text{сум}} = 1{,}714 C_r = 1{,}714 \cdot 38\,000 = 65\,132$ Н.

3. Отношение $F_a/F_{r1} = 2520/1680 = 1{,}5$, что больше $e = 0{,}36$. Тогда по табл. 11.16 принимаем $X = 0{,}67$; $Y = 0{,}67 \operatorname{ctg}\alpha = 0{,}67 \operatorname{ctg} 14°02'10'' = 2{,}68$.

4. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка по формуле (11.4) при $V = 1$; $K_б = 1{,}4$; $K_т = 1$:

$$P_{r1} = (VXF_r + YF_a)K_б K_т = (1 \cdot 0{,}67 \cdot 1680 + 2{,}68 \cdot 2520) \cdot 1{,}4 \cdot 1 \approx 11031 \text{ Н}.$$

5. Определяем расчетный скорректированный ресурс при $a_1 = 1$ (см. табл. 11.20), $a_{23} = 0{,}9$ (см. табл. 11.21).

Находим базовый расчетный ресурс подшипника по формуле (11.3):

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_{r1}}\right)^{3{,}33} = \left(\frac{65132}{11031}\right)^{3{,}33} = 369{,}85 \text{ млн об.}$$

Тогда расчетный скорректированный ресурс

$$L_{10a} = a_1 a_{23} L_{10} = 1 \cdot 0{,}9 \cdot 369{,}85 \approx 332{,}9 \text{ млн об.}$$

Часовой расчетный ресурс

$$L_h = L_{10a} \frac{10^6}{60n} = 332{,}9 \frac{10^6}{60 \cdot 950} = 5840 \text{ ч}.$$

6. Расчетный ресурс больше требуемого ($5840 > 5000$), следовательно, для фиксирующей опоры можно принять подшипники 7206А.

7. Для плавающей опоры назначаем роликовый подшипник 2206, для которого $C_r = 38\,000$ Н, $C_{0r} = 19\,600$ Н, $d = 30$ мм, $D = 62$ мм, $B = 16$ мм.

8. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при $V = 1$, $K_б = 1{,}4$, $K_т = 1$

$$P_{r2} = F_{r2} K_б K_т = 2296 \cdot 1{,}4 = 3214{,}4 \text{ Н}.$$

Находим расчетный скорректированный ресурс при $a_1 = 1$, $a_{23} = 0{,}9$.

Базовый расчетный ресурс по формуле (11.3)

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_{r2}}\right)^{3{,}33} = \left(\frac{38000}{3214}\right)^{3{,}33} \approx 3734 \text{ млн об.}$$

Тогда расчетный скорректированный ресурс

$$L_{10a} = a_1 a_{23} L_{10} = 1 \cdot 0{,}9 \cdot 3734 = 3361 \text{ млн об.}$$

Часовой ресурс

$$L_h = L_{10a} \frac{10^6}{60n} = 3361 \frac{10^6}{60 \cdot 950} = 58965 \text{ ч},$$

что значительно больше требуемого.

11.7. МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ОПОР КАЧЕНИЯ

На долговечность подшипников сильно влияет правильность монтажа и демонтажа. Устанавливают подшипник на вал с натягом путем напрессовки

rusautomobile.ru

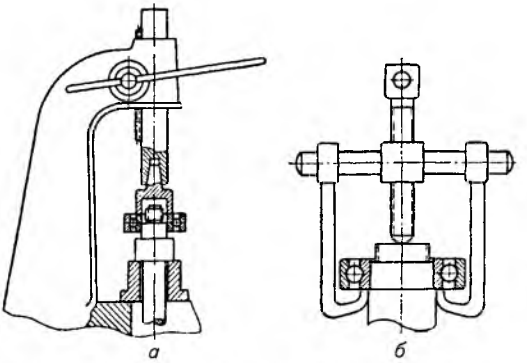


Рис. 11.24. Монтаж и демонтаж подшипника:

а — напрессовка подшипника на вал; *б* — снятие подшипника с вала

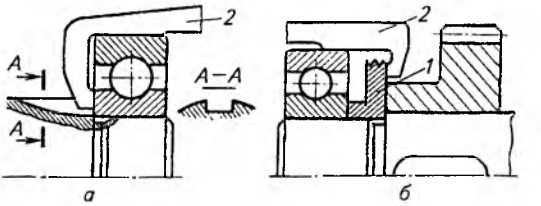


Рис. 11.25. Конструкции вала при разных способах демонтажа:

а — со специальными пазами; *б* — с маслоотражательной шайбой

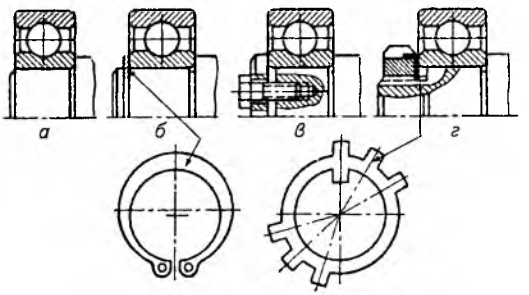


Рис. 11.26. Способы крепления внутреннего кольца подшипника на валу:

а — внутреннее кольцо упирается в буртик вала; *б* — крепление пружинным стопорным кольцом; *в* — крепление торцевой шайбой; *г* — крепление гайкой со стопорной шайбой

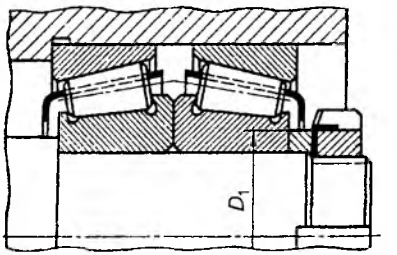


Рис. 11.27. Крепление внутренних колец конических роликоподшипников

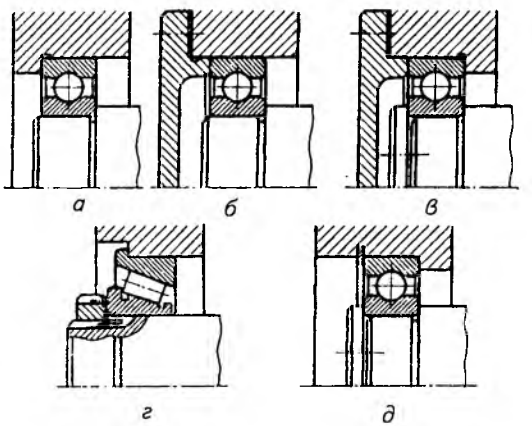


Рис. 11.28. Способы крепления наружных колец подшипников в корпус:

а — буртиком корпуса; *б* — крышкой; *в* — крышкой и буртиком корпуса; *г* — буртиком наружного кольца подшипника; *д* — буртиком корпуса и стопорным кольцом

внутреннего кольца с помощью гидравлических или винтовых прессов (рис. 11.24, *а*). Подшипники, монтируемые на вал со значительным натягом, предварительно нагревают в масляной ванне до 80...90 С. Для этого подшипник погружают в масляную ванну с чистым минеральным маслом, имеющим высокую температуру вспышки, нагретым до 80...90 °С, и выдерживают в течение 10...15 мин.

Подшипники с защитными шайбами и заложенной одноразовой смазкой нагревают в термостате. При нагреве отверстие подшипника увеличивается и он свободно насаживается на вал.

При установке в корпус с натягом подшипник предварительно рекомендуют охладить (жидким азотом или сухом льдом) либо нагреть корпус.

Перед началом монтажа тщательно очищают посадочные места, а подшипник промывают в бензине.

При незначительных натягах допустима напрессовка мелких и средних

rusautomobile.ru

подшипников на вал через медную или алюминиевую выколотку.

Демонтаж подшипника с вала или из корпуса выполняют только специальными съемниками (рис. 11.24, *б*). Если внутреннее кольцо выступает недостаточно, то на валу предусматривают специальные пазы (рис. 11.25, *а*) или выпрессовывают подшипник съемниками *2* с помощью маслоотражательной шайбы *1* (рис. 11.26, *б*).

При монтаже и демонтаже подшипника усилие должно передаваться на то кольцо, которое напрессовывается или снимается. Недопустимо передавать усилие через тела качения, так как при этом на дорожках и телах качения появляются вмятины и подшипник выходит из строя.

Вал после монтажа должен вращаться от руки легко и равномерно.

После сборки сборочной единицы и введения в опоры качения смазочного материала следует проверять качество монтажа подшипников пуском сборочной единицы на низких оборотах без нагрузки. Правильно установленные и хорошо смазанные подшипники при работе создают незначительный равномерный шум. Появление резкого шума свидетельствует о неправильном монтаже, перекосах и др. причинах.

Комплексным показателем качества и стабильности работы опоры качения является ее температура. Чрезмерный нагрев подшипников происходит из-за слишком малых зазоров или чрезмерных натягов, из-за недостаточного количества смазки в опоре качения или перекосов осей.

Способ крепления внутреннего кольца подшипника на валу и наружного кольца в корпусе принимают с учетом величины действующей осевой нагрузки, угловой скорости, условий монтажа и демонтажа. На рис. 11.26 представлены основные схемы крепления подшипников на валах редукторов сельскохозяйственных машин.

Крепление внутренних колец посадкой с гарантированным натягом (рис. 11.26, *а*), когда кольцо с одной стороны упирается в буртик вала, применяют при отсутствии осевых нагрузок. При малых или случайных осевых нагрузках внутреннее кольцо предпочтительнее крепить пружинным стопорным кольцом, устанавливаемым в канавку вала (рис. 11.26, *б*). Размеры на валах приведены в приложении 28.

Крепление торцевой шайбой (рис. 11.26, *в*) применяют при средних осевых нагрузках. В опорах валов диаметром от 30 до 100 мм (преимущественное большинство валов в сельскохозяйственных машинах) крепление внутреннего подшипника осуществляют одним винтом (приложение 30). При диаметре свыше100 мм — двумя винтами.

Крепление гайкой со стопорной шайбой (рис. 11.26, *г*), внутренний зуб которой входит в паз вала, а один из наружных зубьев отгибают в прорезь гайки, используют при значительных осевых нагрузках. Размеры шайб и гаек приведены в приложениях 32 и 33.

Особое внимание обращают на крепление внутренних колец конических роликовых подшипников. В этих подшипниках сепаратор выступает над торцом внутреннего кольца и не дает возможности завинтить гайку до торцевой поверхности внутреннего кольца, поэтому необходимо между подшипником и шайбой ставить промежуточное кольцо (рис. 11.27).

Наружное кольцо подшипника в корпусе можно крепить одним из способов, приведенных на рис. 11.28.

Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные требования к подшипниковым опорам. 2. Какие вы знаете основные типы подшипников? 3. Назовите преимущества и недостатки подшипников качения. 4. Какие условные обозначения используют при маркировке подшипников качения? 5. Как расшифровывают условные обозначения подшипников? 6. Могут ли шариковые радиальные подшипники воспринимать осевую нагрузку? 7. В каких случаях применяют роликовые радиальные подшипники с безбортовыми кольцами? 8. В каких случаях рекомендуется применять шариковые или роликовые сферические двухрядные подшипники? 9. В каких случаях используют радиально-упорные подшипники? 10. Какие факторы необходимо учитывать при выборе типа подшипника? 11. По каким критериям работоспособности рассчитывают подшипники качения? 12. Дайте определения динамической и статической грузоподъемности подшипника. 13. Что означает эквивалентная нагрузка подшипников? 14. В каких случаях подбирают подшипники по динамической грузоподъемности, в каких — по статической? 15. В чем особенности расчета радиально-упорных подшипников качения? 16. Как учитывают условия эксплуатации, качество материала подшипников и требуемую надежность? 17. Какие способы смазывания применяют для подшипников качения? 18. Какие уплотнения используют в опорах трения сельскохозяйственной техники?

rusautomobile.ru

Глава 12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

12.1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

При выборе подшипников скольжения для опор валов сельскохозяйственных машин необходимо учитывать, что они имеют следующие преимущества перед подшипниками качения: надежность работы при ударных и вибрационных нагрузках в условиях запыленности и в широком интервале температур; работоспособность при высокой частоте вращения валов (это особенно важно для коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания); способность подшипников скольжения, изготовленных из определенных видов материалов, работать без смазки, а также бесшумность их работы.

Режим работы подшипника скольжения зависит от величины и характера нагрузки, скорости скольжения, типа смазки и ее физико-химических свойств, материалов поверхностей трения и их состояния, а также от других факторов. Все эти факторы влияют на работоспособность, долговечность и надежность подшипника скольжения. Важнейшая характеристика подшипника скольжения — величина потерь на трение, которые зависят от режима его работы.

При очень малой скорости скольжения (менее 0,01 м/с) трущиеся поверхности вала и самого подшипника непосредственно касаются одна другой. Если смазка отсутствует, то такое трение называют *сухим*. Сопротивление вращению вала в этом случае определяется только коэффициентом трения трущихся поверхностей. При наличии смазки рабочие поверхности вала и подшипника покрываются тончайшим адсорбированным масляным слоем (до 0,1 мкм), который называют *граничным*. Он устойчив к разрушению и выдерживает большие нагрузки. Но в местах сосредоточенного давления, где высота микронеровностей вала и внутренней поверхности подшипника скольжения максимальна, чистые поверхности трущихся металлов соприкасаются, происходят их схватывание и отрыв частиц материала. Это приводит к износу трущихся поверхностей, но значительно меньше, чем при сухом трении.

При увеличении скорости скольжения и наличии смазки вращающийся вал увлекает за собой смазочный материал в клиновой зазор между трущимися поверхностями. Смазка заполняет пространство между микронеровностями и создается гидродинамическая подъемная сила, уменьшающая радиальную нагрузку на соприкасающуюся с валом поверхность подшипника. Этот вид трения называют *полужидкостным*, так как толщина масляного слоя не обеспечивает полного разделения рабочих поверхностей цапфы вала и подшипника скольжения и наблюдаются одновременно и жидкостное, и граничное трение. Сопротивление вращению вала уменьшается в сравнении с сопротивлением при граничном и сухом трении и зависит уже не только от материала трущихся поверхностей, но и от качества смазки. Коэффициент полужидкостного трения для распространенных антифрикционных материалов равен 0,008...0,1.

Дальнейшее увеличение скорости скольжения приводит к росту гидродинамической подъемной силы, вследствие которой шейка вала всплывает,

rusautomobile.ru

толщина масляного слоя возрастает, и рабочие поверхности подшипника и вала уже не соприкасаются одна с другой. Этот вид трения называют *жидкостным*. Он обеспечивает высокую износостойкость, сопротивление заеданию вала и высокий КПД подшипника скольжения. Жидкостное трение возникает лишь в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий (например, подшипники скольжения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и т. д.).

Подшипники, работающие в режиме жидкостного трения, рассчитывают на основе гидродинамической теории смазки.

Подшипники скольжения большинства сельскохозяйственных машин работают при недостаточной смазке, малой скорости скольжения (около 0,05 м/с) и большой удельной нагрузке. Их режим работы соответствует граничному и сухому трению. Значение коэффициента трения определяется материалом поверхности трения подшипника скольжения.

12.2. МАТЕРИАЛЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Материалы подшипников скольжения выбирают с учетом работы их в паре со стальными шейками вала. Работоспособность подшипника скольжения зависит от твердости шеек валов, поэтому их, как правило, закаливают.

К подшипниковым материалам предъявляют комплексные требования, соответствующие основным критериям работоспособности подшипников скольжения. Они должны иметь низкий коэффициент трения в паре со стальной шейкой вала, быть износостойкими и обладать высоким сопротивлением усталости.

Первому критерию удовлетворяют антифрикционные металлические, металлокерамические и некоторые неметаллические материалы.

К металлическим материалам, наиболее распространенным в сельскохозяйственном машиностроении, относят: антифрикционный чугун, бронзу (оловянистую и безоловянистую) и цинковые сплавы.

Антифрикционный чугун. Применяют его в тихоходных, умеренно нагруженных подшипниках скольжения с постоянной смазкой.

Допустимые удельные давления $[p]$ на рабочую поверхность подшипника зависят от окружной скорости шейки вала (скорости скольжения) и марки чугуна (табл. 12.1).

12.1. Антифрикционные чугуны для подшипников скольжения

Марка	Твердость НВ	Допустимый режим работы		
		[p], МПа	v, м/с	$[pv]$, МПа · м/с
АСЧ-1*	180...240	0,05	2,0	0,1
		9,0	0,2	1,8
АСЧ-2*	190...229	0,1	3,0	0,3
		6.0	0,75	4,5
АСЧ-3	160...191	0,1	3,0	0,3
		6,0	0,75	4,5
АЧК-2	167...197	0,5	5,0	2,5
		12	1,0	12,0

*Термообработка вала — закалка или нормализация

Примечание. Предельные значения $[p]$ и v не относятся к режиму жидкостного трения.

Для обеспечения износостойкости шеек вала необходимо выбирать марку чугуна для подшипника так, чтобы его твердость была ниже на 20...40 НВ по сравнению с материалом цапф.

Бронзы. Наилучшими антифрикционными свойствами характеризуются оловянистые бронзы, в особенности оловянно-фосфоритные, например Бр010Ф1. Их широко применяют для изготовления вкладышей опор, несущих спокойную нагрузку при высокой скорости скольжения, но они имеют высокую стоимость и по механической прочности уступают некоторым маркам безоловянистых бронз, в особенности алюминиевых и свинцовых.

Алюминиевые бронзы, содержащие железо, характеризуются высокой прочностью и износостойкостью, но могут вызвать повышенный износ шейки вала, если твердость ее не выше твердости вкладыша. Свинцовистые бронзы в особенности ценны тем, что имеют большую ударную вязкость, поэтому вкладыши из этих бронз вы-

rusautomobile.ru

12.2. Бронзы для подшипников скольжения

Марка	Допустимый режим работы			Область применения
	$[p]$, МПа	v, м/с	$[pv]$, МПа · м/с	
Бр. О10Ф1	15	1	15	Подшипники скольжения машин, работающих с постоянной нагрузкой
Бр. О4Ц4С17	10	4	10	
Бр. АЖС-4л	15	4	12	Подшипники скольжения редукторов, транспортеров, центробежных насосов
Бр. АЖС7-1,5-1,5	25	8	20	
Бр. С-30	25	12	30	Подшипники скольжения машин, работающих с переменной и ударной нагрузками

Примечания. 1. Значение букв: А — алюминий, Ж — железо, О — олово, С — свинец, Ф — фарфор, Ц — цинк. 2. Пример обозначения бронзы, содержащей 4 % олова, 4 % цинка, 17 % свинца, остальное медь: *Бр. О4ЦС17.*

держивают значительные знакопеременные и ударные нагрузки.

Основные характеристики антифрикционных бронз и область их применения даны в табл. 12.2.

В дизельных тракторных двигателях в последние годы широко используют безоловянные алюминиевые подшипниковые сплавы типа АСМ. Они имеют отличные антифрикционные свойства, но при высоких скоростях скольжения характеризуются недостаточным сопротивлением задиру, чувствительны к загрязнению масла, а также имеют повышенный коэффициент линейного расширения.

Алюминиево-оловянистые и цинковые сплавы. В двигателях тяжелых тракторов в последнее время применяют алюминиево-оловянистые подшипниковые сплавы А09-2, А09-2Б (литье, биметалл) и А09-1, А020-1 (прокат, биметалл) с повышенным сопротивлением усталости. Эти сплавы обеспечивают оптимальную структуру и способны в режимах масляного голодания образовывать на поверхностях шеек вала защитную пленку из олова.

Из цинковых подшипниковых сплавов наиболее распространены ЦАМ10-5 (10 % алюминия, 5 % меди, остальное цинк) и ЦАМ 9-1,5. Благодаря хорошим антифрикционным свойствам, высокой износостойкости, недефицитности исходных материалов и простоте изготовления их широко применяют вместо баббитов и бронз.

В последнее время более широко начали использовать износостойкий сплав ЦАМ9-1,5, из которого изготовляют биметаллические вкладыши.

Металлокерамические материалы. Металлокерамические подшипники скольжения изготовляют из порошков путем прессования и спекания в защитной атмосфере. Их широко применяют в связи с удовлетворительной работой при плохой смазке. Материалы имеют пористую структуру с объемом пор 15...35 %, которые заполняются маслом (путем вакуумной пропитки горячим маслом).

Наиболее широко используют железографитовые вкладыши, содержащие до 3 % графита (остальное железо). Это самосмазывающиеся подшипники. Устанавливают их на тихоходных валах в труднодоступные для смазки места, так как эти подшипники могут в течение длительного времени работать, получая масло из пор вкладышей. Для подшипников со средней пористостью 20...25 % при спокойной нагрузке допустимые режимы работы:

v, м/с	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$[p]$, МПа	15	7,0	6,5	6,0	5,5	4,5	3,5	1,8	0,8

Эти подшипники обеспечивают низкий коэффициент трения (0,04... 0,05), сохраняют свои антифрикционные свойства в широком диапазоне температур (до 1000 °С) и характеризуются высокой теплопроводностью и коррозионной стойкостью.

rusautomobile.ru

Неметаллические материалы. Из неметаллических материалов для подшипников скольжения применяют: пластмассы, прессованную древесину, твердые породы дерева, а иногда и резину.

Из пластмасс в подшипниках скольжения наиболее часто используют металлофторопласт, текстолит, полиамид и капрон.

Подшипники из металлофторопласта применяют в узлах сухого трения. Они могут допускать очень большие удельные давления — до 350 МПа, широкий интервал температуры — 200 до +280 °С. Но при температуре свыше 120 °С нагрузочная способность постепенно снижается, а при 280 °С достигает примерно половины начальной величины.

При низких скоростях скольжения (0,05...0,1 м/с) и высоких удельных нагрузках коэффициент трения минимальный. При удельных нагрузках до 10 МПа и скоростях скольжения до 5 м/с коэффициент трения равен 0,1...0,2, т. е. находится в пределах, характерных для обычных подшипниковых материалов при граничной смазке.

С повышением скорости скольжения при сохранении температуры увеличивается коэффициент трения.

Металлофторопластовые подшипники изготовляют штамповкой из специальной стальной ленты, на которую нанесен тонкий пористый металлический слой антифрикционного сплава. Поры металлического слоя заполняются фторопластом. Особенность материала — недопустимость повреждения рабочей поверхности антифрикционного сплава. Поэтому нельзя обрабатывать рабочие поверхности трения резанием, а также шлифованием и другими видами механической обработки. Это выдвигает повышенные требования к точности изготовления самой ленты и штамповке.

Подшипники из текстолита работают при температуре не выше 80 °С. При смазке водой допускаются удельные давления $p = 30...35$ МПа и $pv = 20...25$ МПа · м/с, а при смазке маслом $p = 10...15$ МПа и $pv = 10...15$ МПа · м/с.

Коэффициент трения текстолита 0,07...0,08 при смазке маслом и 0,01...0,005 при смазке водой.

Полиамиды используют в подшипниках, изготовляемых способом литья под давлением. Такие подшипники характеризуются малым коэффициентом трения (0,1...0,15) и стойкостью к истиранию. Допустимое удельное давление при смазке минеральным маслом $p = 10...15$ МПа, а $pv = 10...15$ МПа · м/с. Рабочая температура не выше 100 °С, смазка минеральным маслом.

Капрон применяют для изготовления подшипников, когда требуется низкий коэффициент трения (0,1...0,15). В капроновых подшипниках допускаются удельные давления до 10 МПа при малой скорости скольжения (менее 0,5 м/с), а при скорости 4 м/с и достаточном количестве смазочного материала — до 30 МПа. Рабочая температура не должна превышать 120 °С.

К недостаткам подшипников скольжения из пластмасс относят: разбухание в воде, малую теплопроводность, большую упругую деформацию. Чтобы исключить эти недостатки, применяют металлические вкладыши, покрытые тонким слоем рабочего материала (кроме текстолитовых и полиамидных).

Подшипники из пластмасс применяют при эксплуатации в пыльной среде; они эффективно работают в опорах с возвратно-поступательным движением.

Древесные слоистые пластики имеют хорошую износостойкость, приближающуюся к стойкости текстолита и цветных металлов. Износостойкость наибольшая у торцевых поверхностей подшипников из этого материала, а наименьшая — у поверхностей, параллельных клеевым слоям. Износ шеек валов, работающих в паре с вкладышами из древесного слоистого пластика, меньше, чем при работе с подшипниками из бронзы или чугуна.

При конструировании подшипников скольжения из древесных слоистых пластиков рекомендуется соблюдать следующие условия:

толщину стенок вкладыша следует принимать равной 0,1 диаметра подшипниковой шейки вала (шипа); длина подшипника должна быть равна диа-

rusautomobile.ru

12.3. Рекомендуемые полимерные материалы

Допустимый режим работы			Смазка	Материал
p, МПа, не более	v, м/с, не более	pv, МПа · м/с, не более		
5,0	0,3	0,25	Без смазки	Термопласты: полиамидная смола, поликапролактам, капрон вторичный
5,0	5,0	20	Периодическая	То же
5,0	0,7	0,80	Без смазки	Композиции на основе термопластов с добавкой 5...10 % антифрикционных наполнителей (графит серебристый, дисульфид молибдена, тальк)
5,0	0,7	0,80	Периодическая	То же
7,5	10	20		Реактопласты: фенопласты, волокниты, текстолит, древесные
7,5	10	25		Реактопласты, наполненные графитом

метру шейки вала; зазор между валом и вкладышем выбирают с учетом теплового расширения вала и подшипника, шероховатости поверхностей, условий смазки и охлаждения (так, при работе средней интенсивности для диаметра вала от 25 до 100 мм зазор следует принимать равным 0,1...0,25 мм, а для более интенсивной работы зазоры увеличивают).

В качестве смазки используют жидкие минеральные масла, воду, эмульсию и пластичные смазочные материалы. Циркуляционную смазку машинным маслом применяют при нагрузках до 2 МПа и скорости скольжения до 4 м/с. При больших нагрузках требуется водяная или эмульсионная смазка.

Допустимое давление в подшипниках $p_0 = 25...35$ МПа, $pv = 25...35$ МПа м/с, а рабочая температура не более 80 °С.

При выборе материала из пластмасс необходимо пользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 12.3.

Прессованную древесину и твердые породы дерева применяют в некоторых подшипниковых узлах сельхозмашин (например полово- и соломонабиватели зерноуборочных комбайнов).

Деревянные подшипники скольжения изготовляют из прессованных брусков березы, бука или дуба с пропиткой пластическими смолами. Эти подшипники допускают небольшие удельные нагрузки (до 10 МПа) при $v < 1$ м/с.

Резину применяют для облицовки методом горячей вулканизации рабочих поверхностей вкладышей подшипников водяных насосов и других машин, работающих с водяной смазкой. Подшипники скольжения, изготовленные с использованием резины, допускают малые удельные давления (до 0,5 МПа). Вкладыши с мягкой резиной, имеющие продольные канавки, хорошо работают даже в загрязненной среде: абразивные частицы легко выносятся водой через продольные канавки и не повреждают поверхность шипа.

12.3. КОНСТРУКЦИЯ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

Конструкция опор валов с подшипниками скольжения зависит от условий их работы. Наиболее часто подшипники скольжения устанавливают в труднодоступных местах с повышенной запыленностью. В качестве примера на рис. 12.1 показана промежуточная опора вала тихоходного винтового конвейера с подшипниками скольжения. В этом случае подшипник скольжения воспринимает только радиальную нагрузку. Подшипник скольжения состоит из корпуса *3*, вкладыша *1*, который служит рабочим элементом, и смазочного устройства, включающего колпачковую масленку *6* и смазочную трубку *4*. Это специальный подшипник скольжения, установленный в зоне движения транспортируемого материала.

Промышленность в большом количестве выпускает подшипники скольжения общего назначения, которые

rusautomobile.ru

бывают неразъемными и разъемными. Рабочим элементом в них служат втулки или вкладыши.

Неразъемные подшипники. Они наиболее просты по конструкции. Корпуса неразъемных подшипников отливают из чугуна и растачивают для установки в них втулок из антифрикционного материала. Область применения неразъемных подшипников ограничивается использованием их в опорах тихоходных валов с небольшой нагрузкой.

Неразъемные корпуса подшипников скольжения изготовляют на лапах и фланцевыми (приложения 33, 35).

Рабочим элементом неразъемных подшипников скольжения служат втулки — гладкие и с буртиком, которые изготовляют из чугуна (см. табл. 12.1), бронзы (см. табл. 12.2) или пластмасс (см. табл. 12.3). Основные размеры втулок приведены в приложениях 36...39. Фиксируют втулки в корпусах с помощью закрепительных втулок и штифтов (приложение 40).

При наличии перекоса валов вследствие их деформации, а также при отсутствии знакопеременных нагрузок применяют самоустанавливающиеся подшипники, которые обеспечивают равномерный износ втулок по длине и допускают перекос вала до 3°. Простейший самоустанавливающийся подшипник скольжения показан на рис. 12.2. Основные размеры элементов этого подшипника приведены в табл. 12.4.

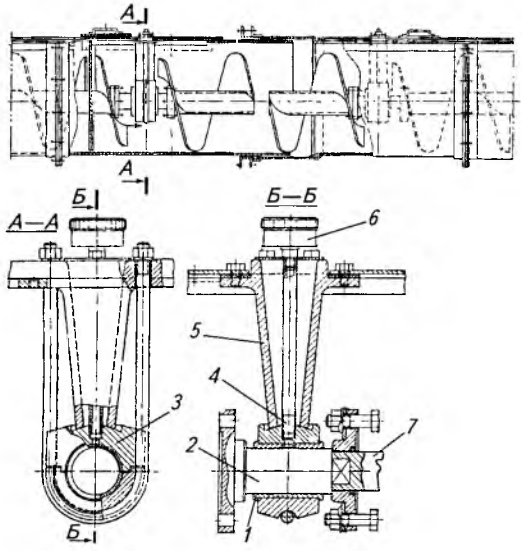


Рис. 12.1. Промежуточная опора стационарного винтового конвейера:

1 — вкладыш подшипника скольжения; *2* — вал предыдущей секции винта; *3* — корпус подшипника; *4* — смазочная трубка; *5* — корпус опоры; *6* — колпачковая масленка; *7* — вал последующей секции винта

Для валов, воспринимающих знакопеременные нагрузки и имеющих перекос до 5°, следует применять сферические самоустанавливающиеся подшипники с радиальной и осевой фиксацией (рис. 12.3).

При использовании сферических самоустанавливающихся подшипников размеры основных элементов назнача-

12.4. Основные размеры самоустанавливающихся втулок из серого чугуна и гнезд для них

Размеры втулок, мм (рис. 12.2, *а*)													Размеры гнезда, мм (рис. 12.2, *б*)			
d	*b*	*c*	d_1	*D*	*B*	*H*	*m*	*l*	*L*	*S*	*u*	*q*	D_1	*c*	b_1	H_1
16	5	8	3	34	44	42	7	15	50	13	25	20	35	10	4	45
18				37	47	45						22	38			46
20												24				
22				39	49	47	8	16	55	14	28	26	40		5	48
25				43	53	51						29	44			52
28	7	10	5	47	57	55		18	60	15	30	32	48	12		56
30				49	59	58						34	50			59
32				51	61	60						36	52			61
36				59	69	70	10	21	70	17	35	41	60		6	71
38								22	75		38	43				
40				64	74	75						45	65	14		76
	8	12														

rusautomobile.ru

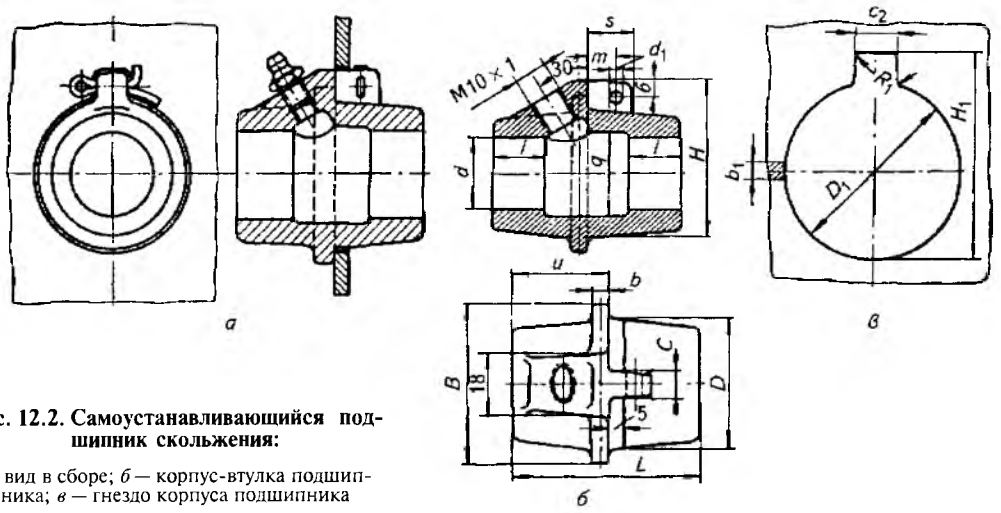


Рис. 12.2. Самоустанавливающийся подшипник скольжения:

а — вид в сборе; *б* — корпус-втулка подшипника; *в* — гнездо корпуса подшипника

ют по соотношению $d : D : l = 1 : 2 : 1{,}5$, а обоймы — $d : D_1 : l = 1 : 4 : 0{,}5$ (см. рис. 12.3).

Самоустанавливающиеся подшипники скольжения предназначены для радиально нагруженных валов. Осевое усилие на них не должно превышать 0,1 допустимой радиальной нагрузки.

Разъемные подшипники с вкладышем. Их широко применяют для опор валов механических передач (ременные, цепные и др.), конвейеров, лебедок и пр.

Корпуса разъемных подшипников скольжения изготовляют по ГОСТ 11607—82 (приложение 41).

Если радиальная сила действует на подшипниковую опору под углом к вертикали, используют наклонные разъемные корпуса по ГОСТ 11609—82 (приложение 42). Это обеспечивает непрерывность несущего масляного слоя при жидкостном и полужидкостном трении.

Рабочим элементом разъемных подшипников скольжения служат разъемные вкладыши (приложения 27, 43, 44), которые используют в опорах открытых передач (ременные, цепные, зубчатые и червячные). Фиксируют вкладыши в корпусе с помощью специальных выступов и закрепительных штифтов (см. приложение 40) или втулок.

Чтобы обеспечить хорошую смазку, во втулках и вкладышах изготовляют смазочные канавки в ненагруженной зоне. Профиль и размеры смазочных канавок приведены в приложении 45.

Неметаллические втулки и вкладыши. Их используют в условиях недостаточной смазки. Материал втулок выбирают в соответствии с рекомендациями, приведенными в разделе 12.2 и в

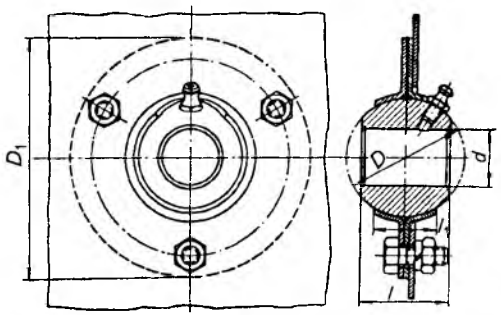


Рис. 12.3. Сферический самоустанавливающийся подшипник

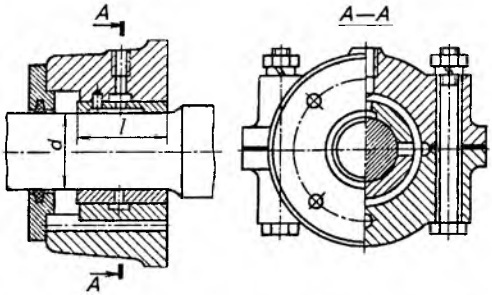


Рис. 12.4. Конструкция опоры для восприятия только радиальной нагрузки

rusautomobile.ru

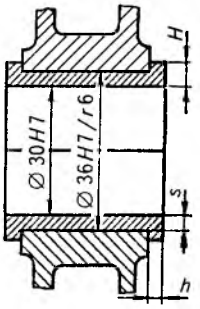


Рис. 12.5. Фрагмент опоры для восприятия радиальной и двусторонней осевой нагрузок

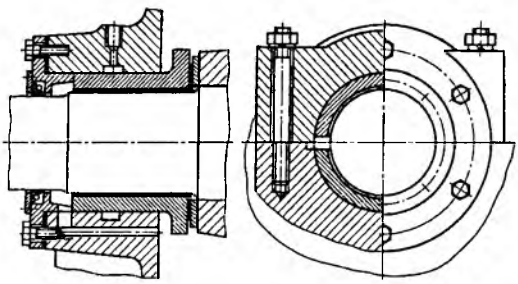


Рис. 12.6. Конструкция опоры для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок

табл. 12.3. Размеры цельных неметаллических втулок приведены в приложениях 38, 39, а разъемных — в приложении 43.

Конструкция опор скольжения зависит от вида воспринимаемой ими нагрузки. В конструкции опоры для восприятия только радиальной нагрузки (рис. 12.4) вкладыши без буртиков удерживаются от проворачивания и осевого смещения штифтом. Смазка по каналам, профрезерованным в плоскости разъема, поступает в кольцевую проточку под вкладышем и через сверления в последнем — в зазор между шипом (шейкой вала) и вкладышем.

При наличии осевых усилий устанавливают вкладыш с буртиками, воспринимающими осевую нагрузку (рис. 12.5). Если осевая нагрузка постоянная по направлению и значительная по величине (конические редукторы), то буртик на вкладыше располагают с одной стороны, а с другой — вкладыш упирается в крышку (рис. 12.6). Точная установка вкладыша регулируется калиброванными прокладками, располагаемыми между крышкой и корпусом.

12.4. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Для смазки подшипников скольжения, работающих с удельным давлением более 10 МПа и скоростью скольжения менее 3 м/с, используют антифрикционные пластичные смазочные материалы (табл. 12.5).

По составу различают смазочные материалы на кальциевой основе (солидолы, характеризующиеся водостойкостью, но низкой термостойкостью); на натриевой или натрий-кальциевой основе (консталины, термостойкие, но растворимые в воде) и комплексные кальциевые (униолы, литолы и другие, термо- и водостойкие).

Для смазки подшипников скольжения, работающих в любом режиме трения — от жидкостного до граничного, служат жидкие минеральные и синтетические индустриальные масла, имеющие в обозначении букву И.

По назначению индустриальные масла делятся на четыре группы, обозначаемые второй буквой:

Л — для легконагруженных подшипников;

Г — для гидравлических машин;

Н — для направляющих подшипников скольжения;

Т — для тяжелонагруженных подшипников (зубчатые передачи).

12.5. Антифрикционные, пластичные смазочные материалы

Марка, ГОСТ (ТУ)	Интервал рабочих температур, Т	Характеристика
Солидол: синтетический, ГОСТ 4366—76*	−20...65	Общего назначения, постепенно замещаемые
жировой, ГОСТ 1033—79*	−25...65	
Литол-24, ТУ 21150—75	−40...130	Многоцелевая (основная смазка)
Униол-1, ТУ 201150—78	−40...150	Термостойкая, комплексная, широкого применения
ЦИАТИМ-201, ГОСТ 6267—74*	−60...90	Морозостойкая, общего назначения

rusautomobile.ru

По эксплуатационным свойствам и составу их делят на пять подгрупп, обозначаемых третьей буквой:

А — без присадок;

В — с антиокислительными и антикоррозионными присадками;

С, Д, Е — дополнительно с противоизносными, противозадирными и противоскачковыми присадками.

Классы кинематической вязкости масел (средняя вязкость в мм^2/с — сантистоксах) при 40 °С следующие: 2; 3; 5; 7; 10; 15; 22; 32; 46; 68; 100; 150; 220; 320; 460; 680; 1000; 1500.

Применяют следующие отечественные индустриальные масла (в скобках указаны классы вязкости): И-Л-А (7; 10; 22); И-Г-А (32; 46; 68); И-Л-С (3; 5; 10; 22); И-Г-С (32; 46; 68; 100; 150; 220); И-Г-В (46; 68); И-Н-Е (68; 100; 220); И-Г-Н-Е (32; 68); И-Т-С (320); И-Т-Д (68; 100; 220; 460; 680).

12.5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения опор валов сельскохозяйственных машин работают в условиях граничного и сухого трения, поэтому для обеспечения долговечности работы выполняют их расчет:

по допустимому удельному давлению, обеспечивающему износостойкость подшипника

$$p=\frac{F_r}{ld}\le[p]; \qquad (12.1)$$

по произведению удельного давления в подшипнике на скорость скольжения, характеризующего нагрев

$$pv \le [pv], \qquad (12.2)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н; l и d — длина подшипника и диаметр шейки вала, мм; v — скорость скольжения, м/с.

Скорость скольжения (м/с)

$$v=\frac{\pi dn}{60\cdot 10^3}, \qquad (12.3)$$

где n — частота вращения вала, мин$^{-1}$.

Расчет обычно выполняют как проверочный, так как диаметр шейки вала находят при расчете вала, а длину подшипника принимают.

Ограничение показателя $[pv]$ в значительной степени предупреждает одновременно интенсивный износ, перегрев и заедание подшипников скольжения. Допустимые значения $[p]$ и $[pv]$ приведены в табл. 12.2.

Размеры подшипника скольжения (его длину) можно не принимать, а определить из формулы (12.1), предварительно задавшись его материалом (табл. 12.1, 12.3):

$$l\ge\frac{F_r}{d[p]}. \qquad (12.4)$$

Полученную длину подшипника сравнивают с рекомендуемой. Практикой установлено, что $l/d = 0{,}5...1{,}5$. С увеличением d отношение l/d уменьшается: чем длиннее шейка вала, тем больше неравномерность распределения нагрузки по ее длине и выше местный износ втулки или вкладыша на его краях. Подшипники с $l/d > 1$ можно применять для увеличения жесткости валов.

12.6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Определить параметры подшипника скольжения для вала мотовила комбайна «Дон-1500» при следующих исходных данных: диаметр шейки вала $d = 60$ мм; частота вращения мотовила 49 мин$^{-1}$; усилие, действующее на цапфу от цепной передачи привода мотовила, составляет $F_r = 4010$ Н.

1. Из приложения 36 принимаем стандартные размеры втулки подшипника скольжения. Для $d = 60$ мм $L = 60$ мм.

2. Определяем удельное давление на подшипник скольжения

$$p_0=\frac{F_r}{dL}=\frac{4010}{60\cdot 60}=1{,}114\ \text{МПа}.$$

3. Рассчитываем скорость скольжения цапфы вала по рабочей поверхности подшипника скольжения

rusautomobile.ru

$$v=\frac{\pi dn}{60\cdot 10^3}=\frac{3{,}14\cdot 60\cdot 49}{60\cdot 10}=0{,}15\text{ м/с}.$$

4. Определяем произведение pv, характеризующее нагрев подшипника

$$pv = 11{,}114 \cdot 0{,}15 = 0{,}167 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

Как следует из табл. 12.1, материалом втулки может быть любой чугун. Принимаем АСЧ-1, у которого при $v = 0{,}2$ м/с $[p] = 9$ МПа, а $[pv] = 1{,}8$ МПа · м/с, т. е. меньше расчетных. Для этой марки чугуна, имеющего минимальную твердость поверхности 180 НВ, принимаем материал шейки вала — сталь марки 40 и назначаем термообработку — «улучшение» до твердости 220 НВ.

Окончательно принимаем из приложения 36 размеры втулки (втулка В 60/75 × 60 по ГОСТ 1978—81), а также расположение смазочной канавки и ее профиль. Для фиксации втулки в корпусе устанавливаем закрепительный штифт диаметром 12 мм и длиной $l_ш = 16$ мм (приложение 40).

Смазка подшипника осуществляется периодически жировым солидолом по ГОСТ 1033—79* (см. табл. 12.5).

Контрольные вопросы и задания

1. Каково назначение опор валов и осей? 2. Как различают подшипники по виду трения? 3. Дайте сравнительную оценку подшипников качения и скольжения. 4. Назовите подшипниковые узлы, в которых предпочтительно применяют подшипники скольжения. 5. Какова последовательность условного расчета подшипников скольжения? 6. Почему ограничено соотношение длины подшипников скольжения и диаметра шейки вала? 7. Какие свойства должна иметь смазка подшипников скольжения? 8. Перечислите виды смазки подшипниковых узлов, в которых используют подшипники скольжения.

rusautomobile.ru

Глава 13
ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ

13.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

При конструировании зубчатого колеса учитывают материал, из которого оно будет изготовлено, требуемый диаметр и способ получения заготовки.

Стальные зубчатые колеса. Зубчатые колеса диаметром до 150 мм в единичном и мелкосерийном производстве обычно изготовляют из круглого проката; в средне-, крупносерийном и массовом производстве предпочтительнее применять кованые или штампованные заготовки, имеющие более высокие механические характеристики.

Шестерни изготовляют за одно целое с валом (вал-шестерня) (рис. 13.1, *а*, *б*) или делают съемными, если расстояние x от впадины зуба до шпоночного паза (рис. 13.2) больше $2{,}5\,m_n$ для цилиндрических шестерен и $1{,}8\,m_e$ для конических. В случае цельной конструкции увеличивается жесткость вала и уменьшается общая стоимость вала и шестерни. Разъемная конструкция позволяет выполнить шестерню и вал из разных материалов, а при поломке одной детали вторую оставить без замены. На рис. 13.1, *а* показана конструкция вала-шестерни, когда диаметр впадин зубьев d_{f1} превышает диаметр вала $d_{б.п}$ (диаметр буртика подшипника), что обеспечивает свободный выход инструмента при нарезании зубьев. При $d_{f1} < d_{б.п}$ (рис 13.1, *б*) выход фрезы $l_{вых}$ определяют прочерчиванием по ее наружному диаметру $D_ф$, который принимают по табл. 13.1 в зависимости от m_n и степени точности передачи.

Цилиндрические зубчатые колеса диаметром до 400... 500 мм (в отдельных случаях до 600 мм) можно выполнять коваными, штампованными, литыми или сварными.

Конструктивные элементы зубчатых колес показаны на рис. 13.3.

Типовые конструкции зубчатых колес и основные соотношения их элементов даны на рис. 13.4—13.8. Кованые заготовки для зубчатых колес применяют при наружном диаметре колеса $d_a < 200$ мм или при нешироких колесах ($\psi_{ba} < 0{,}2$) диаметром d_a до 400 мм. Операция штамповки отличается высокой производительностью и максимально приближает форму заготовки к форме готового колеса. Для облегчения заполнения металлом и освобождения от заготовки штамп, а следовательно, и заготовка должны иметь радиусы закруглений $r \geq 5$ мм и штамповочные уклоны $\gamma \geq 5°$ (рис. 13.4). Внутреннюю поверхность обода, наружную поверхность ступицы и поверхности диска штампованных колес обычно не обрабатывают. Конструкция литого колеса дана на рис. 13.5.

Размеры ступицы выбирают по рекомендациям, приведенным под рисунками. Длину ступицы $l_{ст}$ по возмож-

13.1. Значения диаметра фрезы $D_ф$, мм

Степень точности передачи	Нормальный модуль m_n, мм					
	2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
7	90	100	112	125	140	160
8...10	70	80	90	100	112	125

rusautomobile.ru

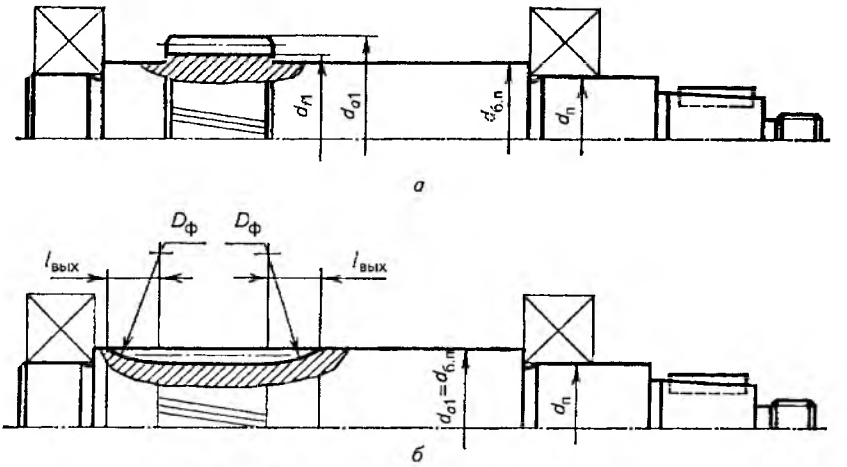


Рис. 13.1. Конструкция вала — шестерни

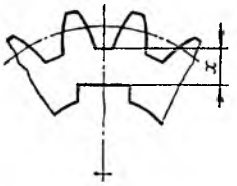


Рис. 13.2. Элемент шестерни при шпоночном соединении

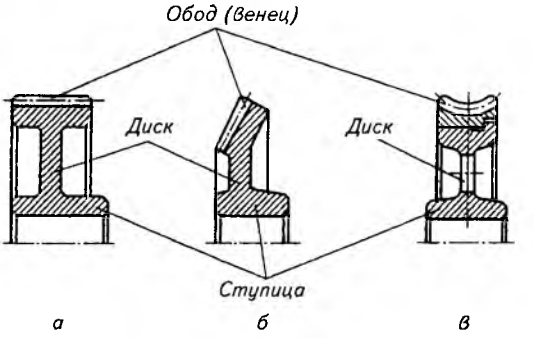


Рис. 13.3. Конструктивные элементы колес:

а — цилиндрического; *б* — конического; *в* — червячного

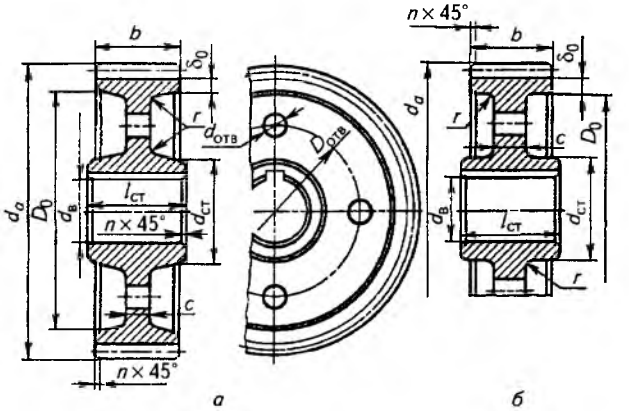


Рис. 13.4. Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a \le 500$ мм:

а — штампованное; *б* — кованое; $d_{ст} = 1{,}6d_в$; $l_{ст} \ge b$ при соблюдении условия $l_{ст} = (0{,}8...1{,}5)\ d_в$; $\delta_0 = 2{,}5m_n + 2$, но не менее 8...10 мм; $n = 0{,}5m_n$ для обода, n для ступицы в зависимости от диаметра $d_в$ — см с. 225; $D_{отв} = 0{,}5\ (D_0 + d_{ст})$; $d_{отв} \approx 15...25$ мм; $c = (0{,}2...0{,}3)\ b$ для штампованных и $c \approx (0{,}2...0{,}3)\ b$ для кованых колес

rusautomobile.ru

Рис. 13.5. Литое цилиндрическое зубчатое колесо при d_a = 400...1000 мм:

$b \le 200$ мм; $d_{ст} = 1{,}6d_в$ — для стального литья; $d_{ст} = 1{,}8d_в$ — для чугунного литья; $l_{ст} \ge b$ при соблюдении условия $l_{ст} = (0{,}8...1{,}5)d_в$; $\delta_0 = 2{,}5m_n + 2 \ge 8$ мм; $n = 0{,}5m_n$ для обода, n для ступицы см. с. 225; $c = H/5$, но не менее 10 мм; $s = H/6$, но не менее 10 мм; $e = 0{,}8\delta_0$; $H = 0{,}8d_в$; $H_1 = 0{,}8H$; R — вписанная дуга окружности

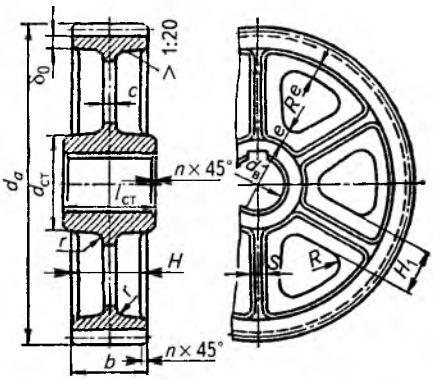
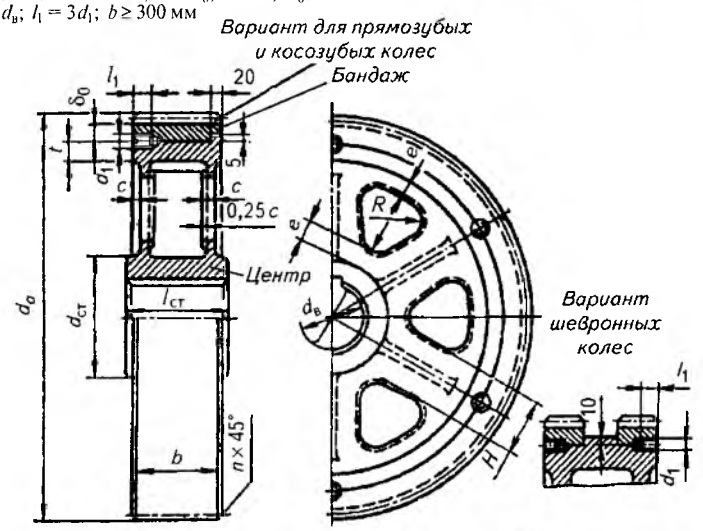


Рис. 13.6. Бандажированное зубчатое колесо при d_a свыше 600 мм:

$d_{ст} = 1{,}6d_в$ — для стального литья; $d_{ст} = 1{,}8d_в$ — для чугунного литья; $l_{ст} \ge b$ при соблюдении условия $l_{ст} = (0{,}8...1{,}5)d_в$; $c = 0{,}15b$; $\delta_0 = 4m_n$, но не менее 15 мм; $t = \delta_0$; $e = 0{,}8\delta_0$; $d_1 \approx (0{,}05...0{,}1)d_в$; $l_1 = 3d_1$; $b \ge 300$ мм



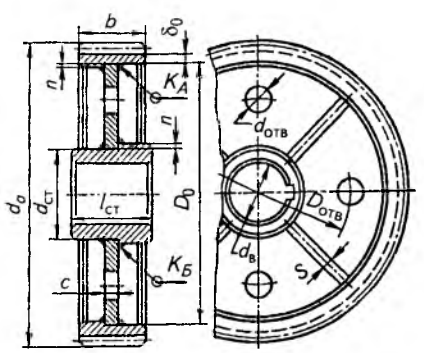


Рис. 13.7. Сварное зубчатое колесо:

$l_{ст} = (0{,}8...1{,}5)d_в \ge b$; $d_{ст} = 1{,}6d_в$; $\delta_0 = 2{,}5m_n$, но не менее 8 мм; $c = (0{,}1...0{,}15)b$, но не менее 8 мм; $s = 0{,}8c$; $D_{отв} = 0{,}5(D_0 + d_{ст})$; $d_{отв} \approx 15...20$ мм. Катеты швов: $K_A = 0{,}05d_в$; $K_Б = 0{,}1d_в$, но не менее 4 мм. Ребра приваривают швом $K_Б$

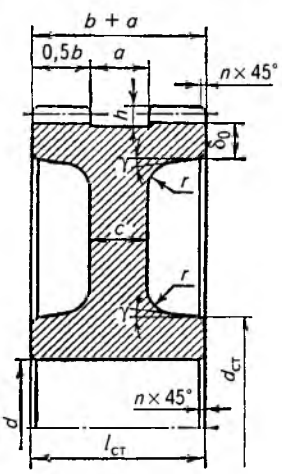


Рис. 13.8. Шевронное зубчатое колесо с канавкой посередине:

$l_{ст} = b + a$; $c = (0{,}3...0{,}35)(b + a)$; $\delta_0 = 4m_n + 2$; $h = 2{,}5m_n$; a — в зависимости от модуля см. с. 225. Остальные размеры см. рис. 13.4, 13.5

rusautomobile.ru

ности принимают равной ширине венца колеса b, что обеспечивает наименьшую ширину редуктора. Отношение длины ступицы к диаметру вала должно быть не меньше 0,5. При отношении меньше 0,8 на' валу предусматривают буртик, исключающий торцевое биение колеса, к которому будет прижиматься торец ступицы колеса. Если по условиям расчета (см. расчет шпоночного и шлицевого соединений) $l_{ст} > b$, то ступицу желательно сместить по оси колеса до совпадения одного ее торца с торцом венца (см. рис. 13.3, *а*), что дает возможность нарезать зубья сразу на двух колесах. Реже (для одноступенчатых редукторов) колеса изготовляют со ступицей, выступающей в обе стороны относительно венца (рис. 13.3, *в*), при этом зубья можно нарезать только на одном колесе. При одинаковой длине ступицы и ширине венца можно одновременно нарезать зубья на нескольких колесах.

С целью экономии материала, при больших диаметрах колес, для соединения ступицы с венцом колеса вместо сплошного диска применяют спицы. Зубчатые колеса большого диаметра (при внешнем диаметре $d_a \geq 600$ мм) иногда делают бандажированными (рис. 13.6): венец — стальной кованый (бандаж), а колесный центр — из стального или чугунного литья. Венец сопрягается с колесным центром посадкой с гарантированным натягом. Для большей надежности в плоскости соединения венца с центром ставят винты; соединения проверяют на смятие по материалу колесного центра: при стальном колесном центре $[\sigma]_{см} \geq 0{,}3\sigma_т$, при чугунном $[\sigma]_{см} \geq 0{,}4\sigma_{в.и}$, где $\sigma_т$ — предел текучести; $\sigma_{в.и}$ — предел прочности чугуна на изгиб.

При индивидуальном изготовлении колёса иногда делают сварными (рис. 13.7). При диаметре $d_a \geq 1500$ мм для удобства сборки зубчатые колеса делают разъемными — из двух половин.

На торцах зубьев и обода выполняют фаски $n \approx 0{,}5\, m_n$, размер которых округляют до стандартного значения 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5.

Острые кромки на торцах ступицы притупляют фасками $n \times 45$, размер которых принимают в зависимости от диаметра вала d:

d, мм	20...30	30...40	40...50	50...80
n, мм	1	1,2	1,6	2

Продолжение

d, мм	80...120	120...150	150...250	250...500
n, мм	2,5	3	4	5

Шевронные зубчатые колеса (рис. 13.8) отличаются от других цилиндрических колес большей шириной. Наиболее часто шевронные колеса изготовляют с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья. При известных размерах фрезы ширину канавки a определяют прочерчиванием. Приближенно размер a можно определить в зависимости от модуля m:

m, мм	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10
a, мм	27	32	37	42	47	53	60	67	75	85	100

Остальные конструктивные элементы шевронных колес принимают по соотношениям, указанным под рис. 13.8.

Конические зубчатые колеса изготовляют коваными, штампованными, литыми или из круглого проката (рис. 13.9—13.11).

Конические колеса с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} < 120$ мм конструируют, как показано на рис. 13.9. В том случае, когда угол делительного конуса $\delta < 30°$, колесо выполняют по рис. 13.9, *а*, при $\delta > 45°$ — по рис. 13.9, *б*. Если $30 \leq \delta \leq 45°$, можно использовать обе формы. Штампованные колеса (рис. 13.10, *а*) применяют в серийном производстве. При внешнем диаметре вершин $d_{ae} \geq 300$ мм используют также литые конические колеса с ребрами жесткости.

Ступицу в зубчатых конических колесах необходимо располагать так, чтобы при закреплении колеса на оправке для нарезания зубьев обеспечивался зазор $a > 0{,}5\, m_{te}$ для свободного выхода инструмента, где m_{te} внешний окружной модуль (рис. 13.11).

В дисках цилиндрических и конических зубчатых колес предусматривают отверстия диаметром $d_{отв}$, используемые для закрепления при обработке на станках и при транспортировке. При больших размерах отверстий они слу-

rusautomobile.ru

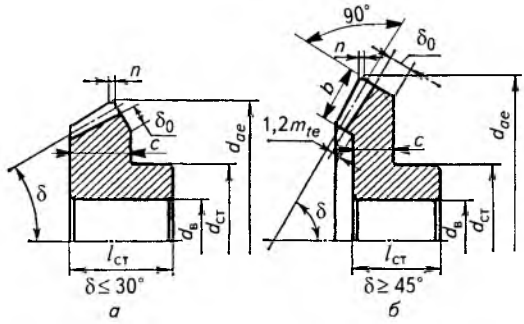


Рис. 13.9. Конические зубчатые колеса при d_{ae} < 120 мм:

а — при $\delta < 30°$; *б* — при $\delta > 45°$; диаметр ступицы $d_{ст} = 1{,}6\,d_в$; $l_{ст} = (0{,}9...1{,}2)d_в$; $\delta_0 = 2{,}5\,m_{te} + 2$, но не менее 10 мм; $n \approx 0{,}5\,m_{te}$

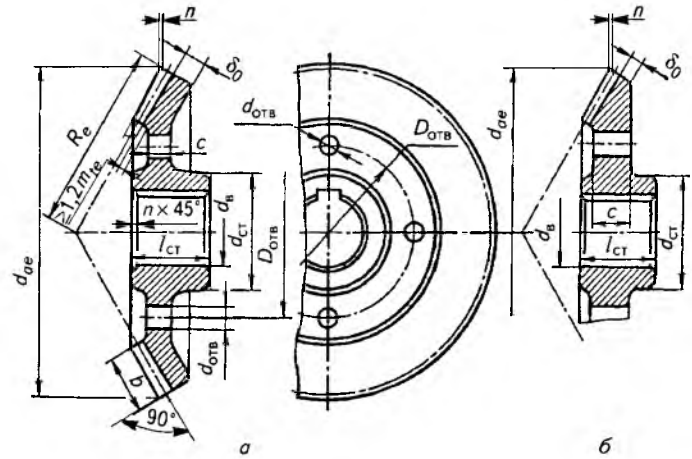


Рис. 13.10. Конические зубчатые колеса при d_{ae} до 500 мм:

а — штампованное; *б* — кованое $d_{ст} = 1{,}6\,d_в$; $l_{ст} = (0{,}9...1{,}2)\,d_в$; $\delta_0 = 2{,}5\,m_{te} + 2$, но не менее 10 мм; $c = (0{,}1...0{,}17)R_e$; $n \approx 0{,}5\,m_{te}$; размеры $D_{отв}$ и $d_{отв}$ определяют конструктивно

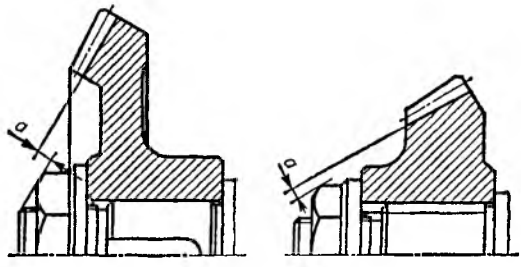


Рис. 13.11. Крепление конического колеса при нарезании зубьев

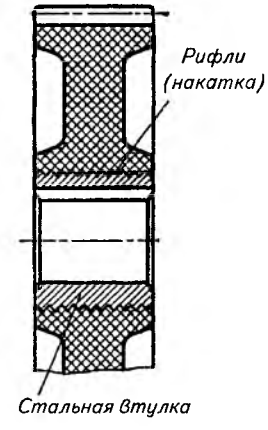


Рис. 13.12. Зубчатое колесо из пластмассы со стальной втулкой (ступицей), установленной при формовании колес

rusautomobile.ru

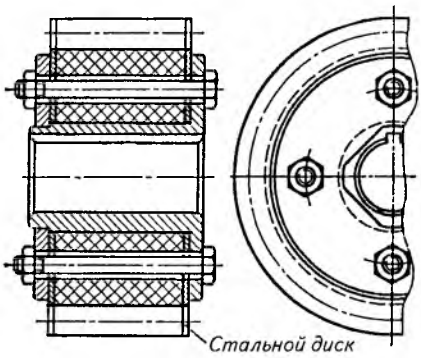


Рис. 13.13. Зубчатое колесо (шестерня) из пластмассы со стальной сборной ступицей

жат для уменьшения массы колес, а в литых колесах также для выхода литейных газов при отливке.

Неметаллические зубчатые колеса. Зубчатые колеса из пластмасс (текстолит, древопластики, полиамиды и т. п.) работают более бесшумно, чем металлические, что имеет особое значение при больших скоростях. Чтобы понизить коэффициент трения между зубьями, одно зубчатое колесо делают из пластмассы, а второе выполняют металлическим. Пластмассы имеют сравнительно небольшие сопротивления срезу и смятию, поэтому в большинстве случаев для передачи момента применяют стальную втулку-ступицу, прочно соединяемую с телом колеса. В небольшие колеса ступицу устанавливают при формовании. Для лучшего сцепления наружную поверхность ступицы делают рифленой (накатанной) (рис. 13.12). Чтобы предотвратить выкрашивание и откалывание отдельных слоев пластмассы, края зубьев защищают стальными дисками (рис. 13.13). Толщину диска рекомендуется принимать равной половине модуля, но не более 8 мм и не менее 2 мм. Материал дисков — сталь Ст.2, Ст.3.

Зубчатые колеса больших размеров обычно делают сборными из отдельных секций.

Ширину зубчатого колеса из пластмасс принимают равной ширине зацепляющегося с ним металлического колеса или несколько меньше во избежание местного износа и выработки зубьев.

13.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

Червяк. В большинстве случаев червяк делают за одно целое с валом; витки червяка могут быть получены фрезерованием, если $d_0 > d_{f1}$ (рис. 13.14, *а*) или нарезаны на токарном станке, если $d_0 < d_{f1}$, т. е. имеется свободный выход резца (рис. 13.14, *б*).

Глобоидные червяки отличаются от цилиндрических формой участка нарезки (рис. 13.14, *в*); остальные элементы червяков этого типа конструируют так же, как и цилиндрические.

Червячное колесо. Для экономии цветных металлов червячное колесо выполняют составным: венец — из антифрикционного сплава (бронзы, латуни), центр — из стали или чугуна. Венец соединяется с центром по диаметру d_0 посадкой с гарантированным натягом при $d_{aM2} < 300$ мм (рис. 13.15, *а* и *б*), болтами, поставленными без зазора, при $d_{aM2} \geq 300$ мм (рис. 13.15, *в*) или заливается центробежным способом (рис. 13.16). В первом случае для соединения обода и центра применяют посадки: $\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$ $\frac{H7}{s7}$, $\frac{H8}{s7}$.

Чтобы предотвратить взаимное окружное и осевое смещение венца и ступицы, по поверхностям разъема устанавливают винты (см. рис. 13.15, *а*). Иногда используют стандартные болты с шестигранной головкой (рис. 13.15, *д*), которые затягивают до упора.

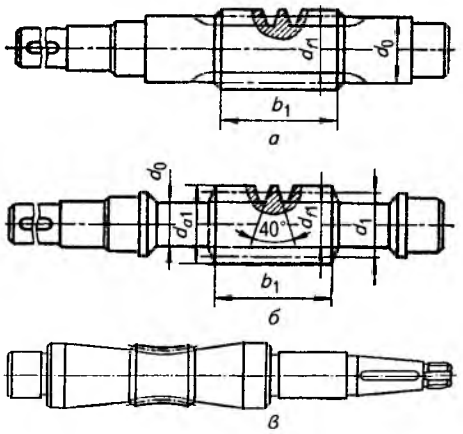


Рис. 13.14. Конструкция червяков:

а — с фрезерованными витками; *б* — с витками, нарезанными на токарном станке; *в* — глобоидный

rusautomobile.ru

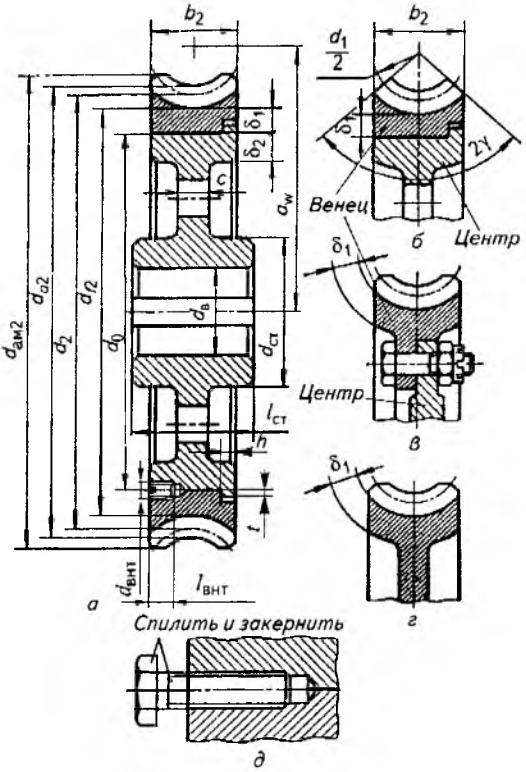


Рис. 13.15. Конструкция червячных колес:

а и *б* — с прессованным венцом; *в* — с привернутым венцом; *г* — цельное червячное колесо из чугуна; *д* — фиксация напрессованного венца болтом; $\delta_1 = \delta_2 = 2m$, но не менее 10 мм; $d_{ст} = 1{,}6d_в$ — для стальной ступицы; $d_{ст} = 1{,}8\ d_в$ — для чугунной ступицы; $l_{ст} = (1{,}2...1{,}8)\ d_в$; диаметр винта $d_{внт} = (1{,}2...1{,}5)\ m$; длина винта $l_{внт} = (0{,}3...0{,}4)\ b_2$; $h = (0{,}15...0{,}2)\ b_2$; $t = 0{,}1\ b_2$

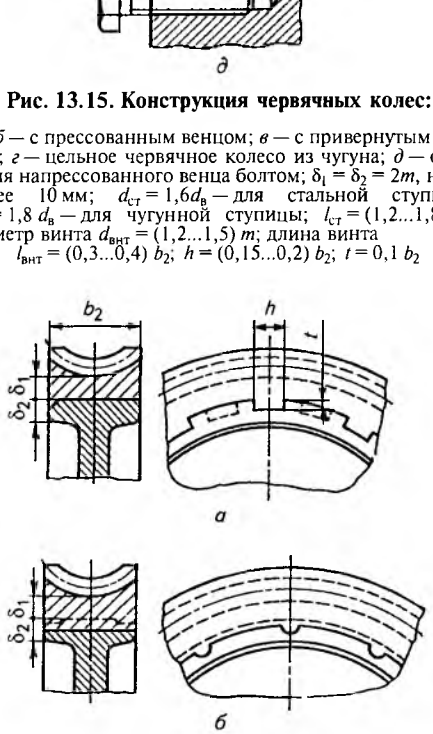


Рис. 13.16. Венец, отлитый на чугунном колесном центре:

а — с боковыми скосами; *б* — с прорезями; $\delta_1 = \delta_2 = 2\ m$, но не менее 10 мм; $h = (0{,}3...0{,}5)\ b_2$; $t = (0{,}3...0{,}4)\ h$

После затяжки лишнюю часть винтов (болтов) срезают, а оставшуюся во избежание отвинчивания закернивают в нескольких точках.

Посадочную поверхность выполняют с упорным буртиком или без него. Во избежание центрирования по двум поверхностям диаметр расточки в венце под буртик должен быть на 0,5...1 мм больше диаметра центра колеса по буртику. Рекомендуемые размеры буртика: $h = (0{,}15...0{,}2)b_2$, $t = 0{,}1b_2$. В соединении без буртика винты ставят с двух сторон в шахматном порядке. Число винтов от трех до восьми с каждой стороны венца. Рекомендуемая толщина венца приведена ниже:

Модуль m, мм	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	≥6,0
Толщина венца δ_1	3,5m	3,2m	3m	2,8m	2,5m	2,4m	2,1m

Диаметр винтов с $d_{внт} = (1{,}2...1{,}5)m$ округляют по ГОСТ. Длина винтов $l_{внт} = (2...3)d_{внт}$. Толщину диска c принимают, как для цилиндрических колес.

Соединение по рис. 13.15 *а*, *д* проверяют на смятие по материалу венца при стальном колесном центре и по материалу колесного центра, если он выполнен из чугуна. Допустимое напряжение смятия $[\sigma]_{см} = 0{,}3\sigma_т$ для бронзы и $[\sigma]_{см} = 0{,}4\sigma_{в.и}$ для чугуна. При соединении, показанном на рис. 13.15, *в*, проверяют болты на срез $[\tau]_{ср} = 0{,}25\sigma_т$ и стенки отверстий на смятие $[\sigma]_{см} = 0{,}3\sigma_т$ для бронзы, а при чугунном колесном центре $[\sigma]_{см} = 0{,}4\sigma_{в.и}$.

При соединении венца с центром колеса отливкой в литейную форму заранее устанавливают центр колеса (см. рис. 13.16, *а* и *б*). Для гарантии против проворота венца на боковых поверхностях центра делают пазы, заполняемые металлом венца при его отливке. Форма обода для червячного колеса, выполняемого из чугуна без насадного венца, показана на рис. 13.15, *г*.

13.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ СВАРНЫХ И ЛИТЫХ КОРПУСОВ РЕДУКТОРОВ И КРЫШЕК

Корпус предназначен для размещения в нем деталей узла, для обеспечения смазки передач и подшипников, а

rusautomobile.ru

также для предохранения деталей от загрязнения и для восприятия усилий, возникающих при работе. Он должен быть достаточно прочным и жестким, так как при деформациях корпуса возможен перекос валов, который приводит к неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев зубчатых колес.

Все корпуса состоят из стенок, бобышек и фланцев, представляющих собой единое целое и для повышения жесткости усиленных ребрами. Корпусные детали в серийном производстве изготовляют литьем из чугуна марки не ниже СЧ15, в ответственных или тяжелонагруженных редукторах — из стального литья марки 25Л, для уменьшения массы корпусов применяют легкие сплавы (алюминиевые, магниевые). При индивидуальном изготовлении корпуса́ могут выполняться сварными. Сварные корпуса изготовляют из листовой, полосовой стали Ст2, Ст3, а подшипниковые гнезда — из толстостенных труб или сплошного круглого проката.

Размеры корпусов зависят от числа и габаритов размещенных в них деталей, относительного их расположения и величины зазоров между ними. Ориентировочно размеры корпуса определяют при составлении компоновочной схемы редуктора.

Для удобства монтажа деталей корпус обычно делают разъемным. В горизонтальных редукторах плоскость разъема проходит по осям валов (рис. 13.17). В вертикальных цилиндрических одноступенчатых редукторах обычно делают разъемы по двум горизонтальным плоскостям, проходящим через оси валов, а в двухступенчатых даже по трем. Нижнюю часть корпуса с одной плоскостью разъема называют *основанием* или корпусом, а верхнюю — *крышкой* корпуса. В коробках передач, в отдельных конструкциях червячных редукторов (рис. 13.18), легких зубчатых редукторах и в мотор-редукторах применяют цельные корпуса со съемными крышками.

В машиностроении литые корпуса изготовляют двух типов: традиционные — с приливами снаружи и гладкие — с приливами внутри. Рассмотрим конструктивные элементы традиционных корпусов. На рис. 13.17 показаны литые основания и крышка корпуса традиционного одноступенчатого цилиндрического редуктора. Корпуса других редукторов конструируют по тем же принципам.

Ориентировочные размеры основных элементов традиционных литых корпусов приведены в табл. 13.2 (отчасти ею можно пользоваться также при конструировании сварных корпусов).

13.2. Размеры основных элементов традиционных корпусов из чугуна

Параметры	Ориентировочные соотношения размеров
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора, мм:	Во всех случаях $\delta \geq 6$ мм и $\delta_1 \geq 6$ мм
одноступенчатого цилиндрического	$\delta = 0{,}025a_W + 1$; $\delta_1 = 0{,}02a_W + 1$
» конического	$\delta = 0{,}05R_e + 1$; $\delta_1 = 0{,}04R_e + 1$
» червячного	$\delta = 0{,}04a_W + 2$; $\delta_1 = 0{,}032a_W + 2$
двухступенчатого	$\delta = 0{,}025a_{W\text{т}} + 3$; $\delta_1 = 0{,}02a_{W\text{т}} + 3$
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса, мм	$b = 1{,}5\delta$
Толщина пояса (фланца) крышки корпуса, мм	$b_1 = 1{,}5\delta_1$
Толщина нижнего пояса (фланца) корпуса, мм	
без бобышки	$p = 2{,}35\delta$
при наличии бобышки	$p_1 = 1{,}5\delta$; $p_2 = (2{,}25...2{,}75)\delta$
Толщина ребер крышки, мм	$m = (0{,}85...1)\delta$; $m_1 = (0{,}85...1)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов, мм	$d_1 = (0{,}03...0{,}036)a_{W\text{т}} + 12$; $d_1 = 0{,}072R_e + 12$
Число фундаментных болтов	$z_\text{ф} = 4$ при $a_{W\text{т}} \leq 250$; $z_\text{ф} = 6$ при $a_{W\text{т}} > 250$
Диаметр стяжных болтов, мм:	
у подшипников	$d_2 = (0{,}7...0{,}75)d_1$
соединяющих основание корпуса с крышкой корпуса	$d_3 = (0{,}5...0{,}6)d_2$
Расстояние между стяжными болтами, мм	$(10...15)d_3$
Размеры, определяющие положение болтов d_2, мм	$c = (1...1{,}2)d_2$; $q \geq 0{,}5d_2 + d_4$, где d_4 — диаметр болта для крепления крышки подшипника; $d_4 = d - 1$, где d — диаметр отверстия в крышке (принимаем по приложению 46)

rusautomobile.ru

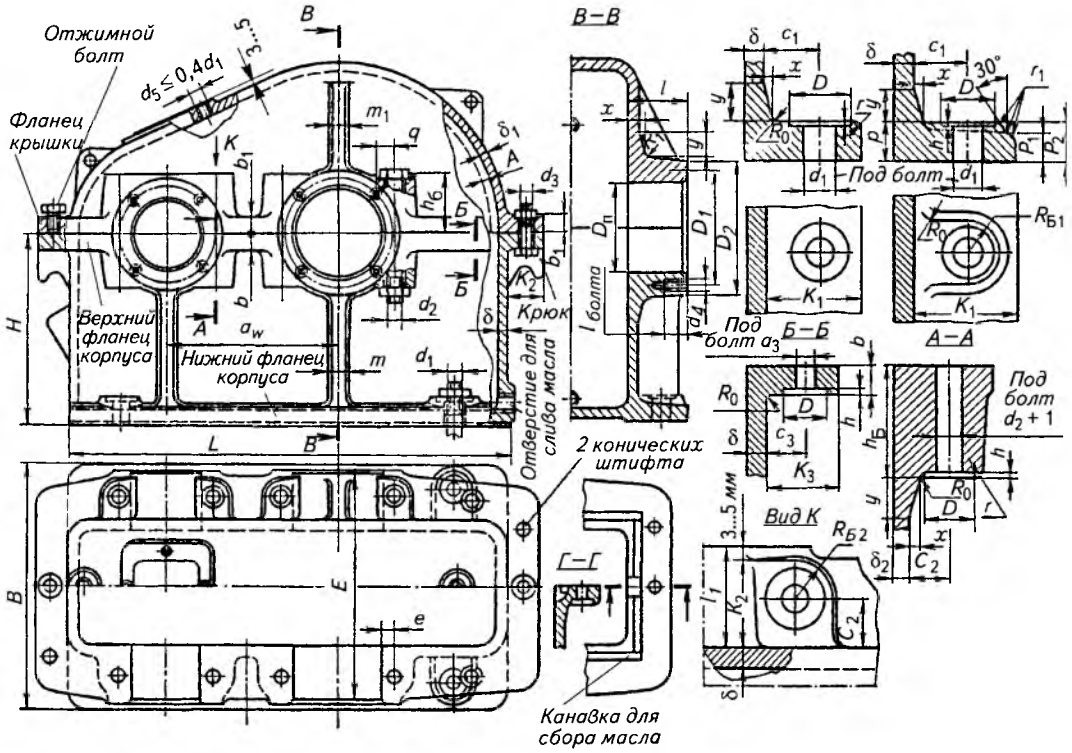


Рис. 13.17. Конструктивные элементы литого корпуса одноступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора

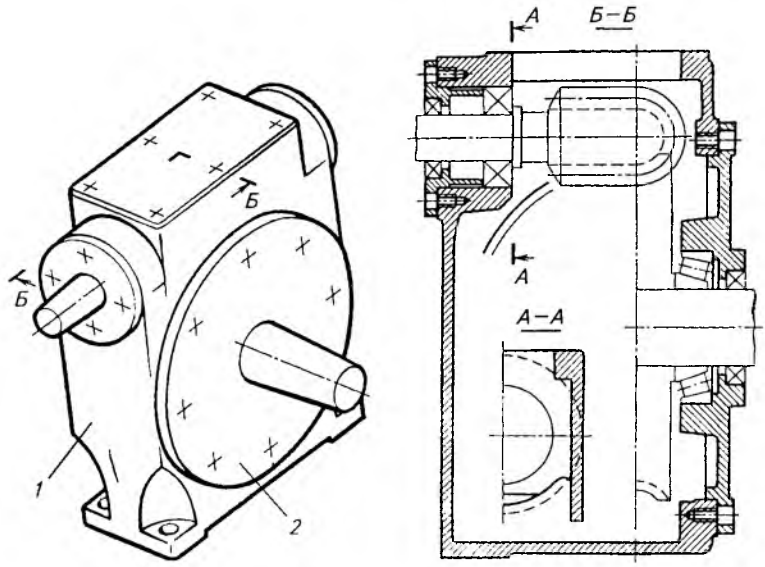


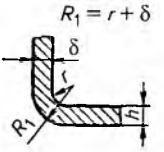
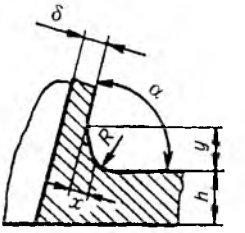
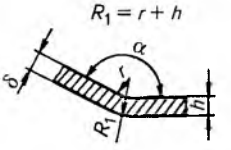
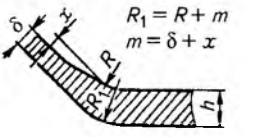
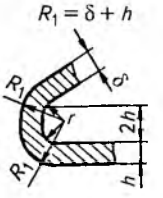
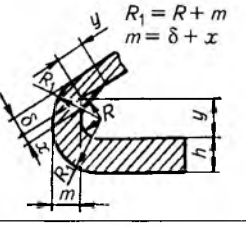
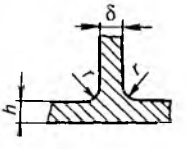
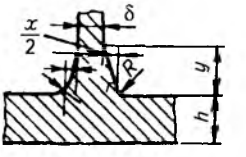
Рис. 13.18. Червячный редуктор с цельным корпусом *1* и съемными крышками *2*

rusautomobile.ru

Параметры	Ориентировочные соотношения размеров
Высота бобышки $h_б$ под болт d_2, мм	$h_б$ принимают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно, чтобы у всех бобышек высота $h_б$ была одинаковой
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса, мм:	
по диаметру	$A \approx 1{,}2\delta$
по торцам	δ
между колесом и дном редуктора	$(5...8)\delta$

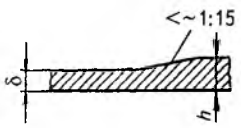
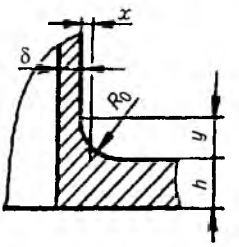
При конструировании литого корпуса следует соблюдать допустимые минимальные значения толщины стенок, необходимые сопряжения и переходы (табл. 13.3), литейные уклоны (табл. 13.4), радиусы. Радиусы закруглений в литых деталях принимают по следующим данным: при толщине стенок до 25 мм — примерно равным 1/3, а при толщине стенок 25 мм — равным 1/5 средней арифметической толщины сопрягаемых стенок.

13.3. Сопряжение в литых деталях

Характер сопряжений	Эскизы сопряжений	
	$\delta = h$	$\delta < h$
Угловые сопряжения $\alpha = 75...105°$		
$\alpha > 105°$		
$\alpha < 75°$		
Сопряжение трех стенок		

rusautomobile.ru

Продолжение

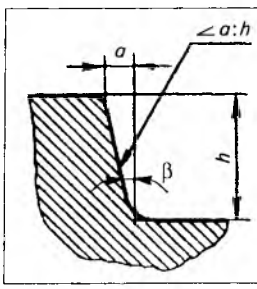
Характер сопряжений	Эскизы сопряжений	
	$\delta = h$	$\delta < h$
Постепенное изменение сечения		

Примечания: 1. Значения x и y, мм:

Толщина стенки, мм	x	y
10...15	3	15
15...20	4	20
20...25	5	25

2. Указанные размеры переходов рекомендуются при $h = (2...3)\delta$. При $h > 3\delta$ табличные значения увеличивают, а при $h < 2\delta$ переходы необязательны.

13.4. Рекомендуемые литейные уклоны



Уклон $a : b$	Угол β	Рекомендуемое применение	
1 : 5	11°30′	Для стали	$h \le 25$ мм
1 : 10 1 : 20	5°30′ 3°		$h = 25...500$ мм
1 : 50	1°		$h > 500$ мм
1 : 100	0°30′	Для цветных металлов	—

Ряд радиусов R для галтелей следующий: 1; 2; 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40 мм.

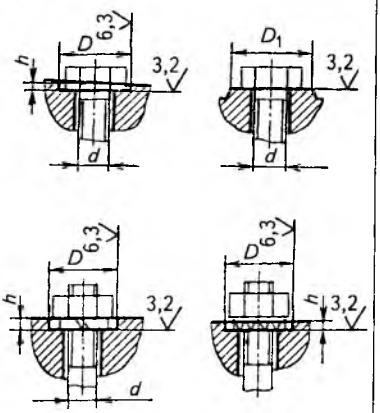
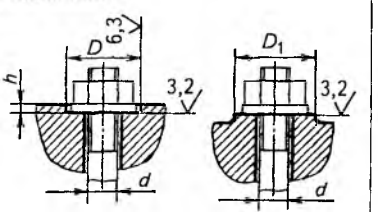
Размеры лап и фланцев даны в табл. 13.5, опорных поверхностей под крепежные детали в табл. 13.6. Рым-болты выбирают по ГОСТ 4751—73* (табл. 13.7) в зависимости от массы редуктора (табл. 13.8). Для подъема редуктора вместо рым-болтов в литье могут выполняться крюки или уши (см. рис. 13.17). Крышки подшипников выбирают в зависимости от внешнего диаметра подшипника $D_п$ по приложениям 46...49.

13.5. Размеры лап и фланцев редукторов (см. рис. 13.17), мм

Параметр	Болты								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
K_1	22	24	28	33	39	48	54	58	65
c_1	12	13	16	18	21	25	34	36	40
$R_{0\max}$	5	5	5	5	8	8	10	10	10
$r_{\max}$	3	3	3	3	5	5	8	8	8

rusautomobile.ru

13.6. Опорные поверхности под крепежные детали (ГОСТ 12876—67*)

Назначение поверхности	D/D_1 при диаметре резьбы, d (мм)											
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
Под болты с шестигранной головкой, под гайки шестигранные, под шайбы пружинные, стопорные с наружными зубьями, стопорные с внутренними зубьями 	14/18	20/24	24/28	26/30	30/34	32/38	36/42	40/45	42/48	45/52	52/60	60/65
Под шайбы 	14/18	20/24	26/30	28/34	32/36	34/40	38/42	40/45	42/48	50/55	55/60	60/65

Примечания. 1. Предельное отклонение размера D по $H7$. 2. Размер h устанавливает конструктор (часто обработка до шероховатости 4-го класса).

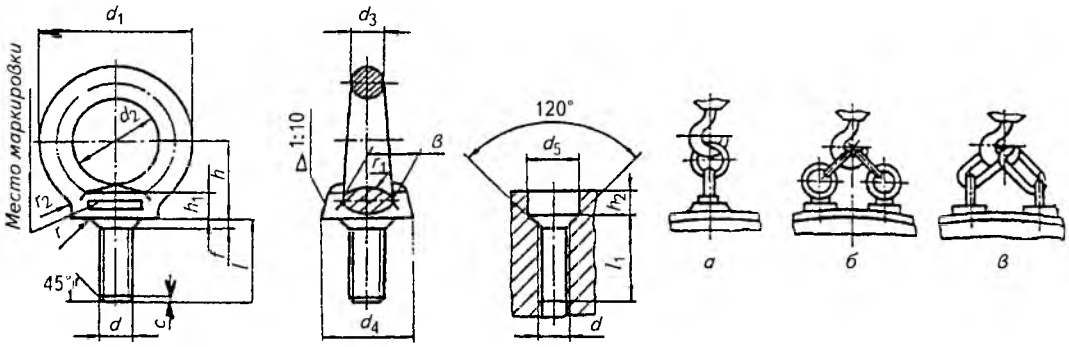
Толщина стенок сварных корпусов на 20...30 % меньше, чем чугунных, остальные конструктивные элементы принимают близкими к размерам литых корпусов, учитывая особенности изготовления (удобство сваривания). После сварки корпуса отжигают, а при необходимости выравнивают (рихтуют). Затем проводят обработку плоскостей и отверстий резанием. Конструкция сварного корпуса показана на рис. 13.19.

Взаимное положение основания корпуса и крышки корпуса фиксируют, до расточки гнезд под подшипники, двумя штифтами, устанавливаемыми без зазора (рис. 13.20) на возможно большем расстоянии друг от друга; размеры штифтов берут по ГОСТ 3129—70* и ГОСТ 3128—70* в приложениях 50, 51; $d_{шт} \approx (0{,}5...0{,}7)d_3$.

Чтобы предотвратить вытекание масла через плоскость разъема, места разъема смазывают герметиком. Прокладки в плоскости разъема не ставят, так как при этом нарушается посадка подшипников в корпус. У редукторов, имеющих горизонтальный разъем, на плоскости разъема основания корпуса иногда фрезеруют канавку для сбора масла, которое стекает обратно в корпус (см. рис. 13.17, разрез по *Г—Г*). На поясе крышки корпуса, для облегчения отделения ее от основания корпуса при разборке редуктора, устанавливают один или два отжимных болта

rusautomobile.ru

13.7. Винты грузовые (рым-болты) и гнезда для них (ГОСТ 4751—73)



Размеры, мм																Грузоподъемность, кН (для схем)			Масса 1 шт., кг
d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	l_1	l	f	b	c	r	r_1	r_2	a	$б$	$в$	
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	12	2	10	1,2	2	4	4	1,2	1,6	0,8	0,05
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	15	2	12	1,5	2	5	4	2,0	2,5	1,25	0,12
M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	19	2	14	1,8	2	5	6	3,0	3,5	1,75	0,19
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	25	2	16	2	2	6	6	5,5	5,0	2,5	0,31
M20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	29	2	19	2,5	2	7	8	8,5	6,5	3,0	0,50
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	35	3	24	3	3	9	12	12,5	10,0	5,0	0,87
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	44	3	28	4	3	11	15	20,0	14,0	7,0	1,58
M36	126	70	28	75	46	65	22	12	64	54	4	32	4,5	4	12	18	30,0	20,0	10,0	2,43
M42	144	80	32	85	54	75	25	13	72	63	4	38	5	4	13	20	40,0	26,0	13,0	3,72

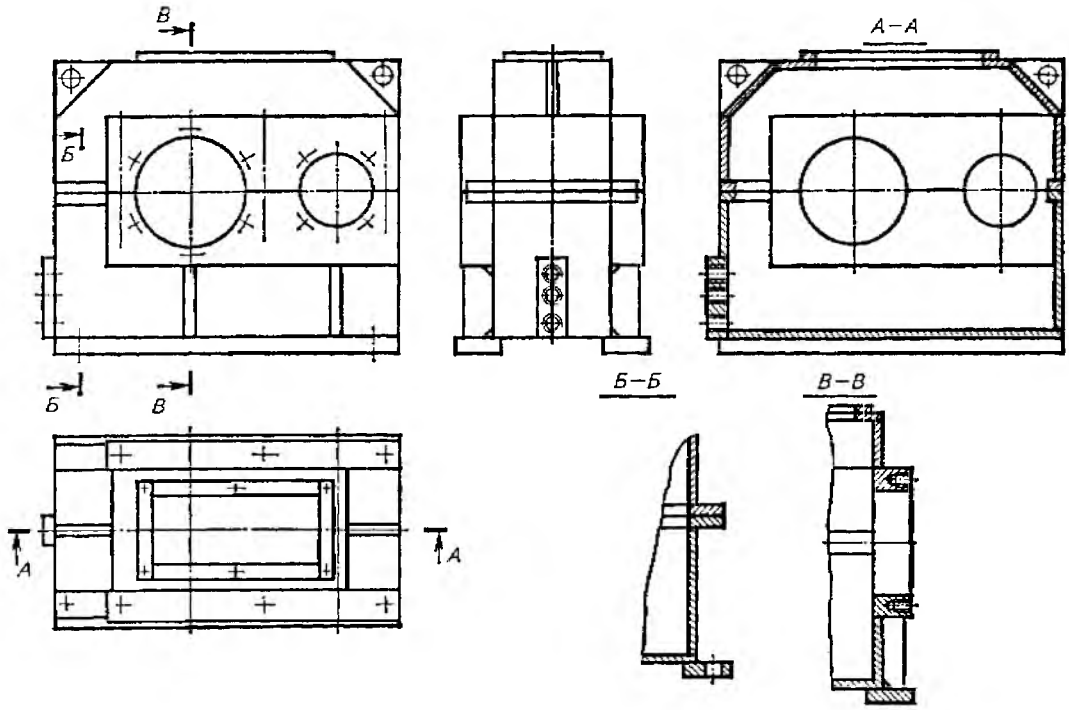


Рис. 13.19. Сварной корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора

rusautomobile.ru

13.8. Массы редукторов некоторых типов

Параметр	Значение параметра						
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые редукторы							
Межосевое расстояние a_W, мм	100	160	200	250	315		
Масса редуктора, кг	45	85	140	250	330		
Зубчатые цилиндрические двухступенчатые редукторы							
Межосевое расстояние $a_{W_1} \times a_{W_2}$, мм	100×160	125×200	160×250	200×315	250×400		
Масса редуктора, кг	100	200	300	400	700		
Зубчатые цилиндрические двухступенчатые соосные редукторы							
Межосевое расстояние a_W, мм	100	160	200	250	315		
Масса редуктора, кг	90	180	280	380	500		
Зубчатые конические редукторы							
Конусное расстояние R_e, мм	100	160	200	250			
Масса редуктора, кг	50	60	100	190			
Зубчатые коническо-цилиндрические редукторы							
Конусное расстояние R_e, мм	100	100	160	200			
Межосевое расстояние a_W, мм	160	200	250	315			
Масса редуктора, кг	170	200	400	500			
Червячные редукторы							
Межосевое расстояние, a_W, мм	80	100	125	160	180	225	250
Масса редуктора, кг	30	60	70	120	170	210	270

(рис. 13.17). Для захватывания корпуса редуктора при его подъеме у верхнего фланца имеются крюки (у легких редукторов крюков не делают).

На крышке корпуса для осмотра механизма и заливки масла предусмотрено окно (люк). Его закрывают крышкой, которую изготовляют литой (см. рис. 13.21, *б*) или из листовой стали толщиной $\delta_к \approx (2...3)$ мм (рис. 13.21, *а*). Чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят прокладку из картона толщиной 0,5...1,5 мм или резины толщиной 2...3 мм.

Редукторы с большим тепловыделением (например, червячные) должны иметь отдушину. Вследствие разбрызгивания масла быстровращающимися деталями воздушная среда внутри корпуса имеет взвешенные частицы масла (масляный туман). Наличие отдушины предотвращает повышение давления воздушной среды внутри редуктора и просачивание воздуха со взвешенными частицами масла через уплотнительные

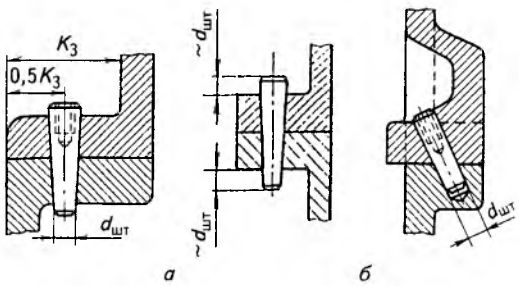


Рис. 13.20. Фиксирование крышки корпуса штифтами:

а — коническими вертикально; *б* — коническими под углом

rusautomobile.ru

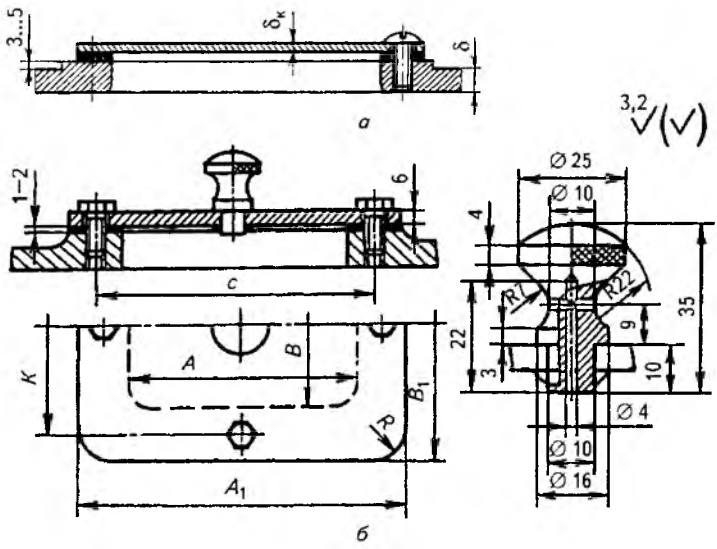


Рис. 13.21. Крышка смотрового отверстия (размеры, мм):

а — из стального листа; *б* — литая

A	*B*	A_1	B_1	*C*	*K*	*R*	Размер винта	Число винтов
100	75	150	120	125	100	12	M8 × 22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8 × 22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10 × 22	6

узлы валов и места соединений деталей корпуса. Простейшие отдушины для небольших редукторов выполняют в виде ручки крышки люка со сверленными внутри нее отверстиями (рис. 13.21, *б*) или в виде отдельной пробки с отверстиями (рис. 13.22). Более совершенная конструкция отдушины приведена в табл. 13.9. Отдушину устанавливают в крышку корпуса (или в крышку смотрового отверстия). Если отдушину устанавливают в крышку смотрового отверстия, то ее ввинчивают, приваривают или закрепляют развальцовкой.

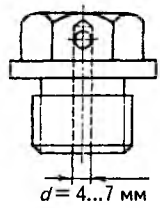


Рис. 13.22. Пробка-отдушина

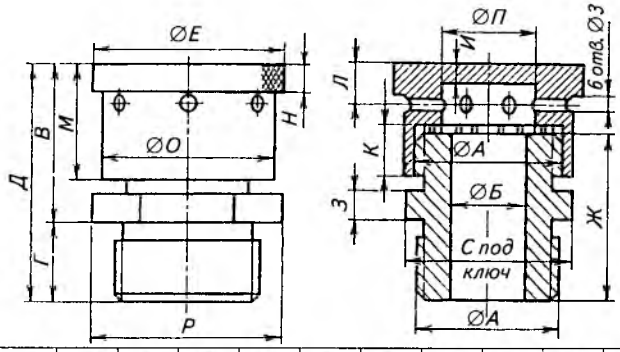
В нижней части корпуса имеется отверстие с резьбой для слива масла и промывки редуктора (см. рис. 13.17). Отверстие закрывают пробкой (табл. 13.10) с прокладкой из меди, алюминия или резины. Диаметр прокладки принимают равным диаметру буртика пробки, а толщину 1...2 мм в зависимости от диаметра. Применяют также пробки с трубной конической резьбой, обеспечивающие герметичность соединения без прокладок. Конструкция и размеры таких пробок приведены в табл. 13.11.

Для контроля уровня масла применяют маслоуказатели; простейшим из них является отверстие с резьбой в стенке корпуса на уровне масла, заглушаемое пробкой (винтом). Конструкции более совершенных маслоуказателей показаны на рис. 13.23.

У корпусов с «гладкими» наружными стенками (рис. 13.24) все выступающие элементы (ребра жесткости, бобышки подшипниковых гнезд, фланцы) вводят внутрь, стяжные винты ис-

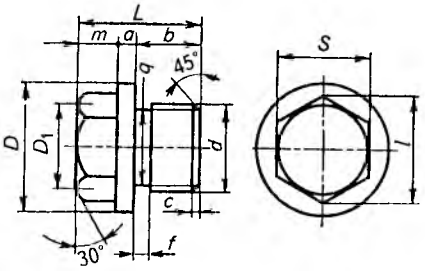
rusautomobile.ru

13.9. Размеры отдушины с сеткой, мм



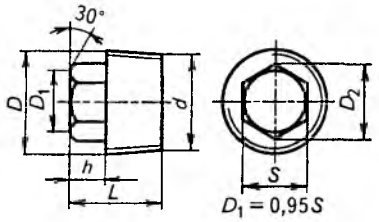
А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С
М27 × 2	15	~30	15	~45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32
М48 × 3	35	~45	25	~70	62	52	10	5	15	13	52	10	56	36	62	55

13.10. Размеры пробок к маслоспускным отверстиям, мм



d	b	m	a	f	L	c	q	D_1	D	s	l
М16 × 1,5	12	8	3	3	23	2	13,8	16	26	17	19,6
М20 × 2	15	9	4		28	2,5	17,8	21	30	22	25,4
М22 × 2		10			29		19,8		32		
М27 × 2	18	12		4	34	3,5	24	25,5	38	27	31,2
М30 × 2		14		4	36	4	27	30,5	45	32	36,9
М33 × 2	20				38		30		48		
М36 × 3	25	16	5	6	45	4,5	31,5	34	50	36	41,6

13.11. Размеры пробок с конической трубной резьбой к маслоспускным отверстиям, мм



Диаметр резьбы d	l	D	D_2	S	h
1/4″ — 19н	16	13,5	11,5	10	5
3/8″ — 19н	18	17	13,8	12	6
1/2″ — 14н	21	21,4	16,2	14	7
3/4″ — 14н	25	26,9	19,6	17	9
1″ — 11н	30	33,8	25,4	22	10
11/2″ — 11н	38	48,3	41,6	36	16
2″ — 11н	44	60,1	53,1	46	20

Примечание. Резьба коническая трубная по ГОСТ 6211—81*.

rusautomobile.ru

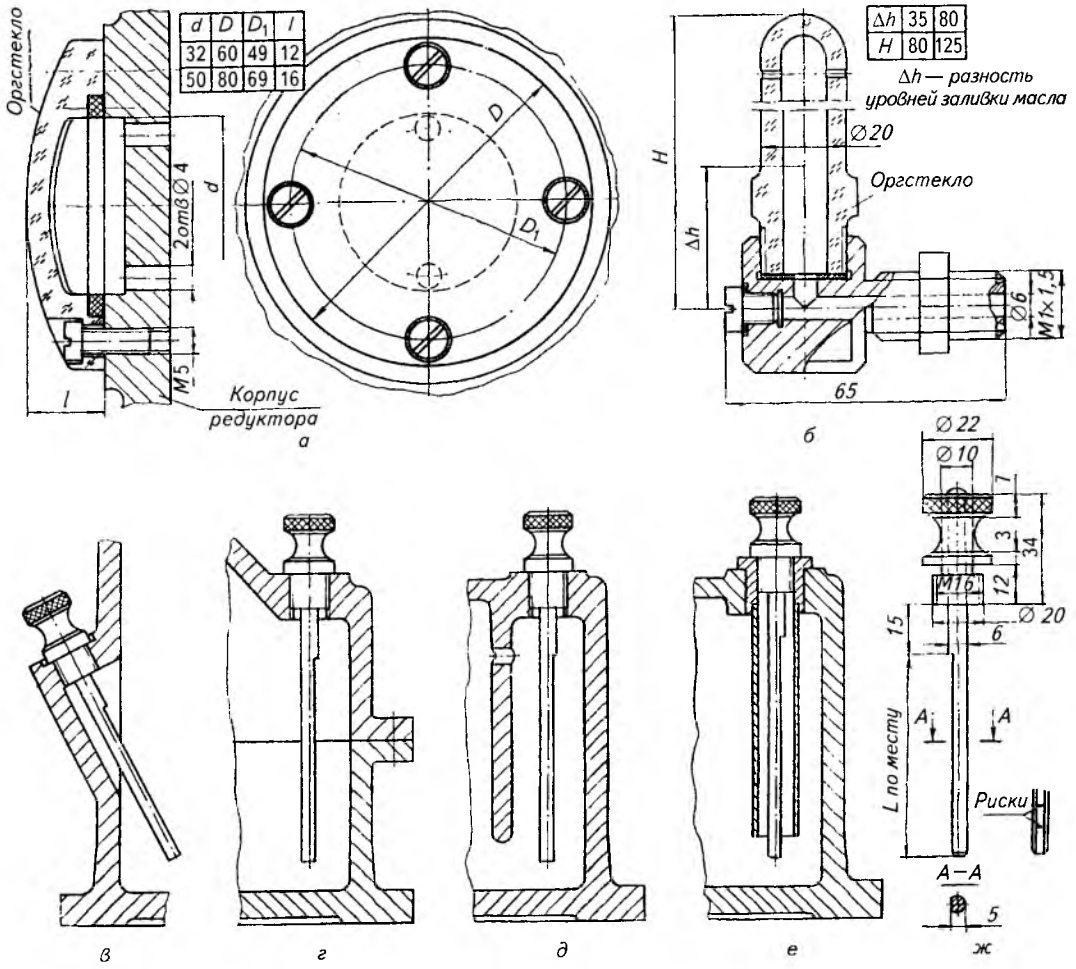


Рис. 13.23. Маслоуказатели:

а — фонарный; *б* — трубчатый; *в, г, д, е* — жезловый (*в, г* — без чехла, *д* — в камере корпуса, *е* — в чехле); *ж* — ориентировочные размеры маслоуказателя. Конструкции *д, е* позволяют контролировать уровень масла во время работы

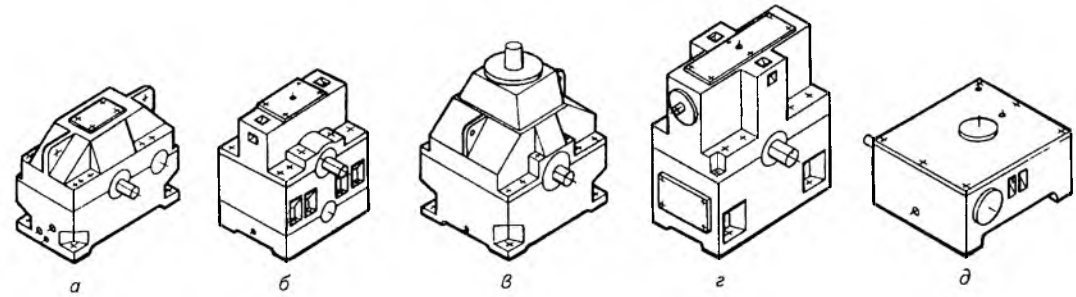


Рис. 13.24. Формы гладких корпусов некоторых одноступенчатых редукторов:

а — цилиндрического горизонтального; *б* — цилиндрического вертикального с двумя разъемами; *в* — конического с вертикальным быстроходным валом; червячных с расположением червяка: *г* — верхним; *д* — боковым

rusautomobile.ru

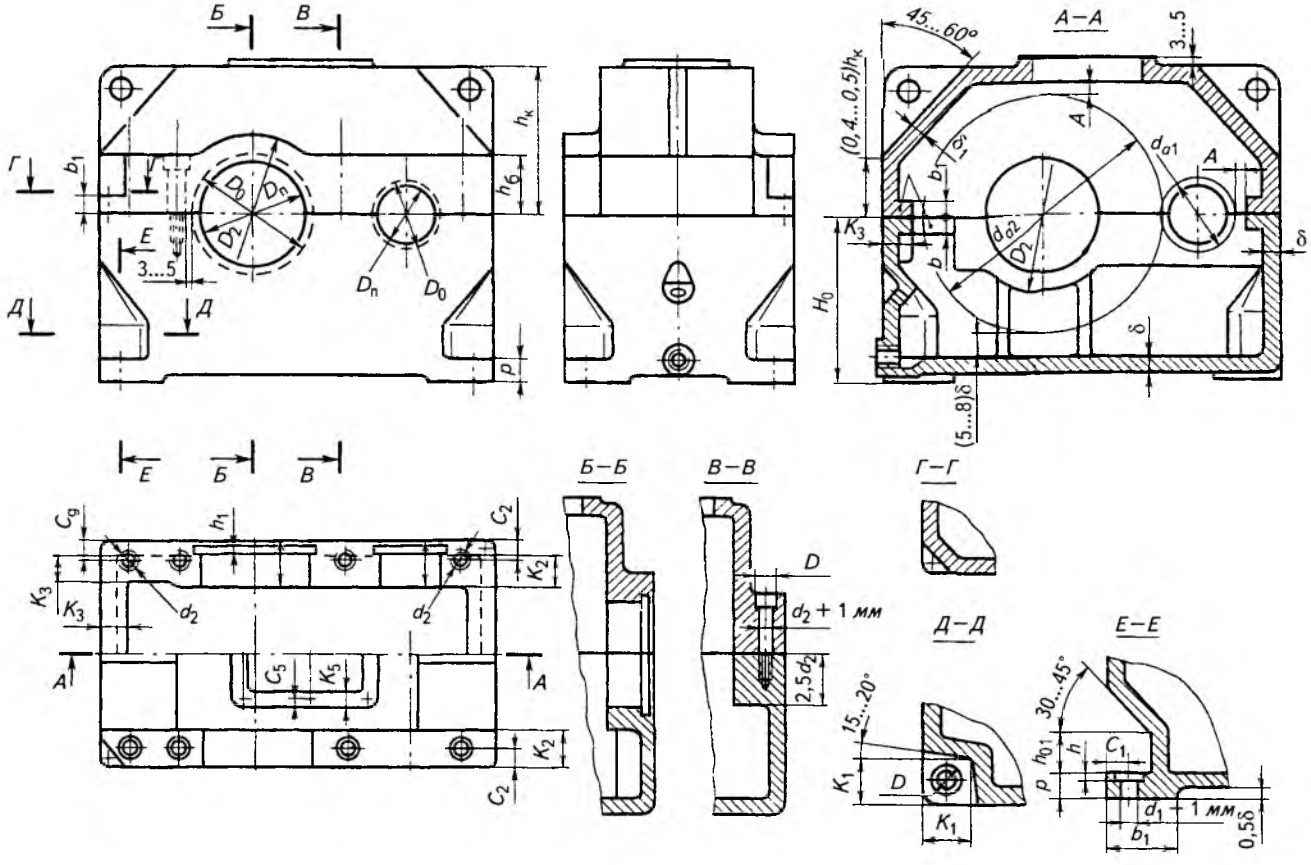


Рис. 13.25. Корпус цилиндрического одноступенчатого горизонтального редуктора

russautomobile.ru

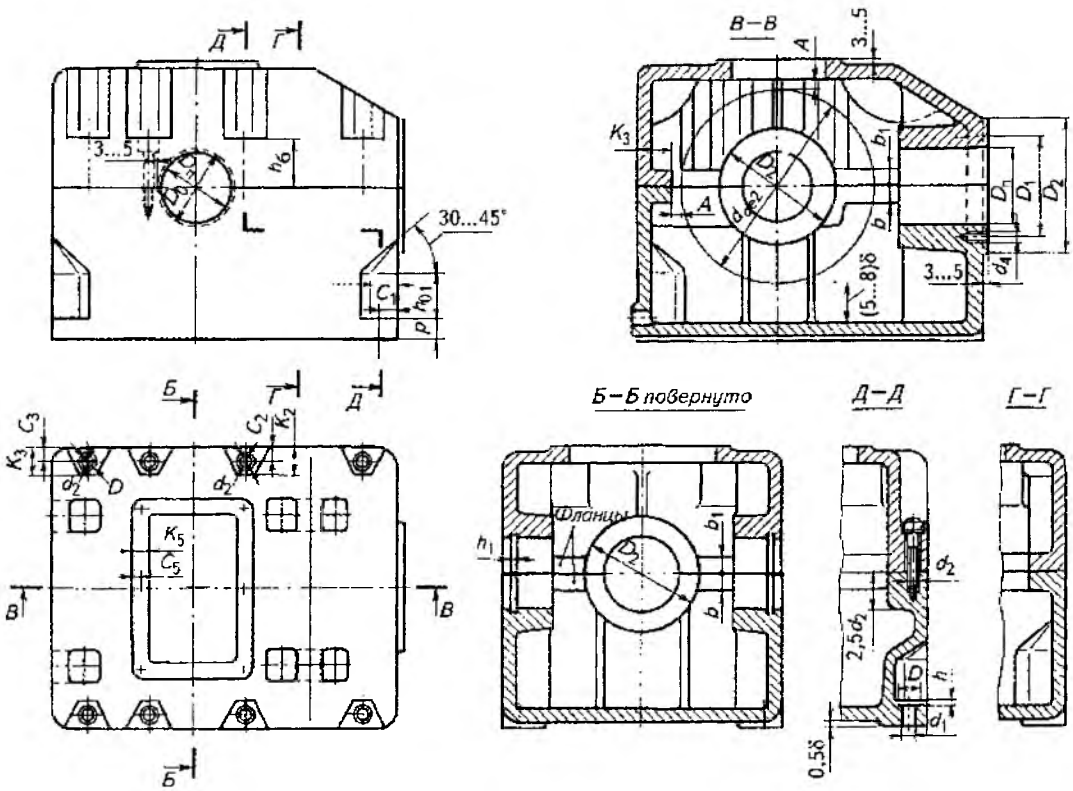


Рис. 13.26. Корпус конического горизонтального одноступенчатого редуктора

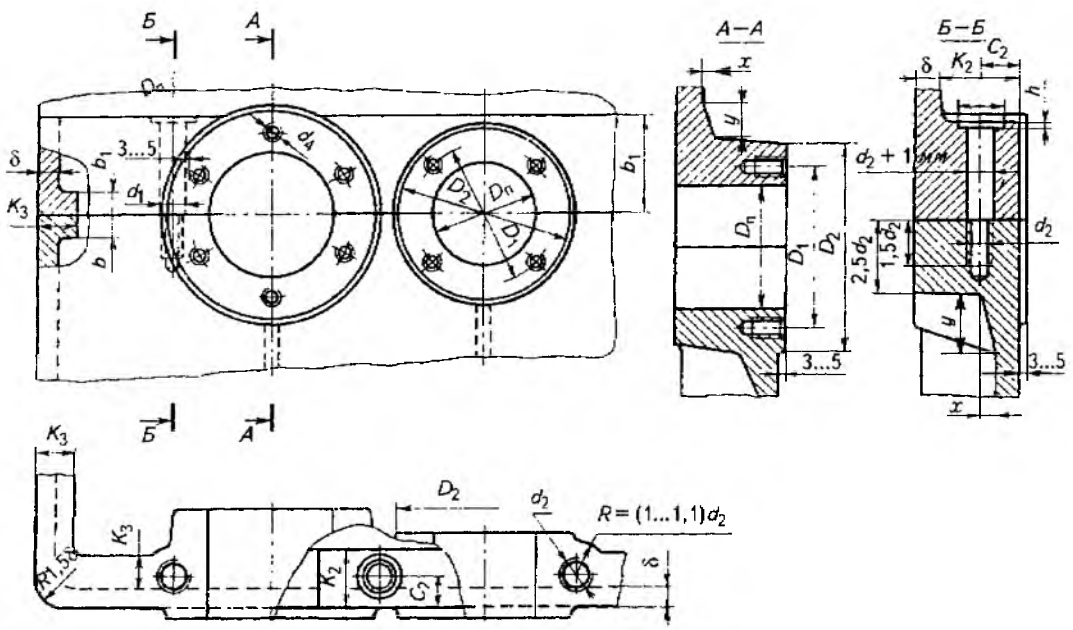


Рис. 13.27. Подшипниковая бобышка цилиндрического горизонтального редуктора

rusautomobile.ru

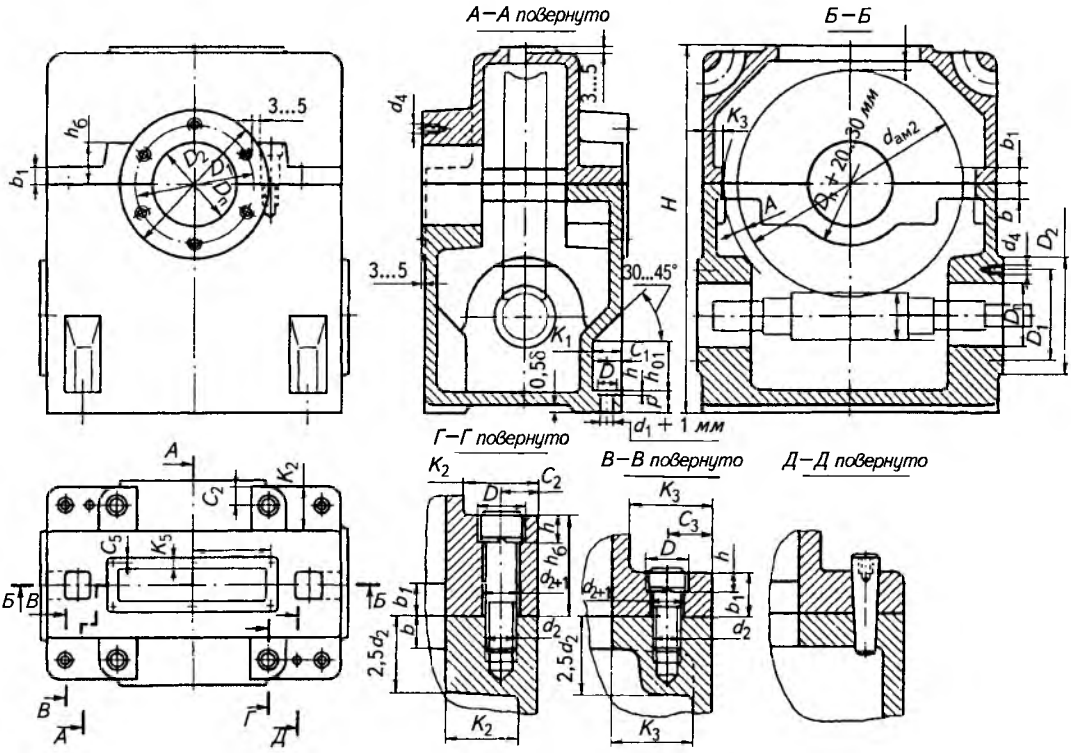


Рис. 13.28. Корпус червячного редуктора с нижним расположением червяка

пользуют преимущественно с цилиндрической головкой (приложение 52), располагая их только по длинным сторонам корпуса; крышки подшипников применяют чаще врезные (приложение 48), рым-болты не устанавливают, а используют уши и крюки, отлитые вместе с корпусом; лапы под фундаментные болты располагаются в нишах, не выступая за стенки корпуса (рис. 13.24...13.28). При такой конструкции корпус характеризует большая жесткость, упрощается наружная очистка, в большей степени удовлетворяются современные требования эстетики, а также увеличивается объем масла, что повышает стабильность его свойств во времени. К недостаткам таких корпусов, по сравнению с традиционными, относятся: увеличение массы, повышение трудоемкости формовки, а также очистки и окраски внутренней поверхности. Размеры основных элементов корпуса даны в табл. 13.12.

13.12. Размеры основных элементов гладких корпусов

Параметр	Значение параметра
Толщина стенки нижней части корпуса, если он имеет разъем по оси валов	$\delta = 2\sqrt[4]{T_{max}} \geq 6$ мм
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0{,}9\delta \geq 6$ мм
Толщина ребра у основания	$m = \delta$
Диаметр стяжных болтов	$d_2 = \sqrt[3]{T} \geq 10$ мм
Расстояние между болтами	Не более $10d$
Толщина фланца по разъему	$b = d$
Ширина фланца, если на нем нет стяжных болтов	$K \geq 1{,}5d$
Диаметр фундаментного болта	$d_1 \approx 1{,}25d_2$
Толщина лапы фундаментного болта	$p = 1{,}5d$

rusautomobile.ru

Продолжение

Параметр	Значение параметра
Число фундаментных болтов:	
при $a_{и\text{т}} \le 250$ мм	$z_ф = 4$
при $a_{и\text{т}} > 250$ мм	$z_ф = 6$
Толщина уха у основания	$s = 2{,}5\delta$
Высота центров цилиндрических редукторов, мм	$H_0 = (1...1{,}12)a_\text{т}$
Радиус сопряжения	$r \approx 0{,}25d_2$
Длина клина	$y \approx 4d_2$
Литейный переход	$x = 0{,}5(\delta_{max} - \delta_{min}) \le_{min}$; $x = 0{,}5(p - \delta)$
Диаметр штифта	$d_{шт} \approx 0{,}5d_2$
Толщина фланца	$B = d_1 = 1{,}5\delta$
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса:	
по диаметру	$A = 1{,}2\delta$
по торцам	δ
между колесом и дном редуктора	$(5...8)\delta$
Размеры фланцев	Даны в табл. 13.5

В зависимости от назначения и конструктивных особенностей редуктора возможны те или иные отклонения размеров элементов корпуса по сравнению с приведенными в табл. 13.2 и 13.12. Экономии металла можно достичь уменьшением сечения элементов корпуса (но не за счет его жесткости) или изменением конструктивных форм корпуса редуктора.

13.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ

Смазывание снижает износ трущихся поверхностей, уменьшает нагрев деталей и потери мощности на трение, способствует очистке от продуктов износа, предохраняет от заедания, задиров и коррозии. Смазочную систему необходимо спроектировать так, чтобы

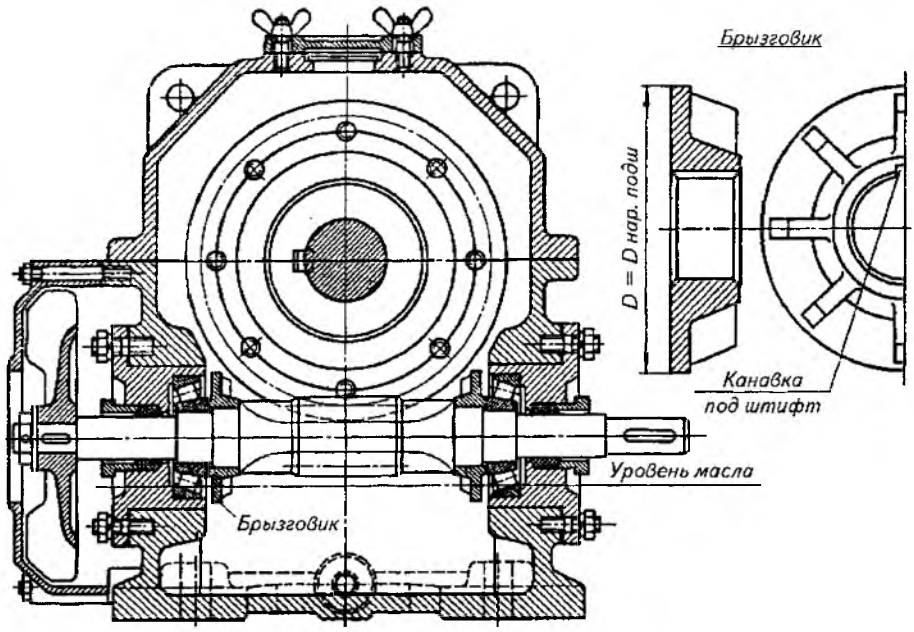
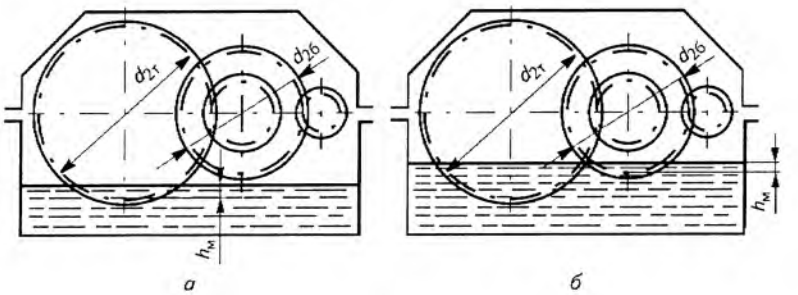


Рис. 13.29. Редуктор с брызговиками

rusautomobile.ru



а *б*

Рис. 13.30. Уровень масла в многоступенчатых редукторах:

а — при v > 1 м/с; *б* — v < 1 м/с

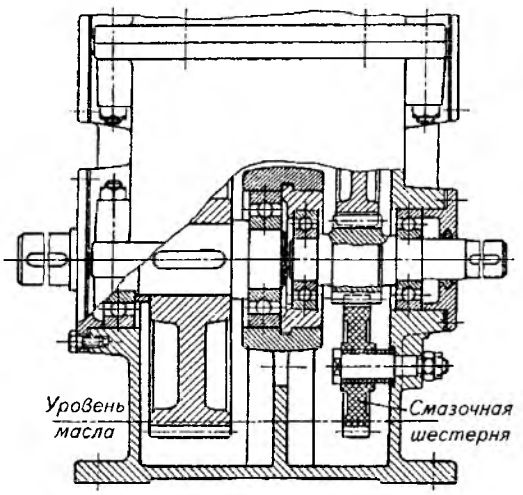
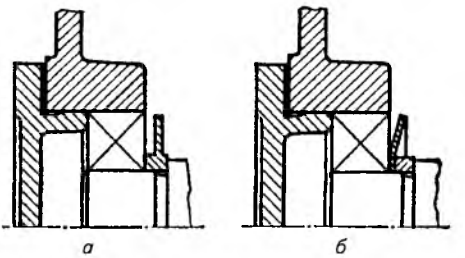
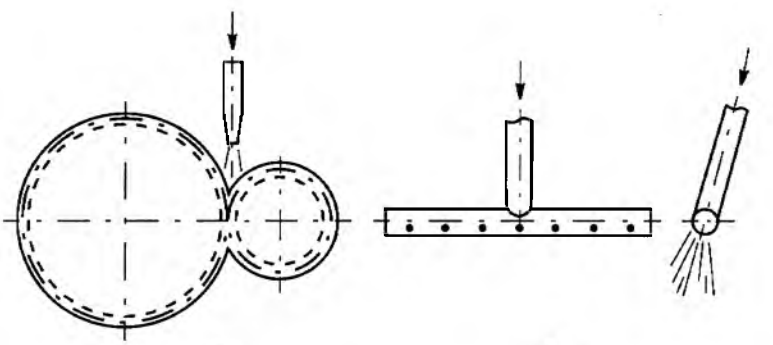


Рис. 13.31. Смазочная шестерня из текстолита



а *б*

Рис. 13.32. Варианты установки маслоотражающих колец



а *б*

Рис. 13.33. Циркуляционное смазывание

rusautomobile.ru

обеспечивалось смазывание всех трущихся поверхностей.

По способу подвода масла к зацеплению различают картерную и циркуляционную смазочные системы.

Картерная смазочная система. При картерном смазывании масло заливают в корпус редуктора или коробки передач так, чтобы зубчатые и червячные колеса окунались в масло минимум на высоту зуба, а червяк (расположенный внизу) — на высоту витка, но не выше центра нижнего тела качения подшипника. Если условия нормальной работы подшипников не позволяют погружать червяк в масло, то применяют брызговики, забрасывающие масло на червячное колесо (рис. 13.29); в реверсивных передачах устанавливают брызговики с двух сторон от червяка. Такую систему применяют для смазывания зубчатых передач, если окружная скорость в зацеплении не превышает 12 м/с, а в зацеплении червячных передач — при окружной скорости червяка до 10 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой. При определении нижнего уровня масла необходимо учитывать, что в процессе работы масло разбрызгивается колесами, покрывая поверхность всех деталей, находящихся внутри корпуса, а следовательно, уровень масла понижается.

Зубья конических колес погружают в масло на всю длину. В многоступенчатых редукторах при окружной скорости $v \geq 1$ м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени (рис. 13.30, *а*). При $v < 1$ м/с в масло должны быть погружены колеса всех ступеней передачи (рис. 13.30, *б*). Однако часто не удается погружать в смазку зубья всех колес, так как для этого необходим очень высокий уровень масла, что может привести к слишком большому погружению колеса тихоходной ступени и даже подшипников в масло. В этих случаях применяют смазочные шестерни (рис. 13.31) или другие устройства.

В косозубых передачах масло выжимается зубьями в одну сторону, а в червячных редукторах червяк, погруженный в масло, гонит масло к подшипнику. В том и другом случае для предотвращения обильного забрасывания масла перед подшипниками устанавливают маслозащитные кольца (рис. 13.32).

При смазывании окунанием объем масляной ванны редуктора принимают из расчета ~0,5...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Объем масляной ванны можно регулировать расстоянием от колеса до дна редуктора.

Циркуляционная смазочная система. Такую систему применяют при окружной скорости $v \geq 8$ м/с. Масло из картера или бака подается насосом в места смазывания по трубопроводу через сопла (рис. 13.33, *а*) или при широких колесах — через коллекторы (рис. 13.33, *б*). Возможна подача масла от централизованной смазочной системы, обслуживающей несколько механизмов.

Контрольные вопросы и задания

1. От чего зависят конструкция и способ изготовления зубчатого колеса. Назовите преимущества одного способа перед другим. 2. Когда изготовляют вал и шестерню отдельно, а когда вместе? В чем состоят преимущества и недостатки одного и другого способов. 3. Как определить форму и размеры элементов зубчатых колес? 4. Когда необходимо предусмотреть на валу буртик, к которому будет прижиматься колесо? 5. Перечислите способы соединения венца и центра в червячных колесах? 6. Для чего предназначен корпус и каким требованиям он должен отвечать? Перечислите материалы, используемые для изготовления корпусов. 7. В чем преимущества и недостатки различных типов корпусов? 8. Для чего нужна смазка и как правильно спроектировать систему смазки? 9. Как проводить замену масла и контроль его уровня? 10. Перечислите способы смазывания и основные критерии для выбора системы смазки.

rusautomobile.ru

Глава 14
КОМПОНОВКА ПРИВОДА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМ

14.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОМПОНОВКЕ ПРИВОДА

Машины сельскохозяйственного назначения, как уже было сказано в главе 1, подразделяют на мобильные и стационарные. Привод мобильных машин обеспечивается, как правило, от двигателя внутреннего сгорания. В стационарных машинах чаще всего используют электропривод.

Для выполнения многообразных технологических процессов и приведения в действие рабочих органов в машинах применяют преимущественно ременные и цепные передачи, так как ведущий и ведомый валы находятся порой на значительных расстояниях один от другого. Шкивы и звездочки устанавливают, как правило, консольно на рабочих валах. Расположение валов обусловлено размещением рабочих органов и конструкцией машины. Опоры валов — корпуса подшипников устанавливают на несущие уголки рамной конструкции машины или используют фланцевое крепление. Так, на рис. 14.1. корпуса подшипников вала режущего барабана дробилки КДУ-2 закреплены на боковой несущей стенке.

Общий вид привода стационарной унифицированной вакуумной установки для машинного доения показан на рис. 14.2. Установка имеет обособленную раму, электродвигатель, вакуумный ротационный насос и клиноременную передачу.

В классическом представлении привод стационарной машины состоит из электродвигателя, редуктора, соединительной муфты, передачи гибкой связью (ременной или цепной) и сварной рамы.

Электродвигатель может соединяться с редуктором непосредственно через муфту или с помощью ременной передачи. Компоновка привода в этих случаях существенно различается. Габариты привода зависят от схемы компоновки агрегатов. Компоновка может быть линейной, Г-образной, Т-образной, П-образной. В зависимости от расположения площадок крепления узлов привода по высоте раму изготовляют плоской или ступенчатой. Вариант компоновки обусловливает конфигурацию, габариты привода и конструкцию рамы. При изготовлении сварных рам используют швеллеры, уголки и двутавры.

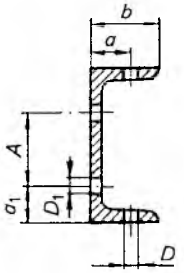
Для выбора номера профиля следует использовать рекомендации табл. 14.1, 14.2. По диаметру отверстия для болта крепления редуктора к раме назначают номер профиля и уточняют координаты отверстий (рисунки к табл. 14.1, 14.2). Продольная жесткость рамы считается достаточной, если выполняется соотношение высоты и длины продольных балок $H/l \geq 1/8...1/10$. При наличии в приводе ременной передачи в случае невыполнения рекомендуемого соотношения следует увеличить номер профиля, так как рама имеет характерно вытянутую форму.

Если для установки элементов привода применяют уголки, номер профиля назначают также по диаметру отверстия в корпусе опорного подшипника вала. Расположение отверстий на профиле показано на рисунке к табл. 14.2.

Для выполнения компоновки привода необходимо иметь размеры элект-

rusautomobile.ru

14.1. Размещение отверстий под заклепки и болты в заготовках из швеллеров (по МН 1387—60 и ГОСТ 11284—75*) и размеры, мм

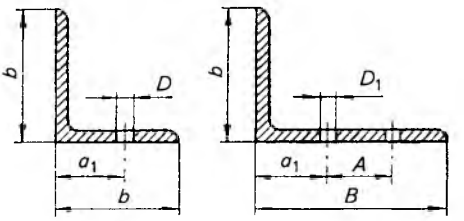


№ профиля	Размеры полки, мм			Размеры стенки, мм		
	b	a	D	A	a_1	D_1
5 6,5	32 36	20	9	—	—	—
8	40	25	11	—	—	—
10 12	46 52	30		34	33	9,0*
			17	44	38	13,0
14 14а	58 62	35		56	42	15,0*
16	64		20	60	50	17,0*
16а 18	68 70	40		70	55	20
18а 20	74 76	45	24	80	60	24
20а 22 22а 24	80 82 87 90	50	26	90	65	226
				110		
24а 27	95	60		130	70	
30 33	100 105			160		
				190		
36 40	110 115	70		210	75	
				250		

Примечания. 1. При использовании заклепок номинальные диаметры отверстий D_1, отмеченные звездочкой, можно увеличить на 2 мм. 2. Размеры a, a_1, A, D и D_1 предусматривают применение болтов с шестигранной головкой по ГОСТ 7798—70* и болтов с шестигранной головкой для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817—80*, заклепок стальных с полукруглой головкой для плотнопрочных швов по ГОСТ 10301—80* и заклепок стальных с потайной головкой для прочных и плотнопрочных швов по ГОСТ 10300—80*. 3. Предельные отклонения размеров a, a_1, A, D и D_1 назначают индивидуально в зависимости от точности стальных конструкций и условий изготовления последних.

rusautomobile.ru

14.2. Размещение отверстий под заклепки и болты в заготовках из прокатной угловой стали (МН 1387—60 и ГОСТ 11284 —75*) и размеры, мм



b; B	Однорядное расположение отверстий		Двухрядное расположение отверстий					
			цепное			шахматное		
	A	$D_{наиб}$	a_1	A	$D_{наиб}$	a_1	A	$D_{наиб}$
20	13	4,5	—	—	—	—	—	—
25	15	5,5						
28		6,6						
32	18							
36	20	9,0						
40	22	11,0						
45	25							
50	30	13,0	18	22	6,6	18	20	6,6
56				25				
63	35	17,0	20	32	9,0	20	28	9
70	40	20	25			25		
75	45	22	28			30	35	11,0
80								
90	50	24,0	30	40	11,0		40	13
100	55		35			40		
110	60	26,0		55	15		45	15,0
125	70		45			55	35	24
140	—	—		70	20,0	60	40	26
160			55	75	22		70	24
180				90	26,0	65	80	26,0
200			70			80		
220						90	90	
250			80	110	30,0	100		30,0

Примечания. 1. При установке заклепок в два ряда в цепном порядке для всех уголков (кроме уголков с шириной полки 125 и 140 мм) размеры A, a_1, D и D_1 допускается принимать такими же, как при шахматном расположении. 2. При стыковании профилей двух уголков размеры A, a_1, D и D_1 определяют индивидуально в соответствии с требованиями на изготовление стальных конструкций.

rusautomobile.ru

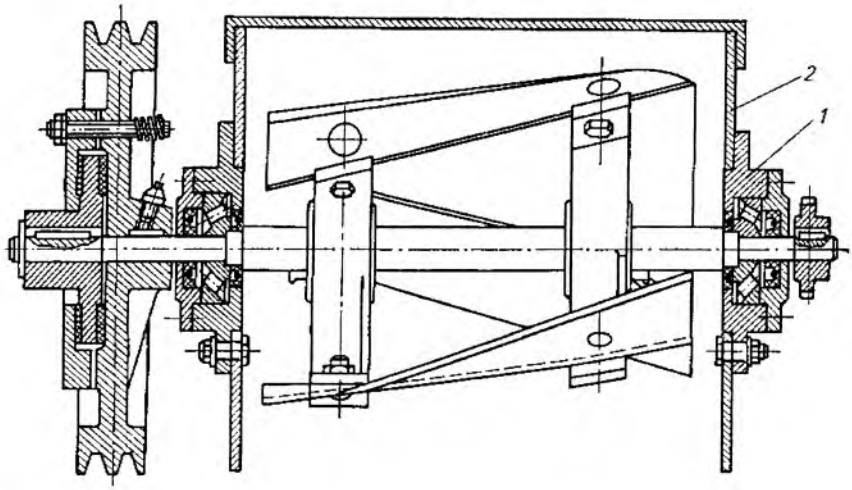


Рис. 14.1. Фланцевое крепление корпуса подшипника вала барабана КДУ-2:

1 — корпус подшипника; *2* — стенка

родвигателя, редуктора и соединительной муфты, а также завершенный расчет передачи гибкой связью.

Электродвигатель подбирают из каталога по величине потребляемой мощности при определенной частоте вращения (см. приложения 1, 2, 3).

Редуктор проектируют в соответствии с исходными данными или выбирают стандартный. Для выбора стандартного редуктора необходимо знать его тип, передаточное число и вращающий момент на выходном валу.

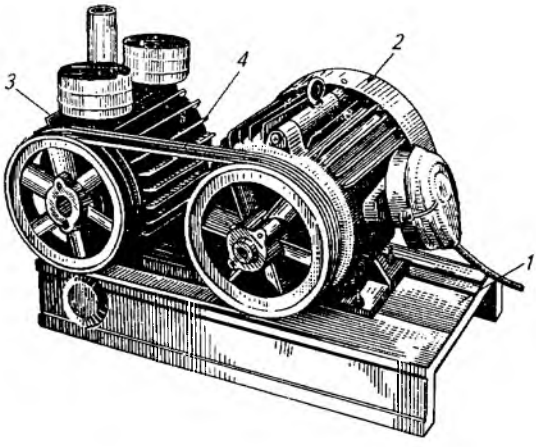


Рис. 14.2. Привод вакуумной установки:

1 — рама; 2 — двигатель; *3* — вакуум-насос; *4* — ремень

Муфту выбирают по заданному типу, диаметру соединяемых валов, убедившись при этом, что допустимый вращательный момент муфты выше вращательного момента соединяемых валов. Типы муфт и их характеристики представлены в параграфе 15.2.

Чертеж привода выполняют на листе формата А1, как правило, в масштабе 1 : 2, 1 : 2,5 или 1 : 4 в двух проекциях и оформляют как сборочный чертеж. Примеры выполнения чертежей компоновки привода электродвигатель — муфта—редуктор представлены на рис. 14.3, а на рис. 14.4 электродвигатель соединен с редуктором через ременную передачу. Буквенные обозначения заимствованы из латинского алфавита. Габарит по длине обозначен через L, а все остальные размеры в этом направлении через l (строчное) с индексом. Такой же принцип применен для обозначения размеров соответственно по ширине B и высоте H.

Электродвигатели специального исполнения могут иметь выходы вала на обе стороны. Такие двигатели без необходимости применять не следует. Размеры электродвигателей даны в приложении 2. Размеры многих элементов электродвигателей не указаны, поэтому их можно определить, используя метод пропорций. Выходной конец вала имеет упорный буртик, диаметр которого

rusautomobile.ru

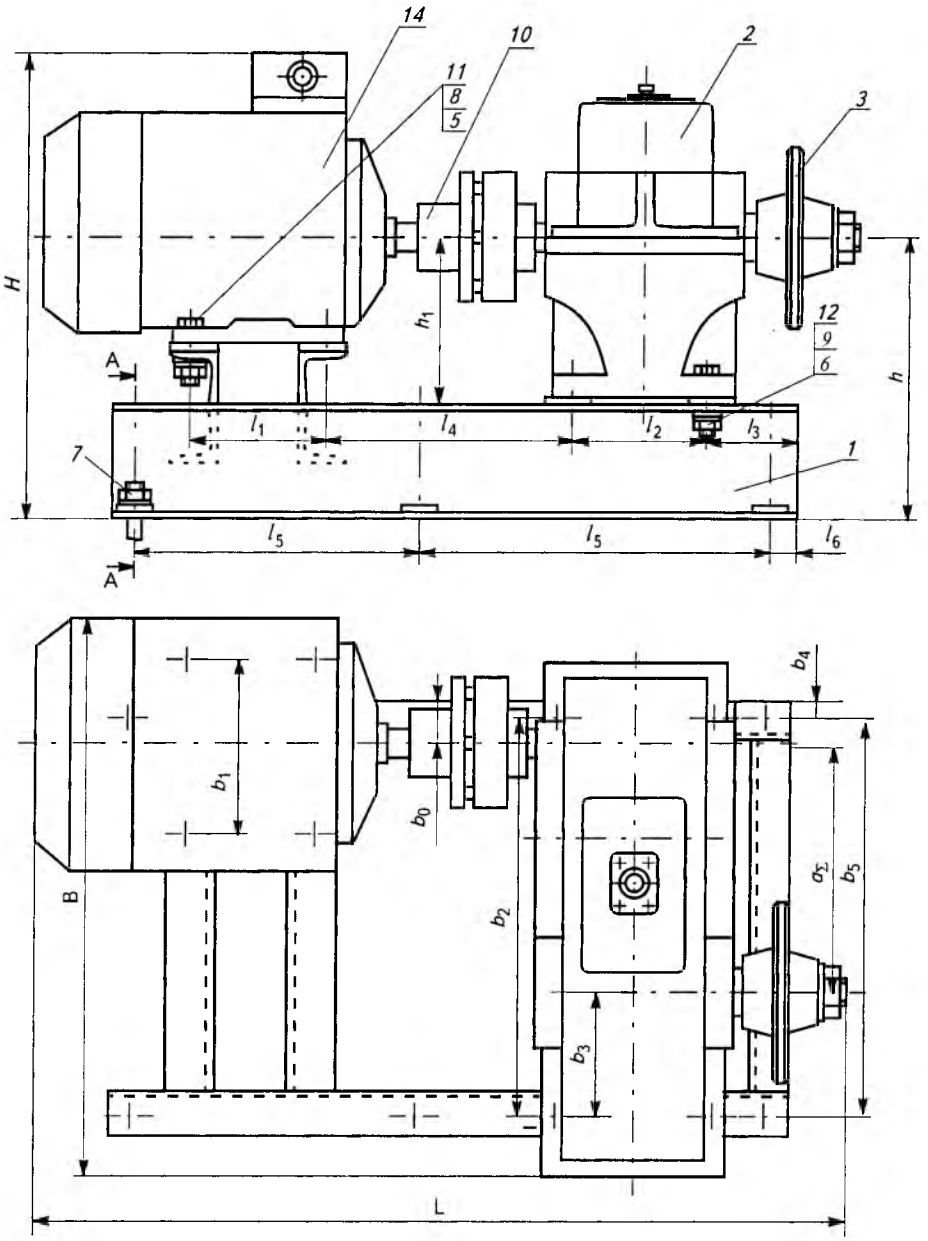


Рис. 14.3. Привод с редуктором Ц2У. Пример оформления чертежа со спецификацией (спецификацию см. на с. 259, 260)

можно принимать на (0,15...0,1) *d* больше, чем посадочный диаметр. Нижняя плоскость основания электродвигателя находится от оси вращения вала на расстоянии *h*, значение которого приведено в таблице каталога и также входит в обозначение двигателя. Элементы лап электродвигателя наносят приблизительно, зная их толщину и диаметр отверстия *d* под болт крепления. Полагая, что запас металла при сверлении отверстия должен быть не менее половины диаметра сверления, то можно принимать расстояние до края лапы от оси отверстия равным 1,5*d*. Корпус электродвигателя имеет форму цилиндра

rusautomobile.ru

диаметром D, но следует иметь в виду, что этот размер дан по внешней поверхности ребер. В нижней части корпуса ребер охлаждения нет, поэтому линия корпуса находится выше опорной плоскости лап. Высота электродвигателя определяется размером коробки для токоподвода.

14.2. СОЕДИНЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА ЧЕРЕЗ МУФТУ

Рассмотрим такое соединение на примере привода с цилиндрическим редуктором типа Ц2У. Перед началом эскизной компоновки привода необходимо определиться с масштабом изображения. Примерный габарит привода по длине L складывается из габаритов электродвигателя и редуктора. Размер H определяют по наиболее удаленной от основания рамы точке двигателя или редуктора. Положение ее зависит от габарита по высоте двигателя или редуктора, а также от высоты профиля рамы. Чаще всего сварную раму изготовляют из швеллеров, номера которых определяют в зависимости от диаметра отверстия под болт крепления редуктора к раме (см. табл. 14.1).

Габарит по ширине B равен сумме размеров половины диаметра корпуса электродвигателя, суммарного межосевого расстояния редуктора a_Σ и расстояния от оси тихоходного вала до крайней точки корпуса редуктора.

Проекции привода располагают в соответствии с классическими правилами: в верхней части листа «фасадный вид»; в нижней части листа «вид сверху». Основная надпись (угловой штамп) может быть расположена как относительно длинной стороны формата, так и относительно короткой, но ее положение должно быть *обязательно согласовано с главной проекцией — фасадом привода.*

Определившись с масштабом изображения и положением проекций на листе, приступают к непосредственному исполнению эскизной компоновки, которая в дальнейшем превратится в сборочный чертеж. Пример исполнения сборочного чертежа аналогичного привода приведен на рис. 14.3.

На листе формата А1 наносят рамку и границы основной надписи (углового штампа).

Компоновку в тонких линиях начинают с фасадной проекции. Желательно определить предварительные габариты привода по длине и номер продольного швеллера рамы. Наносят ось вращения электродвигателя и быстроходного вала редуктора. На оси откладывают габарит по длине электродвигателя. Вычерчивают конец вала электродвигателя, отложив диаметр вала d_1 и длину посадочного участка l_1. Отложив расстояние от буртика вала до отверстий крепления двигателя к раме, наносят их координаты.

Торцевая плоскость конца быстроходного вала редуктора должна отстоять от вала электродвигателя на расстояние, определяемое конструкцией муфты. Поэтому необходимо нанести контур муфты, соблюдая взаимное положение полумуфт и валов двигателя и редуктора.

Зная положение торца быстроходного вала редуктора, вычерчивают контур редуктора, обратив внимание на размеры выходных концов валов и их удаление от отверстий крепления редуктора к раме. При отсутствии размеров отдельных элементов корпуса редуктора их размеры также определяют методом пропорций.

Компоновка вида сбоку дает возможность определить примерный габарит привода по длине L и уточнить длину рамы.

При наличии в приводе цепной передачи на выходном валу редуктора вычерчивается звездочка. Конструкции звездочек приведены в подразделе 8.4.

14.3. СОЕДИНЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА С ПОМОЩЬЮ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для выполнения компоновки привода по этой схеме также необходимо иметь размеры электродвигателя, салазок, редуктора, муфты тихоходного

rusautomobile.ru

вала редуктора и завершенный расчет ременной передачи.

Салазки под электродвигатель служат для его перемещения с целью натяжения ремня. Конструкция салазок и их размеры приведены в табл. 7.11.

Салазки выбирают по болту крепления электродвигателя, размер болта которого приведен в приложении 2. Болт крепления электродвигателя назначают по диаметру отверстий d_3 в лапах. Например, для электродвигателя 4А112М диаметр отверстия $d_3 = 12$ мм. Диаметр болта должен быть меньше, чтобы он свободно входил в отверстие. Меньший размер М10 из стандартного ряда метрических резьб.

Положение электродвигателя на салазках должно быть таким, чтобы по мере вытяжки ремня в процессе эксплуатации можно было регулировать его натяжение, перемещая электродвигатель с помощью упорных винтов салазок. Между упором салазки и лапой электродвигателя первоначально должно быть расстояние, примерно равное диаметру упорного винта салазки d_2, чтобы иметь больший запас перемещения при натяжении ремня. Толщину упора также можно принимать равной диаметру резьбы. Внешний размер по лапам электродвигателя равен примерно сумме размеров межцентрового расстояния между отверстиями в лапах электродвигателя и удвоенного расстояния от оси отверстия крепления электродвигателя до внешней поверхности лапы ($\sim 1{,}5d_3$, где d_3 — диаметр отверстия в лапе электродвигателя).

Перед началом эскизной компоновки следует определиться с масштабом изображения, для этого устанавливают примерные габариты привода.

Габарит по длине L (см. рис. 14.4) равен сумме размеров межосевого расстояния ременной передачи a, расстояния от оси вращения электродвигателя до внешнего края салазок и расстояния от оси быстроходного вала редуктора до его крайней точки или до крайней границы муфты, установленной на тихоходном валу редуктора.

В зависимости от типа редуктора габарит по ширине B диктует соответствующий размер редуктора или электродвигателя по длине. Габарит B уточняют после вычерчивания в плане видимых участков рамы.

Габарит по высоте H может быть обусловлен высотой редуктора или размером ведомого шкива, устанавливаемого на быстроходный вал, с учетом высоты рамы.

Номер профиля швеллера назначают по диаметру отверстия в лапах редуктора, но при этом высота швеллера должна быть не меньше 1/10 длины рамы. Ременная передача позволяет компенсировать разность по высоте осей вращения валов электродвигателя и редуктора, что дает возможность сваривать раму из швеллеров одного номера и в одной плоскости с применением платиков.

На листе формата А1 с учетом выбранного масштаба и габаритных размеров L, H и B определяют участки под проекции фасада и плана привода. Примерное расположение и оформление проекций приведено на рис. 14.4.

В первую очередь прорабатывают фасадную проекцию. Наносят линии основания и верхней плоскости рамы с учетом толщины платиков (приблизительно 5 мм). Затем, используя расчетное межосевое расстояние ременной передачи и высоту салазок, наносят центры вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора. Из полученных центров проводят окружности шкивов ременной передачи, вала, ступицы и внутренней поверхности обода. При диаметре шкивов $D > 350$ мм их проектируют со спицами, а при $350 \geq D > 150$ мм диск шкива выполняют с отверстиями. Соотношение размеров элементов шкивов приведено в параграфе 7.4.

Используя справочные данные размеров по маркам выбранного электродвигателя, редуктора, салазок, муфты, вычерчивают контуры и некоторые конструктивные особенности этих узлов.

На виде сверху (в плане) наносят оси вращения валов электродвигателя и редуктора. Вычерчивают ременную передачу и, используя координаты посадочных мест окончаний валов относительно двигателя или редуктора, вычерчивают эти узлы, а также видимые элементы салазок, муфту тихоходного вала.

rusautomobile.ru

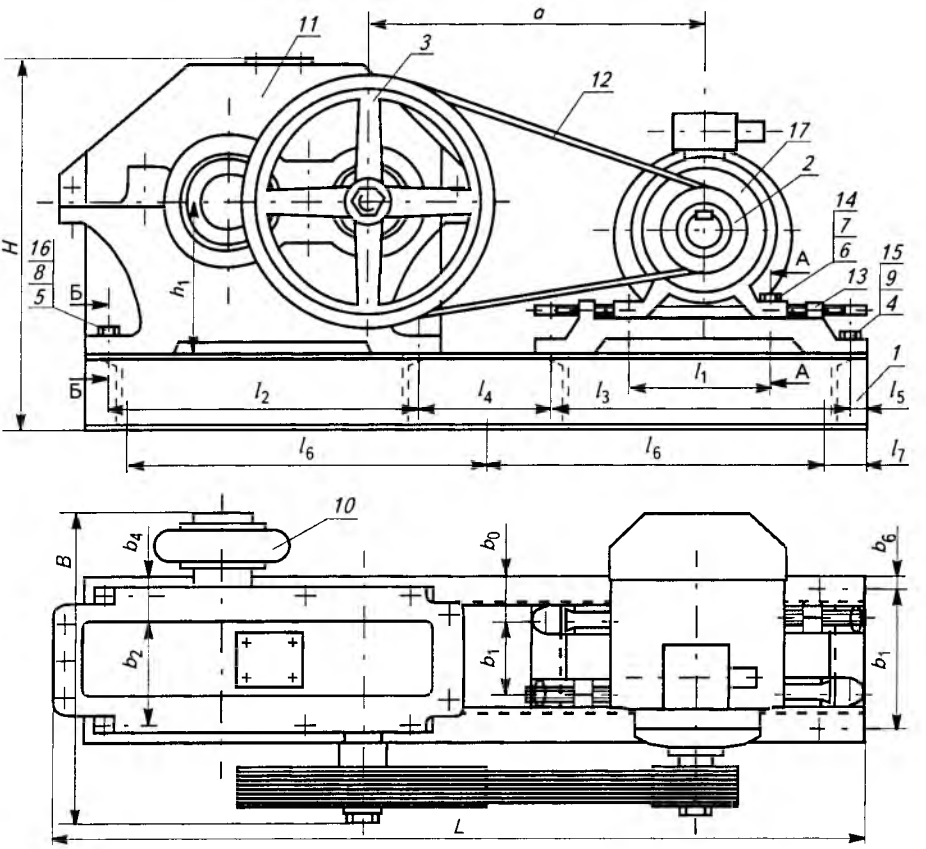


Рис. 14.4. Привод с ременной передачей (спецификацию оформляют так же, как для рис. 14.3):
1 — рама; *2* — ведущий шкив; *3* — ведомый шкив; *4, 5, 6* — болты; *7, 8, 9* — гайки; *14, 15, 16* — шайбы; *10* — муфта; *11* — редуктор; *12* — ремень, *13* — салазки

Салазки снабжены упором с винтом только с одной стороны. Их устанавливают таким образом, чтобы они были расположены по диагонали. Один винт обеспечивает натяжение ремня, второй препятствует разворачиванию двигателя от силы натяжения ремня.

14.4. КРЕПЛЕНИЕ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ И УЗЛОВ НА РАМЕ

Крепление рамы к фундаменту осуществляют за нижнюю полку швеллера или за верхнюю, пропуская фундаментный болт через обе полки.

Число и диаметр фундаментных болтов выбирают по рекомендациям в табл. 14.3. Диаметр фундаментного болта должен быть не меньше диаметра болта крепления редуктора к раме. Длина участка болта, заливаемого в фундаменте для надежного соединения с бетоном, должна быть равна 15... 20 диаметров резьбы. Для компенсации уклона внутренней поверхности полки швеллера при креплении за нижнюю полку приваривают косую шайбу (рисунок к табл. 14.4), параметры которой выбирают из таблицы 14.4. Шайбу можно устанавливать под болт как отдельную деталь или приваривать на раму.

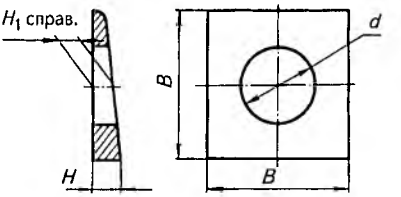
Варианты крепления рамы за нижнюю полку показаны на рис. 14.5, *а*; за верхнюю полку — на рис. 14.5, *б*, *в*, *г*. В случае, когда фундаментный болт проходит через обе полки, при затяжке гайки возможна деформация полок швеллера, поэтому с целью увеличения жесткости между ними вваривают отрезки полосы, уголка или втулки (варианты *а*, *б*, *в* на рис. 14.5).

rusautomobile.ru

14.3. Рекомендуемые значения диаметра и числа фундаментных болтов

Параметр	Длина рамы, мм			
	до 500	500...700	700...1000	1000...1500
Длина фундаментных болтов, мм	14	16	20	24
Число фундаментных болтов	4	4	6	8

14.4. Шайбы косые (ГОСТ 10906—66) для швеллеров и двутавровых балок



Диаметр болта, мм	d, мм	B, мм	H_1 (справочный размер), мм	Номер швеллера (ГОСТ 8240—89)	Номер балки двутавровой (ГОСТ 8239—89)
8	8,4	16	4,9	5	—
10	10,5	20	5,1	8	14
12	12,5	30	5,7	12	20а
14	14,5	30	5,7		
16	16,5	40	6,2	16	24а
18	18,5	40	6,2		
20	21,0	40	6,2	18а	27а
22	23,0	50	6,8		
24	25,0	50	6,8	22	50
27	28,0	50	6,8		60

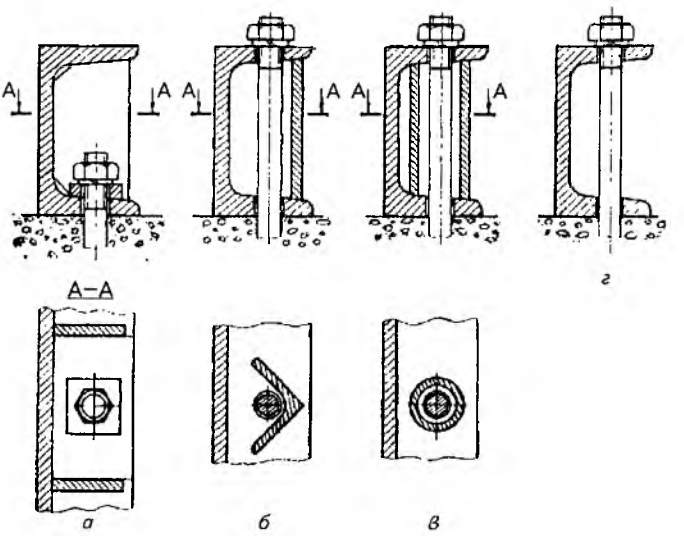


Рис. 14.5. Способы крепления рамы к фундаменту и варианты усиления жесткости швеллера:

а — за нижнюю полку с вваренными для жесткости швеллера отрезками полос; *б* — усиление жесткости отрезком уголка; *в* — усиление жесткости отрезком трубы; *г* — без усиления

rusautomobile.ru

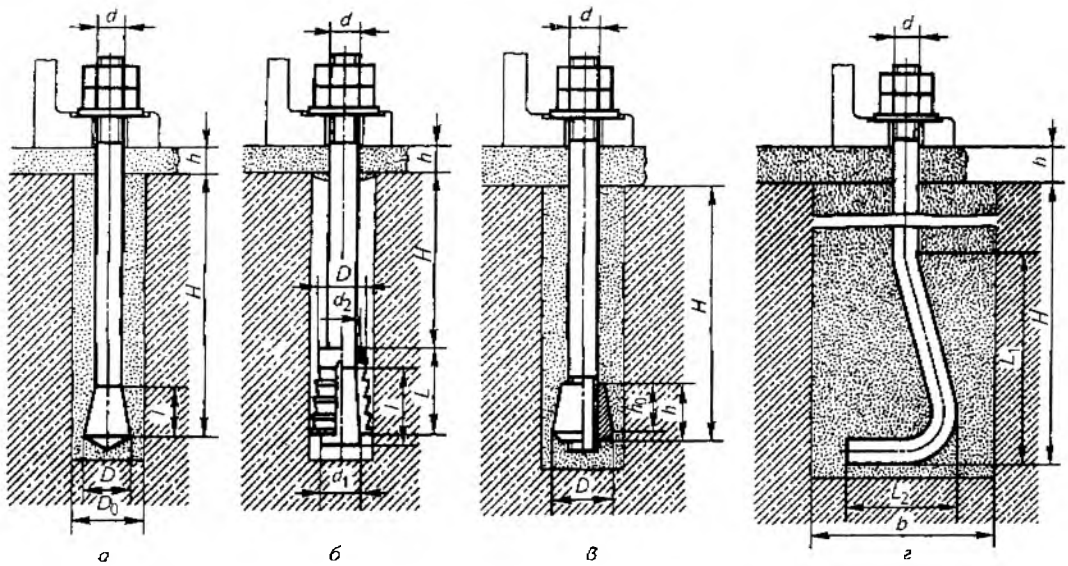


Рис. 14.6. Конструкции фундаментных болтов:

а — с утолщением на конце в виде обратного конуса; *б* — с самозаклинивающей цангой; *в* — с конусной гайкой; *г* — болт с изогнутым окончанием

Конструкция наиболее распространенных фундаментных болтов приведена на рис. 14.6. Болт типа *а* имеет конический конец, типа *б* снабжен дополнительной цанговой втулкой, а на болт (шпилька) типа *в* навинчена гайка конической формы. Болты этих типов устанавливают в отверстия в фундаменте, засыпают цементом марки 300 или выше, который уплотняют ударами молотка по трубке. Зачеканенный таким способом цемент поливают водой ежедневно в течение трех суток. После десяти суток можно устанавливать оборудование. Размеры элементов фундаментных болтов приведены в табл. 14.5; 14.6; 14.7.

14.5. Размеры фундаментных болтов типа *а* (см. рис. 14.6, *а*), мм

d	*D*	*l*	*H*	D_0
M16	26	28	160...200	30...40
M20	32	34	200...250	40...50
M24	39	41	250...300	50...60

Простейший фундаментный болт типа *г* (см. рис. 14.6, *г*) с изогнутым концом имеет соотношения в зависимости от диаметра *d*: глубина заложения $H \approx 20d$; $L_1 = 8d$; $L_2 = 4d$; $b = (6...8)d$.

14.6. Размеры фундаментных болтов типа *б* (см. рис. 14.6, *б*), мм

d	*D*	d_1	d_2	*L*	*l*	*H*
M16	24	22	17	45	36	160
M20	30	28	21	60	48	240
M24	34	34	25	75	60	320

14.7. Размеры фундаментных болтов типа *в* (см. рис. 14.6, *в*), мм

d	*D*	*h*	h_0	*H*
16	29	32	28	160...200
20	35	40	34	200...250
24	42	48	41	250...300

На рис. 14.7 представлены конструкции стандартных фундаментных болтов. Болт типа I предназначен для заливки в фундамент, а типа II — для сквозного крепления оборудования на перекрытии и выполнен в форме шпильки. Под шпильки и гайки болтов могут быть установлены шайбы, так называемые анкерные плиты. Размеры элементов фундаментных болтов содержит табл. 14.8, а анкерных плит — табл. 14.9, 14.10.

Способы крепления рамы к фундаменту, электродвигателя и редуктора к

rusautomobile.ru

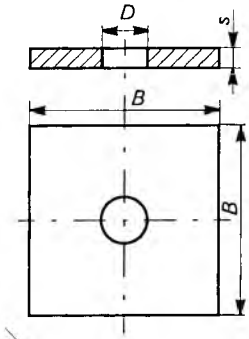
14.8. Размеры элементов фундаментных болтов и расчетное усилие

Характеристики болтов					Тип I. Изогнутые болты d = 12...48 мм		Тип II. Болты с анкерной плитой исполнений			Параметры крепления болтов		
Номинальный диаметр резьбы d, мм	Справочный размер d_1, м	Длина нарезной части l_0, мм	Расчетная площадь поперечного сечения $A_n \cdot 10^{-2}$, мм²	Предельное расчетное усилие F, кН	$L_1 = 35d_1$, мм	l, мм	1	2	3	Длина выступающей части a, мм	Наименьшее расстояние от траверсы e, мм	Размер отверстия или проушины b для болта, мм
							d = 16... 48 мм	d = 56... 90 мм	d = 100... 140 мм			
							L_2, мм					
12	12	80	0,77	11,2	450	40	—	—	—	60	20	20
16	16	90	1,11	20,9	600	50	300	—	—	70	25	25
20	20	100	2,35	32,6	700	60	350	—	—	75	30	30
24	24	110	3,24	47,0	850	75	450	—	—	85	30	35
30	30	120	5,19	75,3	1050	90	500	—	—	95	40	50
36	36	130	7,59	110,1	1300	110	600	—	—	105	45	60
42	42	140	10,34	149,9	1500	125	700	—	—	115	50	70
48	48	150	13,80	200,1	1700	150	800	—	—	120	60	80
56	60	160	18,74	271,7	—			1000	—	130	70	90
64	70	170	25,12	364,2	—			1100	—	140	80	100
72	75	180	32,23	467,3	—			1300	—	150	90	110
80	85	190	40,87	592,6	—			1400	—	160	100	120
90	95	210	53,68	778,4	—			1600	—	180	130	140
100	105	230	67,32	976,1	—				1800	200	140	150
110	120	240	82,67	1198,7	—				2000	210	160	170
125	130	250	108,56	1574,1	—				2200	220	180	190
140	145	270	138,01	2001,1	—				2500	240	200	210

Примечание. Табл. 14.8 читать совместно с табл. 14.9 и 14.10.

rusautomobile.ru

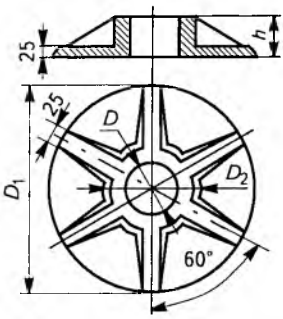
14.9. Размеры анкерных плит (см. рис. 14.7, поз. 1), мм



d	D	B	s
16	22	65	14
20	26	80	16
24	32	100	18
30	38	120	20
36	45	150	20
42	50	170	25
48	60	190	28
56	66	220	32
64	74	260	36
72	82	300	40
80	90	320	45
90	100	360	50

Примечание. *d* — номинальный диаметр шпильки.

14.10. Размеры литых анкерных плит (см. рис. 14.7, поз. 2), мм



d	D	D_1	D_2	h
100	135	625	220	130
110	145	650	230	135
125	165	675	240	135
140	185	700	290	145

Примечания. 1. Литые анкерные плиты изготовляют из чугуна СЧ15 (по ГОСТ 1412—85). 2. *d* — номинальный диаметр резьбы шпильки.

раме должны быть представлены на сборочном чертеже привода сечениями в масштабе М 1 : 1. Примеры подобных сечений и способов крепления показаны на рис. 14.8 и 14.9. Крепление электродвигателя и редуктора осуществляется болтами, подобранными по диаметрам отверстий в их корпусах с применением косых шайб для компенсации уклона внутренней поверхности полки швеллера.

При установке электродвигателя на салазках болты крепления располагают гайкой вверх (вариант *а*). Головка болта при этом в теле салазки не имеет возможности проворачиваться. Продольные пазы салазок позволяют при помощи упорных винтов при незатянутых гайках перемещать двигатель.

Крепить редуктор, двигатель непосредственно к раме можно с помощью болта (вариант *б*) или винта (вариант *в*).

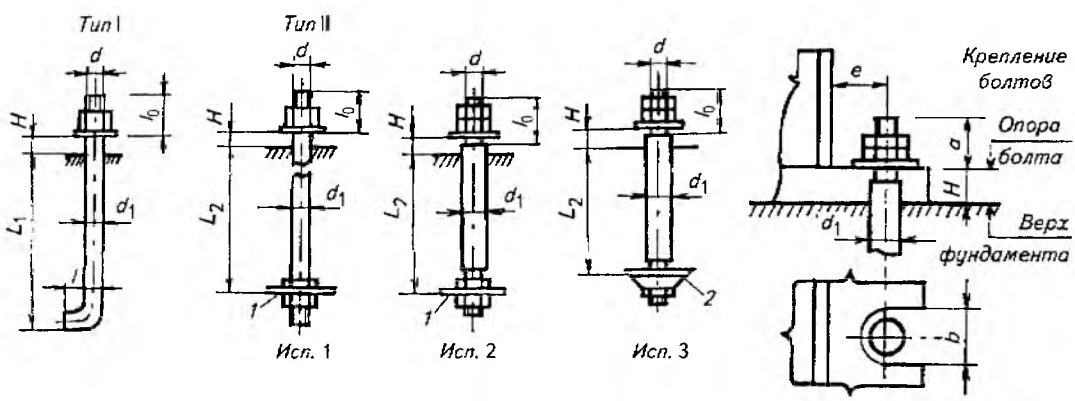


Рис. 14.7. Основные размеры фундаментных болтов из стали ВСт3кп2 (по ГОСТ 24379.0—80* и ГОСТ 24379.1—80)

rusautomobile.ru

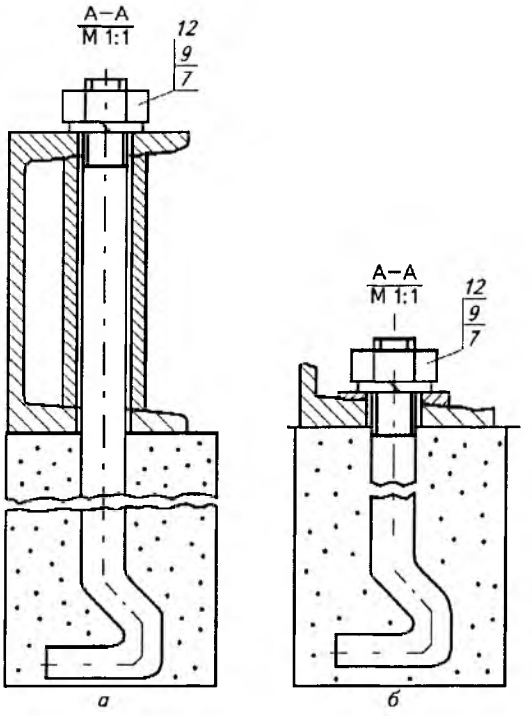


Рис. 14.8. Варианты выносных сечений крепления рамы к фундаменту:

а — сквозное крепление за верхнюю полку; *б* — за нижнюю полку (см. рис. 14.3)

Применение болтового соединения проще, так как необходимо только просверлить отверстие большего диаметра, чем болт, а в варианте *в* требуется предварительно приварить косую шайбу увеличенной толщины к внутренней поверхности полки швеллера, затем просверлить и нарезать резьбу. Резьба четко фиксирует положение винта, тем самым ограничивает возможность относительного перемещения агрегатов при монтаже, зато при затягивании винта отпадает необходимость удерживать гайку от проворачивания.

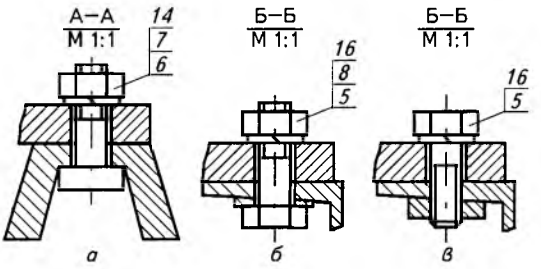


Рис. 14.9. Варианты крепления:

а — лапы двигателя к салазкам (см. рис. 14.4); *б* — редуктора (двигателя) к раме болтом (см. рис. 14.4); *в* — винтом

14.5. РАЗМЕРЫ НА ЧЕРТЕЖЕ ПРИВОДА

Размеры на сборочный чертеж общего вида наносят в соответствии с требованиями ЕСКД. На сборочном чертеже должны быть указаны размеры (например, на рис. 14.3):

габаритные, L, B, H — это расстояния между крайними точками изделия соответственно по длине, ширине и высоте;

установочные, b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, l_1, l_2, l_3 и т. д. — размеры, обусловливающие взаиморасположение узлов;

присоединительные — размеры, обеспечивающие соединение узлов с последующими узлами или машиной; например: размеры выходных концов валов редукторов, электродвигателя (на общем виде привода не проставлены);

посадочные — размеры ответственных сопряжений, точность которых необходимо обеспечить при выполнении чертежей деталей (здесь отсутствуют).

Пример нанесения размеров в буквенном обозначении показан на чертеже общего вида (см. рис. 14.3 и 14.4).

14.6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА НА СБОРОЧНОМ ЧЕРТЕЖЕ

Текстовую часть на сборочном чертеже помещают над угловым штампом, не выходя за левую его границу, а отступив 5 мм от нее. Нижняя граница текста должна находиться на расстоянии 15...20 мм от верхней линии углового штампа. Если невозможно поместить весь текст над угловым штампом, продолжают его слева от углового штампа. Технические требования располагают первыми, а затем техническую характеристику, сопровождая заготовками «Технические требования»; «Техническая характеристика». При отсутствии технических требований заголовок «Техническая характеристика» не приводят.

rusautomobile.ru

Техническими требованиями на чертеже общего вида оговаривают условия монтажа двигателя с редуктором, допустимые величины несоосности их валов. Эти условия диктует компенсирующая муфта, соединяющая валы. Так, для сборочного чертежа (см. рис. 14.3), где вал двигателя соединен с валом редуктора упругой втулочно-пальцевой муфтой, технические требования и техническая характеристика следующие:

Технические требования

1. Допустимое радиальное смещение валов 0,3 мм.
2. Допустимое угловое смещение валов до 1°.

Техническая характеристика

1. Электродвигатель 4А112МА8У3, мощность $P = 2{,}2$ кВт; частота вращения $n = 700$ мин$^{-1}$.
2. Редуктор цилиндрический двухступенчатый: передаточное число $u_р = 16$; номинальный крутящий момент на тихоходном валу $T_{тих} = 1000$ Н · м.
3. Общее передаточное число привода $U_{общ} = 32$.
4. Крутящий момент на рабочем валу привода $T_{раб} = 1630$ Н · м.
5. Частота вращения рабочего вала привода $n_{раб} = 22$ мин$^{-1}$.

14.7. СПЕЦИФИКАЦИЯ К СБОРОЧНОМУ ЧЕРТЕЖУ

Форма и порядок заполнения спецификации установлены ГОСТ 2.109—68. Выполняют спецификацию на отдельных листах формата А4. В графе «Наименование» указывают разделы: «Документация», «Сборочные единицы», «Детали», «Стандартные изделия», «Прочие изделия».

Наименование каждого раздела подчеркивают, затем пропускают строку и раскрывают его содержание.

В раздел «Документация» входит сборочный чертеж, на который составляют спецификацию. Раздел «Сборочные единицы» содержит перечень сборочных единиц, входящих в привод, а раздел «Детали» — перечень деталей, которые необходимо изготовить для сборки узла.

Для перечисленного содержания разделов в графе «Обозначение» указывают кодовое обозначение наименования. Так, в приведенной на с. 259, 260 спецификации на сборочный чертеж привода к ленточному конвейеру (см. рис. 14.3) в графе «Детали» ведущая звездочка обозначена кодом ДМ175.00.00.03, который можно расшифровать так:

ДМ — шифр дисциплины, детали машин;

175 — код задания на проектирование, т. е. номер задания 17, вариант 5;

00.00 — зарезервированные номера позиций сборки и подсборки, куда могла бы входить деталь (в нашем случае звездочка входит деталью в основную сборку, поэтому промежуточные сборки отсутствуют и обозначены как нулевые);

03 — позиция детали на основной сборке.

В разделе «Стандартные изделия» указывают наименование детали, номер стандарта.

Раздел «Прочие изделия» содержит перечень деталей или узлов, которые выпускаются промышленностью, но не имеют государственного стандарта.

Графу «Обозначение» для стандартных и прочих изделий не заполняют, так как их не изготовляют, а заказывают готовыми.

Спецификация может содержать несколько листов. В этом случае основная надпись (угловой штамп) для первого и последующих листов имеет различную форму. В графе «Лист» и «Листов» указывают соответственно порядковый номер листа и число листов.

14.8. РАМЫ ПРИВОДОВ

Рамы предназначены для установки и крепления на них узлов и деталей привода: двигателя, редуктора и т. д.

В случае единичного изготовления экономически целесообразно изготавливать раму сварной, используя сортовой прокат. При выпуске пяти и более

rusautomobile.ru

Спецификация к сборочному чертежу привода (см. рис. 14.3)

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			ДМ175.00.00.00.СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1	ДМ175.00.01.00	Рама	1	
		2	ДМ175.00.02.00	Редуктор	1	
				Детали		
		3	ДМ175.00.00.03	Звездочка ведущая	1	
		4	ДМ175.00.00.04	Звездочка ведомая	1	Не показано
				Стандартные изделия		
				Болт ГОСТ 7798-70		
		5		М10×50	4	
		6		М20×60	10	
		7		Болт фундаментный М20		
				ГОСТ 24379.0-80	6	
				Гайка ГОСТ 5915-70		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ175.00.00.00			
Разраб.		Игнатов			Привод к ленточному конвейеру	Лит.	Лист 1	Листов 2
Пров.		Кирков				МГАУ 25-Э группа		
Н.контр.		Кирков						
Утв.								

rusautomobile.ru

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		8		М10	4	
		9		М20	10	
		10		Муфта МУВП 250-32-1.1-40-II.2		
				ГОСТ 21442.2-93	1	
				Шайба пружинная		
				ГОСТ 6402-70*		
		11		10	4	
		12		20	10	
		13		Цепь ПР-25.4-5670		l=1563в, не
				ГОСТ 13568-94	1	показана
		14		Электродвигатель		
				4А112МА8У3		
				ГОСТ 28330-89	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ175.00.00.00	Лист 2

rusautomobile.ru

изделий выгоднее применять литые плиты. Сварные рамы имеют технологическое преимущество. Их можно изготовить даже в небольшой мастерской, имеющей минимум технологического оборудования. Достаточно иметь в наличии необходимый прокат: швеллер, уголок, полосу (см. приложения 53—56), а из оборудования: сварочный трансформатор; сверлильный и вертикально-фрезерный станки. Изготовление литой рамы (плиты) возможно только при наличии литейного производства.

Рамы должны отвечать основным требованиям, предъявляемым к конструкциям: жесткость, прочность, технологичность изготовления, минимальная масса. При этом точность изготовления, конструкция должны обеспечить необходимое взаиморасположение узлов привода относительно друг друга.

Форма рамы зависит от схемы компоновки агрегатов. Примеры конструктивного решения рам представлены на рис. 14.10. Варианты линейной компоновки плоской рамы (рис. 14.10, *а* и *б*) отличаются тем, что для рам значительной длины можно применять дополнительные диагональные связи с целью повышения продольной жесткости. Плоская Г-образная рама (рис. 14.10, *в*) имеет меньшую металлоемкость, более компактна, но сложнее в изготовлении. Требуется дополнительная обработка короткого продольного швеллера, чтобы вварить его в поперечный.

В случае, когда необходимо поднять привод над полом, раму устанавливают на стойках (рис. 14.10, *г*). Конструкция при этом может иметь различные особенности. Стойки рамы усилены для жесткости диагональными связями.

Поперечная жесткость рамы обеспечивается достаточным числом поперечных связей, вваривaемых между продольными балками. Проектирование рамы реализуется в процессе компоновки привода. Любую раму привода можно составить из двух основных продольных и дополнительных поперечных швеллеров под болты крепления двигателя и редуктора. Желательно

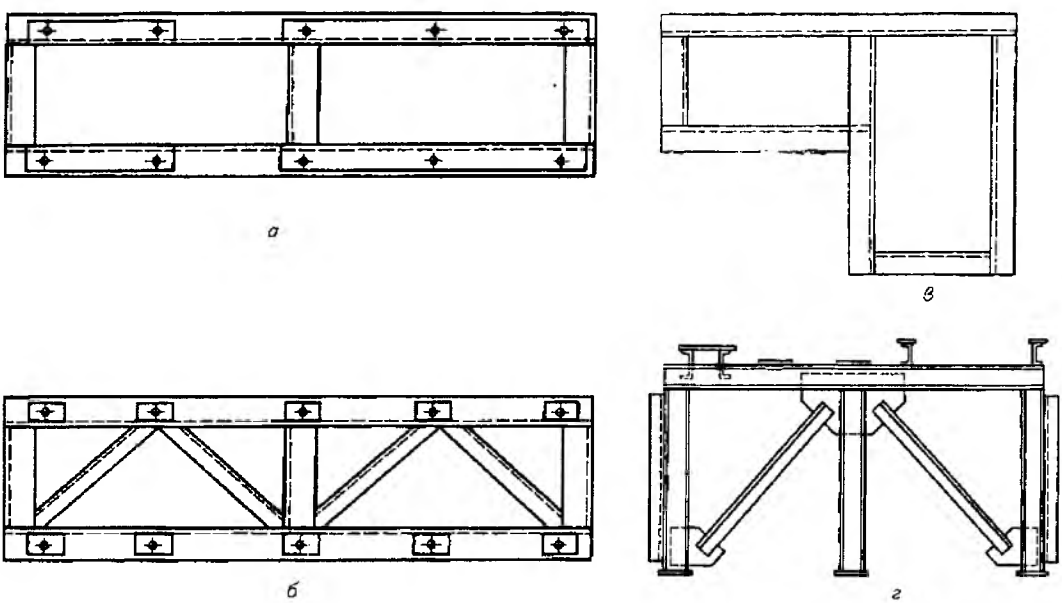


Рис. 14.10. Рамы:

а — плоская линейной компоновки; *б* — усиленная диагональными связями; *в* — Г-образная плоская; *г* — приподнятая на стойках

rusautomobile.ru

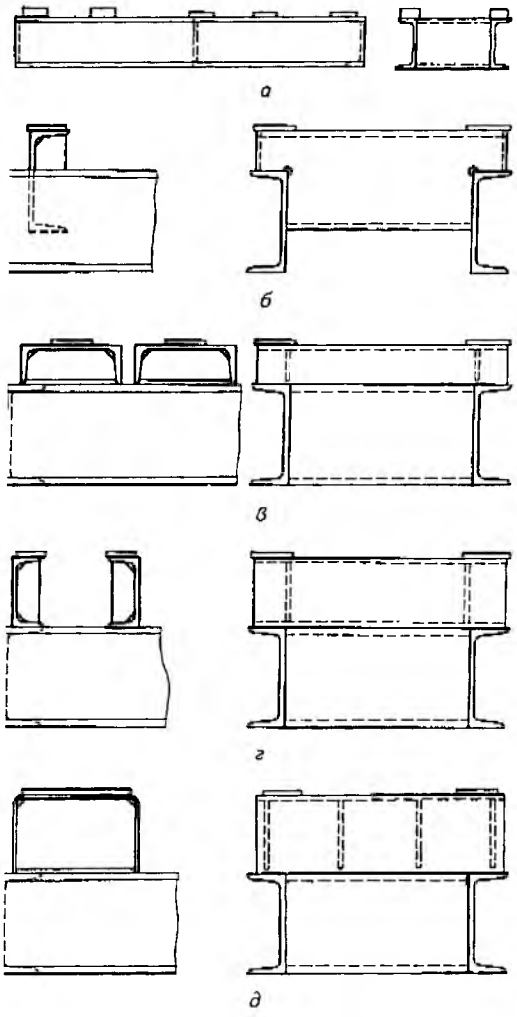


Рис. 14.11. Примеры компенсации разности высот осей вращения валов:

а — с помощью платиков; *б, в, г* — положением швеллеров и платиков; *д* — за счет гнутого короба

использовать при этом полки продольных швеллеров. В таком случае достигается рациональная компактность рамы. Расположение болтов крепления относительно полки швеллера должно соответствовать рекомендациям, изложенным в табл. 14.1, 14.2.

В местах сверления отверстий под болты крепления двигателя и редуктора приваривают платики, что позволяет профрезеровать их поверхности и добиться параллельности привалочных плоскостей двигателя и редуктора. При плоских рамах платики могут отсутствовать, а параллельности привалочных плоскостей двигателя и редуктора добиваются путем подкладывания при сборке регулировочных пластин нужной толщины.

Конструкция рамы должна обеспечить точное согласование положения двигателя относительно редуктора, обеспечив соосность валов, тем самым свести до минимума погрешность монтажа. Для компенсации несоосности соединяемых валов двигателя и редуктора применяют различного типа муфты, однако их возможности ограничены довольно малым диапазоном компенсации. Как правило, высота центра двигателя от основания отличается от подобного размера быстроходного вала редуктора. При разнице до 10 мм наваривают разные по толщине платики. В случае, когда эта разница более значительна, поперечные швеллеры крепления двигателя или редуктора смещают на нужную высоту, а также ставят дополнительные швеллеры или создают иную необходимую конструкцию. Примеры компенсации рассогласования соединяемых валов по высоте конструктивным решением приведены на рис. 14.11. Вариант *а* используют для компенсации несущественного рассогласования путем приваривания платиков разной толщины; вариант *б* дает возможность компенсировать рассогласование в гораздо большем диапазоне, вваривая швеллер на нужную высоту; варианты *в* и *г* предусматривают компенсацию дополнительным швеллером, положенным корытом вниз или поставленным на полку. В отдельных случаях для этой цели изготовляют гнутый из листовой стали короб (вариант *д*).

Следует избегать следующих ошибок при проектировании рамы: расположение отверстий под болты крепления вблизи сварных швов; установка болтов крепления в поперечных швеллерах над продольными, что может затруднить установку или даже сделать ее невозможной; установка швеллеров полками вовнутрь рамы, что исключает доступ гаечного ключа при монтаже к болтам и гайкам.

rusautomobile.ru

Чертеж рамы выполняют только после сборочного чертежа привода. Конструкция и основные размеры рамы на этом этапе уже известны. Задача чертежа рамы сводится к обеспечению выполнения основных требований монтажа узлов привода, а также надежности при эксплуатации.

Пример оформления сборочного чертежа рамы для типа привода, показанного на рис. 14.3, приведен на рис. 14.12. Чертеж рамы как сборочной единицы сопровождается спецификацией (см. с. 264). Рама предназначена для установки двигателя с двухступенчатым редуктором, сварена из швеллеров № 14. Номер профиля выбран из табл. 14.1 по диаметру отверстия 17 мм под фундаментный болт. Ось вращения вала редуктора выше, чем у двигателя, поэтому опорная плоскость прилегания двигателя смещена за счет поперечных швеллеров *2* (см. рис. 14.12) относительно продольных *1* на необходимую высоту. Рама сварена из швеллера одного номера, что сводит номенклатуру применяемого проката к минимуму. Чтобы обеспечить параллельность плоскостей *А* прилегания двигателя и *Б* редуктора, приварены платики *3* из полосы, поверхности которых затем фрезеруют, обеспечивая соосность валов двигателя и редуктора по высоте.

Жесткость рамы достигается выбором номера швеллера, а также поперечными связями *2* и *4*. Габариты рамы выбраны оптимальными: длина обусловлена компоновкой двигателя, соединительной муфты, редуктора и размещением фундаментных болтов; ширина рамы минимальна — продольный швеллер использован для установки болтов крепления редуктора;

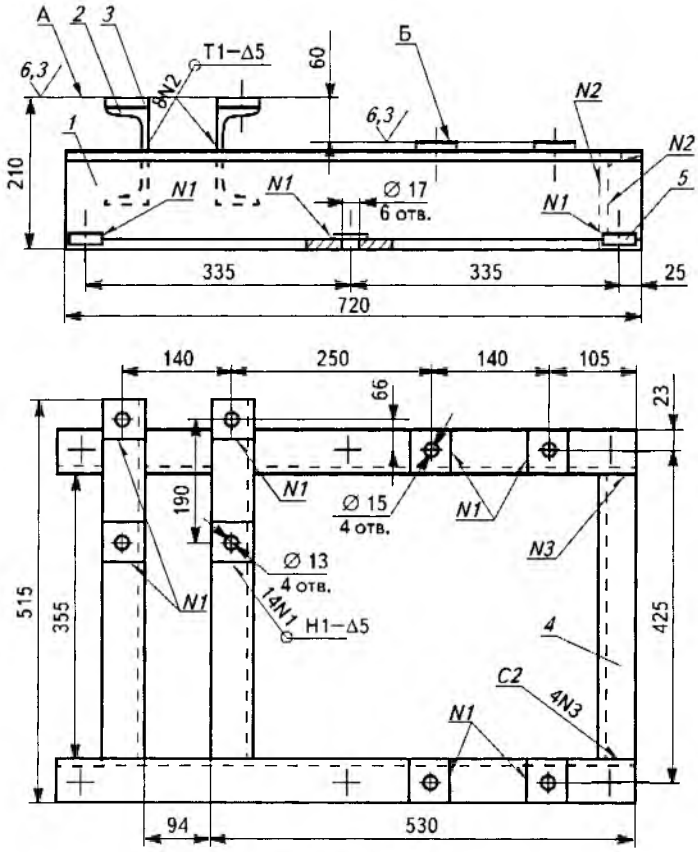


Рис. 14.12. Чертеж рамы

rusautomobile.ru

Спецификация к сборочному чертежу рамы (см. рис. 14.12)

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			ДМ 175.01.01.00 СБ	Сборочный чертеж		
				Детали		
		1	ДМ 175.01.01.01	Швеллер продольный	2	
		2	ДМ 175.01.01.02	Швеллер поперечный	2	
		3	ДМ 175.01.01.03	Платик	8	
		4	ДМ 175.01.01.04	Швеллер поперечный	1	
				Стандартные изделия		
		5		Шайба косая ГОСТ 1096-66	14	

					ДМ 175.01.01.00		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		Игнатов			Рама	Лит.	Лист. 1	Листов 1
Пров.		Курков				МГАУ 25-Э	
Н.контр.							
Утв.		Курков					

rusautomobile.ru

высота рамы зависит от выбранного номера швеллера и разности размеров осей валов двигателя и редуктора по высоте.

Крепление рамы к фундаменту предусматривается шестью болтами диаметром 16 мм за нижнюю полку швеллера. Для выравнивания внутренней поверхности полок приварены косые шайбы *5*. Оси отверстий крайних болтов располагают на расстоянии 1,5... 2 диаметра отверстия от краев рамы. Средние отверстия под фундаментные болты находятся по центру рамы. Диаметр и число отверстий под фундаментные болты назначены по табл. 14.3. Положение отверстий относительно полки швеллера указано в табл. 14.1.

Размеры, указываемые на чертеже рамы, можно разделить по назначению на следующие категории:

габаритные — для оценки размеров изделия;

установочные — отверстия и их координаты для фундаментных болтов, болтов крепления электродвигателя и редуктора;

технологические — для непосредственного изготовления (сварки) рамы.

Технологические размеры дают информацию о длинах заготовок продольных швеллеров *1* (размер 720 мм) — он же является габаритом по длине; поперечных *2* (размер 515 мм минус ширина полки швеллера № 14 $в = 58$ мм). Положение швеллеров *2* относительно *1* определено размерами на плане 530; 94 мм. Габарит по высоте (размер 210 мм) с учетом толщины платиков определяет положение поперечных швеллеров *2*, предназначенных для установки двигателя. Перечисленные размеры дают возможность сварить раму с платиками.

Дальнейшее проставление размеров неразрывно связано с технологией изготовления и последовательностью разметки рамы. Фрезерованием поверхностей платиков добиваются параллельности привалочных плоскостей двигателя и редуктора, выдержав размер 60 мм для обеспечения соосности по вертикали. После этой операции следует разметка координат отверстий крепления двигателя и редуктора. Диаметры и координаты отверстий крепления должны точно соответствовать данным объектам.

Чтобы обеспечить соосность валов двигателя и редуктора, их установочные размеры должны быть взаимно увязаны. Вначале наносят координаты отверстий крепления редуктора (на виде сверху). За базу принята наружная поверхность полки швеллера — размер 23 мм. Затем на платиках, предназначенных для установки двигателя, наносят размер 66 мм. На такое расстояние смещены отверстия крепления электродвигателя по отношению к аналогичным отверстиям редуктора. Взаимное расположение редуктора, двигателя на раме в продольном направлении обусловлено цепочкой размеров 105; 140; 250 и 140 мм.

Диаметр отверстий в раме под все болты крепления на 1...2 мм больше, чем диаметр болтов. Наличие зазоров дает возможность корректировать соосность валов при монтаже. В вертикальном направлении для этой цели можно применять стальные прокладки.

Для проставляемых размеров не требуется высокая точность изготовления, поэтому в технических требованиях оговаривают предельные отклонения размеров записью: «Предельные отклонения размеров отверстий $H14$; валов $h14$; остальных $\pm IT14/2$».

Раму сваривают, как правило, ручной электродуговой сваркой по ГОСТ 5264—85. Сварные швы непрерывные по контуру прилегания деталей. Обозначают и изображают сварные швы по ГОСТ 2.312—72*. Швы одного типа обозначают упрощенно. На одном из них приводят полную информацию с указанием количества, присвоенного номера и необходимых параметров, а для остальных на полке линии выноски — только номер шва. Так, например, на рис. 14.12 стыковые швы поперечных швеллеров обозначены «С2 4 № 3». Такая запись означает: С — шов стыковой, типа 2 — без предварительной разделки кромок, число швов — 4, № 3 — присвоенный номер. На всех остальных швах этого типа приводят только № 3. Согласно требованиям ЕСКД общие указания для всех швов можно вы-

rusautomobile.ru

носить текстом в технические требования, например:

1. Варить по контуру прилегания деталей сплошным непрерывным швом;

2. Сварные швы выполнять по ГОСТ 5264—85.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите основные схемы компоновки приводов. 2. Чем следует руководствоваться при выборе типа и номера профиля для рамы? 3. Как выбрать салазки для установки электродвигателя? 4. Как осуществляется крепление рамы к фундаменту? 5. С какой целью применяют косые шайбы? 6. Назовите категории размеров, указываемых на сборочном чертеже привода. 7. Что указывается в технических условиях и технической характеристике? 8. За счет каких конструктивных элементов рамы обеспечивается соосность электродвигателя и редуктора? 9. Перечислите возможные варианты усиления жесткости полок швеллера в зоне фундаментных болтов. 10. Какой вид профиля преимущественно применяют для изготовления рам и почему?

rusautomobile.ru

Глава 15
МУФТЫ

15.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Муфты предназначены для продольного соединения вращающихся валов и передачи вращающего момента. При проектировании приводных установок необходимо строго соблюдать соосность соединяемых валов (рис. 15,1, *а*).

Если соединяемые валы хорошо сцентрированы и в процессе работы не ожидаются деформации, то можно применять *глухие муфты.*

Однако при монтаже и эксплуатации приводов сельскохозяйственных машин почти всегда наблюдаются бо́льшие или меньшие нарушения идеального сопряжения соединяемых валов: осевой разбег (рис. 15.1, *б*); радиальное смещение, или расцентровка (рис. 15.1, *в*); угловое смещение, или излом (рис. 15.1, *г*). Могут быть также комбинации перечисленных выше нарушений (рис. 15.1, *д*). Причины нарушений соосности валов — низкая точность изготовления и монтажа, а также недостаточная жесткость рамных конструкций сельскохозяйственных машин. Для устранения вредных последствий таких смещений (см. рис. 15.1, *б—д*) выбирают *компенсирующие муфты* — жесткие или упругие.

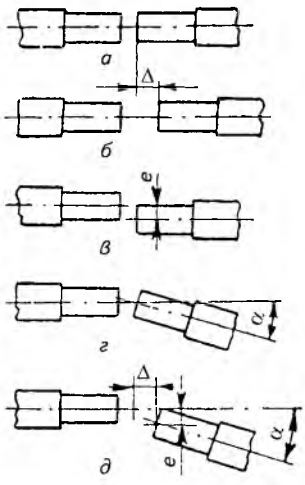


Рис. 15.1. Погрешности расположения осей соединяемых валов, возникающих при монтаже или при эксплуатации

Для защиты узлов привода от воздействия динамических нагрузок в кинематической схеме предусматривают *муфты с упругими элементами.*

При необходимости передачи вращающего момента между валами, оси которых имеют большой угол излома $\alpha = 15...25°$, применяют *карданные шарниры.*

Для ограничения величины передаваемого момента служат *предохранительные муфты.*

Для передачи вращающего момента только в одном направлении используют *обгонные муфты.*

При необходимости частого включения и выключения привода при работающем двигателе применяют *сцепные муфты.*

В сложных условиях эксплуатации приводов эффективны *комбинированные муфты.*

При проектировании приводов сельскохозяйственных машин редко возникает необходимость разрабатывать конструкции муфт того или иного типа, так как их конструкции и основные параметры определены нормалями и стандартами. Задача в большинстве случаев сводится к подбору муфты и проверочному расчету ее основных элементов.

Основные показатели при выборе муфты: номинальные диаметры соеди-

rusautomobile.ru

няемых валов, расчетный вращающий момент, частота вращения и условия эксплуатации.

Расчетный вращающий момент $T_р$ (Н·м) при теоретических исследованиях определяют с учетом инерционных масс:

$$T_р = T_{ном}\frac{I_1 + I_2}{I_1}, \qquad (15.1)$$

где I_1, I_2 — моменты инерции вращательно движущихся масс ведущего и ведомого вала с насаженными на них деталями, приведенные к оси вала, на который установлена муфта, мм^4; $T_{ном}$ — номинальный вращающий момент, передаваемый ведущим валом, Н·м.

В практике можно пользоваться упрощенной зависимостью

$$T_р = k_р T_{ном}, \qquad (15.2)$$

где $k_р$ — расчетный коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в условиях эксплуатации; средние значения $k_р$ приведены в табл. 15.1.

15.1. Значения коэффициента $k_р$, учитывающего динамические нагрузки в условиях эксплуатации привода

Тип машины	$k_р$
Транспортеры	
ленточные	1,25...1,5
цепные, винтовые, скребковые	1,5...2,0
Воздуходувки и вентиляторы	1,25...1,5
Насосы центробежные	1,5...2,0
Насосы и компрессоры поршневые	2,0...3,0
Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением	1,25...1,50
с возвратно-поступательным движением	1,50...2,50
Станки деревообделочные	1,5...2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0...3,0
Краны подъемные, элеваторы	3,0...4,0

Примечание. При передаче от паровой турбины к генератору, центробежным насосам или воздуходувкам $k_р = 1,2...1,5$; при передаче от поршневых двигателей к поршневым компрессорам и насосам $k_р = 4...5$, к центробежным насосам $k_р = 3...4$, к генераторам $k_р = 1,5...2$.

При выборе типа муфты учитывают ее динамические качества. Если муфту устанавливают на вал электродвигателя и быстроходный вал редуктора, то ее размеры и масса должны быть минимальными, т. е. муфта должна иметь минимальный маховой момент. Из-за большого махового момента $(mD^2)_м$ муфты ухудшаются динамические показатели при пуске двигателя. Если муфта предназначена для соединения тихоходного вала редуктора с валом рабочей машины, то величина ее махового момента не имеет практического значения, так как приведенный к валу двигателя маховой момент $(mD^2)_{м\cdot дв}$ [Н·м^2] уменьшается в число раз, равное квадрату передаточного отношения, и определяется по формуле:

$$(mD^2)_{м.дв} = \frac{(mD^2)_м}{u^2\eta}, \qquad (15.3)$$

где u, η — соответственно общее передаточное отношение и общий КПД между валом двигателя и валом рабочей машины

15.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ТИПОВ МУФТ

Глухие муфты. Для постоянного соединения валов, которые идеально центрированы (см. рис. 15.1, *а*) и не имеют осевых смещений, в условиях эксплуатации применяют глухие муфты (втулочные и фланцевые).

Втулочные муфты. Их изготовляют по ГОСТ 24246—96 (табл. 15.2) в трех исполнениях: штифтовые (рис. 15.2, *а*), шпоночные призматические (рис. 15.2, *б*) и сегментные (рис. 15.2, *в*), а также шлицевые (рис. 15.2, *г*). Стандарт распространяется на втулочные муфты при передаче вращающего момента от 1 до 12 500 Н·м без ограничения частоты вращения. Шпоночные пазы должны соответствовать ГОСТ 23360—78* (призматические) и ГОСТ 24071—97 (сегментные), шлицевые соединения — ГОСТ 1139—80*, а штифты — ГОСТ 3129—70*. Твердость штифтов *HRC* 35...49.

Пример условного обозначения втулочной муфты в исполнении 1, передающей вращающий момент $T_{ном}$ = = 280 Н·м, с диаметром посадочного отверстия d = 38 мм:

Муфта втулочная 1-280-38 ГОСТ 24246—96.

Фланцевые муфты. Их изготовляют по ГОСТ 20761—96 (табл. 15.3) из чугуна и стали. Предназначены они для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента: от 16 до 40 000 Н·м при окружной скорости на наружном диа-

rusautomobile.ru

15.2. Втулочные муфты (ГОСТ 24246—96)

Номинальный вращающий момент (Н · м) для исполнений				d (мм) для исполнений			D, мм	L (мм) для исполнений		Размеры (мм) крепежных изделий для исполнений					Масса (кг), не более, для исполнений			
										1	2	3	2; 3; 4					
				1; 2; 3		4				Штифт (ГОСТ 3129—70)	Шпонка		Винт (ГОСТ 1476—93)	Кольцо (ГОСТ 2833—77*)				
											ГОСТ 23360—78*	ГОСТ 24071—97						
1	2	3	4	1-й ряд	2-й ряд			1; 2; 3	4	Число крепежных изделий					1	2	3	4
										2	2	2	1	1				
1	—	—	—	6	—	—	10	25	—	1,6 × 12	—	—	—	—	0,01			
2	—	—	—	7	—	—	14	30	—	2 × 16					0,03			
				8	—	—									0,03			
4	—	11,2	—	9	—	—	16	35	—	2,5 × 20	—	3 × 5,0	BM4-6g × 6,14H	—	0,04		0,04	
				10	—	—									0,04		0,03	
8	—	22,4	—	11	—	—	18	40	—	3 × 20		3 × 6,5			0,06		0,05	
				12	—	—									0,05		0,04	
16	—	45	—	14	—	—	28	45	—	4 × 30	—	4 × 6,5	BM6-6g × 8,14H	26	0,13		0,12	
				16	—	—						4 × 7,5			0,12		0,11	
31,5	—	63	—	18	—	—	32	55	—	5 × 36	—	5 × 6,5		32	0,21		0,21	
				—	19	—						5 × 7,5			0,19		0,19	
				20	—	—									0,18		0,18	
50	71	100	140	20	—	16	38	65	45	6 × 40	6 × 6 × 25	5 × 9,0		38	0,39	0,37	0,37	0,27
				22	—	18									0,36	0,34	0,34	0,24
				—	24	—					8 × 7 × 25	6 × 9,0			0,32	0,28	0,28	—
90	125	180	250	25	—	21	42	75	50	8 × 45	8 × 7 × 28			42	0,48	0,45	0,45	0,33
				28	—	23						6 × 10,0			0,42	0,38	038	0,30
125	180	250	355	28	—	23	48	90	55	8 × 50	8 × 7 × 36			48	0,73	0,69	0,69	0,46
				30	—	—						8 × 11,0			0,66	0,63	0,63	—
				32	—	26					10 × 8 × 36				0,60	0,55	0,55	0,61
200	280	400	560	32	—	26	55	105	65	10 × 60	10 × 8 × 45		BM6-6g × 10,14H	56	1,34	1,29	1,29	0,87
				35	—	28						10 × 13,0			1,22	1,09	1,09	0,83
				36	—	—									1,18	1,04	1,04	—
				—	38	32									1,08	0,96	0,96	0,72

russmotorbike.ru

Продолжение

Номинальный вращающий момент (Н · м) для исполнений				*d* (мм) для исполнений			*D*, мм	*L* (мм) для исполнений		Размеры (мм) крепежных изделий для исполнений					Масса (кг), не более, для исполнений			
				1; 2; 3						1	2	3	2; 3; 4					
										Штифт (ГОСТ 3129—70)	Шпонка		Винт (ГОСТ 1476—93)	Кольцо (ГОСТ 2833—77*)				
											ГОСТ 23360—78*	ГОСТ 24071—97						
										Число крепежных изделий								
1	2	3	4	1-й ряд	2-й ряд	4		1; 2; 3	4	2	2	2	1	1	1	2	3	4
280	400	560	800	—	38	32	60	120	80	10 × 65	10 × 8 × 50	10 × 13	ВМ6-6g × 10,14Н	60	1,66	1,55	1,55	1,17
				40	—	—					12 × 8 × 50				1,57	1,50		—
				—	42	36									1,48	1,32		1,02
400	560	—	1120	—	42	36	70	140	90	12 × 80	12 × 8 × 63		ВМ8-6g × 12,14Н	70	2,80	2,65		1,88
				45	—	—					14 × 9 × 63				2,58	2,42		—
				—	48	42									2,30	2,18		1,60
560	800	—	1600	—	48	42	80	150	100	12 × 90				80	3,89	3,72		2,75
				50	—	—									3,71	3,54		—
				—	53	46					16 × 10 × 63				3,44	3,25		2,41
800	1120	—	2240	—	53	46	90	170	110	16 × 100	16 × 10 × 70		ВМ10 6g × 16,14Н	90	5,74	5,46		3,78
				55	—	—									5,52	5,24		—
				—	56	—									5,41	5,12		—
				60	—	52					18 × 11 × 70				4,94	4,62		3,36
1120	1600	—	3150	60	—	52	100	180	120	16 × 110	18 × 11 × 80		ВМ10 6g × 20,14Н	100	7,32	7		4,66
				63	—	—									6,92	6,60		—
				—	65	56									6,64	6,30		4,26

russianmobile.ru

Продолжение

1600	2240	—	14500	—	70	—	65	56	110	200	130	20 × 120	18 × 11 × 90	20 × 12 × 90			BM10 6g × 20,14H	110	10,07	9,60		7,72
																			9,26	8,72		—
					71		—	62											9,10	8,65		6,10
					—		75	—											8,40	7,83		—
2240	3150	—	6300	—	80	—	75	—	120	220	150		20 × 12 × 100	20 × 14 × 100			BM12 6g × 20,14H	120	12,31	11,72		—
																			11,29	10,64		7,64
					—		85	—											9,31	9,97		—
3150	4500	—	9000	—	90	—	85	—	130	240	170	25 × 140	22 × 14 × 110	25 × 14 × 110				130	15,02	14,09		—
																			13,77	12,79		—
					—		95	82											12,45	11,43		9,80
4500	6300	—	12 500	—	100	—	95	—	140	280	190		25 × 14 × 125	28 × 16 × 125				140	19,05	18		—
																			17,41	16,22		11,93
					—		105	—											16,03	14,45		—

метре муфты до 70 м/с — стальные муфты; от 8 до 20 000 Н · м при окружной скорости до 35 м/с — чугунные. Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт приведены на рис. 15.3 и в табл. 15.3.

Значения вращающего момента указаны для муфт с постоянными по значению и направлению нагрузками. Если нагрузка переменная и момент периодически достигает двукратного увеличения, то значение номинального крутящего момента уменьшают в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального вращающего момента уменьшают в 1,96 раза.

Значения номинальных вращающих моментов приведены для муфт, изготовленных из стали 40 (ГОСТ 1050—88) или 35Л (ГОСТ 977—88) и чугуна СЧ20 (ГОСТ 1412—85). Если применяют материалы с более высокими механическими свойствами, то допускается увеличение вращающего момента до пределов, установленных расчетным путем.

Из общего количества болтов *1*, стягивающих обе полумуфты *2* и *3*, половину ставят в отверстия без зазора — в случае необходимости их надо проверять на срез и смятие; а болты, входящие в отверстия с зазором, вообще проверять не надо, так как момент от сил сцепления, возникающий при затяжке этих болтов, в расчет не принимается.

Полумуфты изготавливают в двух исполнениях: 1 — с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов; 2 — с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов.

Пример обозначения фланцевой муфты, передающей номинальный вращающий момент $T = 16$ Н · м, с диаметром посадочного отверстия $d = 12$ мм; полумуфты в исполнении 1 из стали:

Муфта 16-12-11 ГОСТ 20761—96.

То же при изготовлении полумуфт из чугуна:

Муфта 16-12-12 ГОСТ 20761—96.

Компенсирующие жесткие муфты. Они могут быть зубчатые, цепные, кулачковые, карданные и др.

Зубчатые муфты. Это универсальная разновидность компенсирующих жестких муфт. Зубчатая муфта

rusautomobile.ru

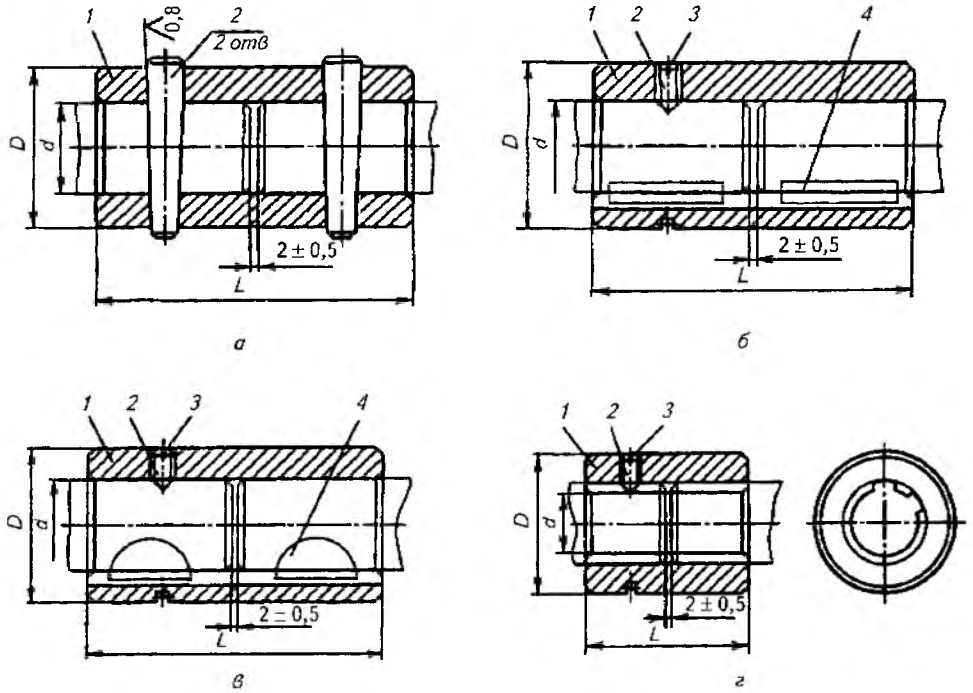


Рис. 15.2. Втулочные муфты (ГОСТ 24246—96):

а — штифтовая: *1* — втулка; *2* — штифт; *б* — шпоночные призматические; *в* — шпоночные сегментные: *1* — втулка; *2* — винт; *3* — кольцо; *4* — шпонка; *г* — шлицевая: *1* — втулка; *2* — винт; *3* — кольцо

способна компенсировать любые погрешности в соосности валов в достаточно большом диапазоне и состоит из двух зубчатых колес, жестко закрепленных на валах, и составного цилиндрического барабана (рис. 15.4). На зубчатых колесах нарезаны наружные эвольвентные зубья, а на цилиндрическом барабане — внутренние, во впадины которых входят зубья внешнего зацепления. Для придания наружным и внутренним зубьям равнопрочности применяют коррекцию. Чтобы увеличить угол смещения осей соединяемых валов, внешние зубья колес выполняют сферическими и бочкообразными.

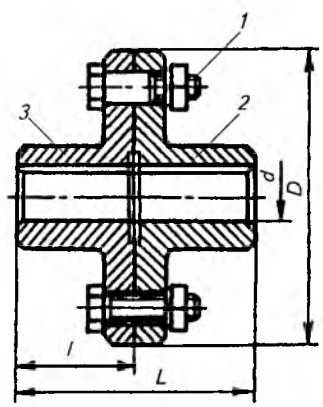


Рис. 15.3. Фланцевая муфта:

1 — болт; *2, 3* — полумуфты

Все детали изготовляют из сталей 45, 40ХН, 45Л коваными, а при диаметрах более 150 мм — литыми. Зубья подвергают термической обработке — у быстроходных муфт ($v > 6$ м/с) до твердости *HRC* 45...50. У тихоходных муфт ($v > 5$ м/с) твердость зубьев пониженная (*НВ* 300). Для повышения долговечности и уменьшения потерь на трение зубчатое зацепление работает в масле, которое заливают в барабан через отверстие, закрываемое пробкой до нижней кромки уплотнений, установленных на торцах. Благодаря универсальной компенсирующей и высокой нагрузочной способности, а также сравнительно малым габаритам зубчатые муфты широко распространены.

rusautomobile.ru

15.3. Фланцевые муфты (см. рис. 15.3)

Номинальный вращающий момент (Н·м) для муфт		*d*, мм		*D*, мм не более	*l*, мм, не более		*l*, мм, не более		Масса, кг, не более (справочная)	
					для исполнений					
стальных	чугунных	1-й ряд	2-й ряд		1	2	1	2	1	2
16	8	11 12 14 16 18	— — — — —	80	30	25	63	53	1,2	1,1
31	16	16 18 — 20 22	— — 19 — —	90	40	28	84	60	1,6	1,4
63	31,5	20 22 — 25 28	— — 24 — —	100	50	36	104	76	2,8	2,5
125	63	25 28 30 32 35 36	— — — — — —	110	60	42	124	83	4,5	4
160	80	30 32 35 36 —	— — — — 38	130	80	58	170	120	7,5	5,9
250	125	32 35 36 — 40 — 45	— — — 38 — 42 —	135	110	82	230	170	8	7
400	200	35 36 — 40 — 45 — 50	— — 38 — 42 — 48 —	140	80 110	58 82	170 230	120 170	9,5	8

rusautomobile.ru

Продолжение

Номинальный вращающий момент (Н·м) для муфт		*d*, мм		*D*, мм, не более	*l*, мм, не более		*l*, мм, не более		Масса, кг, не более (справочная)	
					для исполнений					
стальных	чугунных	1-й ряд	2-й ряд		1	2	1	2	1	2
630	315	45	—	160	110	82	230	170	14,5	12,3
		—	48							
		50	—							
		—	53							
		55	—							
		—	56							
		60	—		140	105	290	220		
1000	500	50	—	170	110	82	230	170	19	16
		—	53							
		55	—							
		—	56							
		60	—		140	105	290	220		
		—	63							
		—	65							
		70	—							
		—	71							
1600	800	60	—	190					25,3	20
		63	—							
		—	65							
		70	—							
		—	71							
		—	75							
		80	—		170	130	350	270		
		—	85							
2500	1250	70	—	220	140	105	290	220	41	34
		—	71							
		—	75							
		80	—		170	130	350	270		
		—	85							
		90	—							

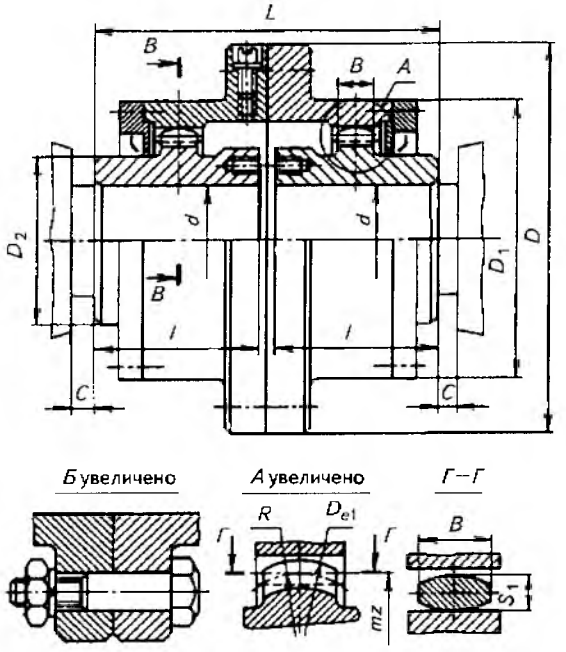
Основные параметры их стандартизированы ГОСТ 5006—80 для диаметров валов $d = 40...560$ мм и значений передаваемых вращающих моментов $T = 40...10^4$ Н · м. Основные параметры зацепления показаны на рис. 15.4, а основные размеры и характеристики приведены в табл. 15.4.

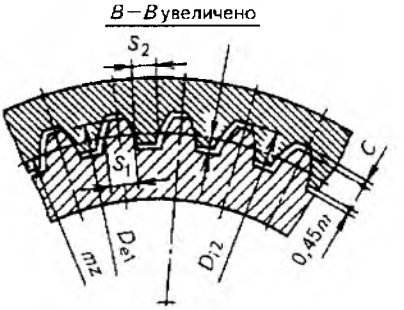
Если необходимо компенсировать большое смещение осей валов ($e > 0{,}02d$), то увеличивают расстояния между зубчатыми венцами. В этом случае используют зубчатую муфту с промежуточным валом.

Упрощенной конструкцией зубчатых муфт являются цепные (рис. 15,5 и табл. 15.5), состоящие из двух полумуфт *1* и *2*, замыкаемых бесконечной однорядной или двухрядной втулочно-роликовой цепью *3*. Цепные муфты изготовляют по ГОСТ 20742—93 в диапазоне диаметров валов $d = 20...100$ мм с номинальным вращающим моментом от 63 до 16 000 Н · м.

В табл. 15.5 даны значения номинального вращающего момента для полумуфт, изготовленных из сталей марки 45 (ГОСТ 1050—88*) или 45Л (ГОСТ 977—88), с твердостью рабочих поверхностей зубьев *HRC* 40...45.

rusautomobile.ru





$D_{e1} = mz + 2m$

$D_{i1} = D_{e1} + 2e$

$2c = (0{,}5 \text{ и } 0{,}25) \cdot m$ для нормальной и повышенной точности. Более точные данные см. ГОСТ 5006-83*

Рис. 15.4. Зубчатая муфта (ГОСТ 5006—83*)

При использовании других материалов номинальный вращающий момент определяют расчетным путем.

Кулачковые муфты. Если в процессе эксплуатации привода возможны только осевые смещения валов, достигающие при большой длине валов относительно высоких значений, то для компенсации таких смещений устанавливают расширительные муфты. Одна из простейших конструкций таких муфт показана на рис. 15.6. Конструкция и принцип работы понятны из чертежа.

Материал для изготовления муфт — сталь 45 или 40Х, центрирующая втулка изготовлена из чугуна СЧ21.

Примерное соотношение основных размеров $D = 2{,}5d$; $D_1 = 0{,}5D$; $L = 3{,}5d$; $b = 0{,}7d$. Осевой зазор $e = 0{,}1d + 3...5$ мм.

Среднее давление на рабочих поверхностях кулачков (МПа)

$$p_c = \frac{F_t}{zA} \le [p], \qquad (15.4)$$

где F_t — окружная сила на среднем диаметре кулачков $D_{ср}$, Н;

15.4. Зубчатые муфты (ГОСТ 5006—83*)

Номинальный вращающий момент, Н·м	Размеры, мм								Частота вращения, мин$^{-1}$, не более	Масса, кг, не более
	$d; d_1$	D	D_1	D_2	L, не более	l	c, не более	B		
	не более									
1000	40	145	105	60				12	90	6,7
1600	55	170	125	80	174	82	12	15	80	9,2
2500	60	185	135	85					75	10,2
4000	65	200	150	95	220	105		20	62	15,2
6300	80	230	175	115	270	130	18		55	22,6
10 000	100	270	200	145	340			25	47	36,9
16 000	120	300	230	175	345	165	25	30	40	62,5
25 000	140	330	260	200	415	200			35	100
40 000	160	410	330	230			30	35	29	164,3
63 000	200	470	390	290	500	240	35	40	20	228

rusautomobile.ru

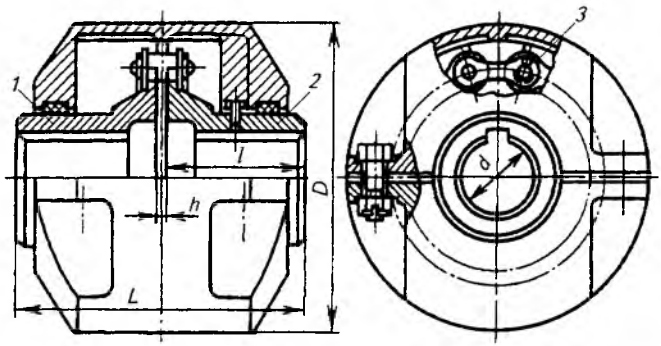


Рис. 15.5. Цепная муфта (ГОСТ 20742—93):

1, 2 — полумуфты; *3* — цепь

$$D_{ср}=\frac{D_1+D_2}{2};\quad F_t=\frac{2T_р}{D_{ср}}.$$

Здесь $T_р$ — расчетный вращающий момент, Н · м; z — число кулачков на каждой полумуфте; A — площадь рабочей поверхности, мм²; $A=\frac{D-D_1}{2}(b-2e)$; $[p]$ — допустимое давление для материала, из которого изготовлены кулачки (полумуфты); для указанных выше марок стали $[p]$ = 15... 25 Н/мм² = 15...25 МПа.

К у л а ч к о в о - д и с к о в ы е м у ф т ы . Для компенсации радиального смещения валов в пределах до $0{,}04d$ (где d — диаметр вала), а также незначительных угловых смещений до 0°30′ применяют кулачково-дисковую муфту (рис. 15.7 и 15.8) (называют ее также крестово-кулисной, с плавающим диском, Ольдгема и т. д.). Муфта состоит из двух полумуфт *1* и *4* (см. рис. 15.8) с диаметральными пазами и диска *2* с кулачками, расположенными крестообразно по обе стороны дисков. Кулачки плотно входят в пазы полумуфт. При радиальном смещении валов диск совершает сложное движение со скольжением в пазах; для снижения трения рабочие поверхности следует смазывать; сопряжение выступов с пазами выполняют с гарантированным зазором. Муфта закрывается кожухом *3*.

Во избежание больших инерционных нагрузок такие муфты допускается применять для соединения валов диаметром 16...100 мм, когда номинальный вращающий момент составляет 16...4000 Н · м. Из-за действия на диск значительной центробежной силы предельная частота вращения муфты ограничена пределами 100...250 мин$^{-1}$. Меньшее значение частоты вращения соответствует большим диаметрам ($D \geq 200$ мм). Так как при работе муфты возникает трение на поверхностях кулачков и пазов, необходимо приближенно оценить значение ее коэффициента полезного действия.

15.5. Цепные однорядные муфты (ГОСТ 20742—93)

$T_{ном}$, Н · м	n, мин$^{-1}$	Размеры, мм					Цепь (ГОСТ 13568—75)	Число звеньев цепи	Масса, кг
		d_{min}	D	L	l	h			
63	1620	20	110	102	36	1,3	Пр-19,05-3180	12	3,2
125	1380	25	125	122	42			10	4,4
250	1200	32	140	162	58	1,8	Пр-2500,4-6000	12	5,05
500	1020	40	200	222	82	2,0	Пр-31,75-8850	14	14,3
1000	780	50	210	224	82	3,5			19,5
2000		63	280	284	105			12	34,5
4000	720	80	310	344	130	3,8	Пр-50,8-22680	14	49
8000	540	100	350	424	165			16	71,45

rusautomobile.ru

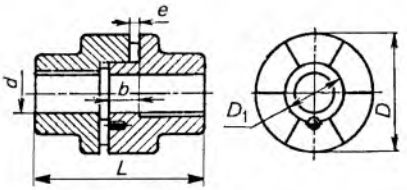


Рис. 15.6. Расширительная кулачковая муфта

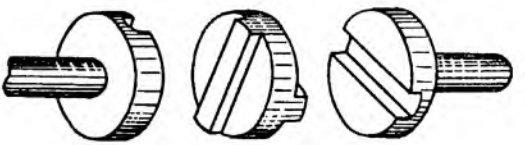


Рис. 15.7. Устройство крестово-кулисной муфты

$$\eta = 1 - \frac{(3...5) fe}{D}, \qquad (15.5)$$

где f — коэффициент трения на поверхностях кулачков и пазов; e — эксцентриситет, равный радиальному смещению осей валов; D — наружный диаметр муфты.

Потери на трение в пазах обычно составляют 5...7 %.

Материал для изготовления деталей муфты сталь 45. Боковые поверхности кулачков и пазов должны иметь твердость в пределах *HPC* 45...50. Основные размеры кулачково-дисковых муфт приведены в табл. 15.6.

Выбранную муфту, в случае необходимости, проверяют по максимальному давлению на рабочих поверхностях кулачков

$$p_{max} = \frac{12T_p}{\left[h(2D+d)(D+d)\right]} \le [p], \qquad (15.6)$$

где h — высота кулачков (рабочая), мм; D — наружный диаметр муфты, мм; d — диаметр вала, мм; $[p]$ — допустимое давление, для закаленной стали марки 45 оно составляет 15...25 Н/мм^2.

Основные размеры и характеристики кулачково-дисковых муфт приведены в табл. 15.6.

Компенсирующие упругие муфты. Практически все сельскохозяйственные машины с активными рабочими органами характеризуются переменными нагрузками, т. е. значение вращающего момента T меняется с большой частотой и в широком диапазоне

$$Д = \frac{T_{max}}{T_{min}} \approx 4...8.$$

Частичное демпфирование пиковых значений момента возможно; при этом вводят в кинематическую схему упругие элементы — металлические или неметаллические. Упругие элементы входят в трансмиссию в виде самостоятельных или встроенных в муфту сборочных единиц. В приводах сельскохозяйственных машин целесообразно применять упругие муфты. Для упругих муфт важное значение имеют характеристики упругих свойств: крутильная жесткость $C_{кр}$ или податливость $\lambda_{кр}$, а также демпфирующая способность φ.

Демпфирующая способность упругих муфт характеризуется величиной энергии, необратимо поглощаемой в процессе деформации упругих элементов и переходящей в конечном счете в теплоту. Если при нагружении муфты зависимость между вращающим моментом T и углом относительного смещения полумуфт φ изменяется по кривой Oam (рис. 15.9), а при разгрузке — по кривой mbO, то площадь $Oam\varphi_1 O$

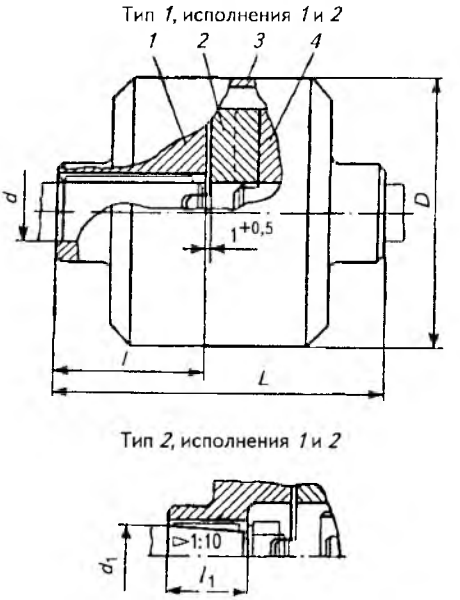


Рис. 15.8. Кулачково-дисковая муфта

rusautomobile.ru

15.6. Кулачково-дисковые муфты (см. рис. 15.8)

Номинальный вращающий момент, Н · м	d, мм		D, мм, не более	L, мм		l, мм		l_1, мм		Радиальное смещение соединяемых валов, мм, не более
				Тип						
				1,2		1		2		
				Исполнение						
	1-й ряд	2-й ряд		1	2	1	2	1	2	
16	16 18	— —	120	—	75	—	30	—	16	0,6
31,5	16 18 —	— — 19	130							
	20 22	— —		—	90	—	38	—	22	1,0
63	20 22 —	— — 24	140							
	25 28	— —		—	105	—	44	—	24	
125	25 28	— —	150							
	— 32 —	30 — 35		185	140	82	60	58	36	1,6
250	32 — 36 —	— 35 — 38	190							
	40 — 45	— 42 —		245	190	112	84	82	54	
100	— 40 — 45 —	38 — 42 — 48		185	140	82	60	58	36	2,0
630	45 — 50 — — 56 —	— 48 — 52 55 — 60	235 235	245 305	190 235	112 142	84 107	82 105	54 70	2,0
	63	—		315	245					
1000	50 — — 56	— 52 55 —	265	245	190	112	84	82	54	2,6
	—	60		305	235					
	63 — — 71	— 65 70 —		315	245					

rusautomobile.ru

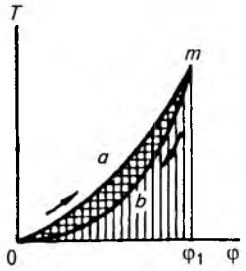


Рис. 15.9. Жесткость упругих муфт

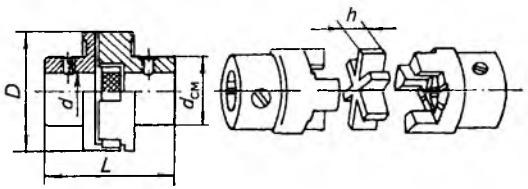


Рис. 15.10. Упругая кулачковая муфта со звездочкой

определяет энергию, затраченную на деформацию упругих элементов муфты при нагружении, а площадь $Obm\varphi_1 O$ — энергию, возвращенную муфтой при разгрузке. Разность указанных площадей, очерченная кривой, называется *петлей гистерезиса*, которая характеризует потерянную энергию, необратимо поглощенную муфтой за один цикл (нагружение — сжатие). Физически потери энергии за один цикл объясняются для неметаллических упругих элементов внутренним трением и соответственно тепловыделением. Потери энергии зависят от объема деформируемого упругого элемента. При металлических пружинах рассеивание энергии тоже определяется внутренним трением, а при наборных (типа рессор) — главным образом внешним трением пластин, но вместе с тем имеет место и внутреннее трение, величина которого мала, так как толщина пластин небольшая. При небольших и средних нагрузках применяют преимущественно муфты с неметаллическими (чаще всего резиновыми) упругими элементами, работающими на сжатие, сдвиг или более сложную деформацию. Такие муфты относительно просты и характеризуются высокой демпфирующей способностью, но имеют меньшую нагрузочную способность по сравнению с пружинными муфтами, так как неметаллические упругие элементы недолговечны и с течением времени меняют свои механические характеристики.

Упругие муфты со звездочкой — разновидность кулачковых муфт, у которых рабочие поверхности кулачков разделены резиновой звездочкой (табл. 15.7 и рис. 15.10).

15.7. Упругие кулачковые муфты со звездочками (см. рис. 15.10)

Номинальный вращающий момент, $H \cdot м$	Угловая скорость ω, рад/с, не более	Размеры, мм			
		d	*h*	*h*	*D*
16	400	12; 14 16; 18	25 28	71 77	53
31,5	315	16; 18; 19 20; 22	28 36	77 93	71
63	235	20; 22; 24 25; 28	36 42	100 112	85
125	210	25; 28 30; 32; 35; 36	42 58	112 144	105
250	160	32; 35; 36; 38 40; 42; 45	58 82	147 195	135
400	140	38 40; 42; 45; 48	58 82	152 200	166

Примечания: 1. Изготовляют муфты двух исполнений: 1 — на длинные концы валов ; 2 — на короткие. 2. В пределах одного вращающего момента допускается сочетание полумуфт исполнений 1 и 2 с различными диаметрами.

rusautomobile.ru

Муфта имеет небольшие размеры и относительно малый маховой момент, но при соединении валов требуется достаточно высокая соосность ($e < 0{,}01)d$.

Работоспособность муфты обусловлена прочностью звездочки, которая оценивается напряжениями смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T_р}{zhD_{ср}0{,}5(D-d)} \le [\sigma_{см}], \quad (15.7)$$

где $T_р$ — расчетный момент, Н · мм; z — число пластин в звездочке; h — высота кулачков (ширина звездочки), мм; $D_{ср}$ — средний диаметр, мм; $D_{ср} = \frac{D+d}{2}$; D — наружный диаметр, мм; d — диаметр отверстия, мм: $[\sigma_{см}]$ — допустимое значение напряжений смятия для резиновой звездочки; $[\sigma_{см}] = 200...250$ $Н/мм^2 = 200...250$ МПа.

Разновидности таких муфт — муфты с резиновыми пластинами (рис. 15.11, *а*) и с резиновыми шарами (рис. 15.11, *б*). Муфта с шаровидными упругими элементами характеризуется переменной жесткостью.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 15.12) широко распространена в приводах с электродвигателем. Полумуфты не имеют непосредственного металлического контакта. Вращающий момент передается пальцами, жестко закрепленными на одной полумуфте; на пальцы надеты резиновые втулки (или набор колец). Такие муфты допускают значительный осевой разбег (до $\Delta = 15$ мм), но относительно небольшое радиальное смещение ($e = 0{,}3...0{,}5$ мм) и угол перекоса валов ($\alpha < 1°$). При больших монтажных погрешностях и наличии вибраций резиновые втулки быстро изнашиваются, поэтому втулочно-пальцевые муфты применяют в приводах, смонтированных на жестких литых или сварных рамах.

Поверхности площадок рамы, на которые установлены электродвигатель и редуктор, обрабатывают на строгальных или фрезерных станках. Обработке подлежат специально предусмотренные на точках крепления бобышки (на литой раме) или платики (на сварных рамах). Если механическую обработку рамы не проводят, то точность монтажа достигается прокладками.

На втулочно-пальцевые муфты распространяется ГОСТ 21424—93 (табл. 15.8). Такие муфты можно использовать при значениях вращающего момента от 6,3 до 16 000 Н · м и диаметрах соединяемых валов 9...150 мм и при окружной скорости $v \le 30$ м/с.

Стандартом предусмотрено два исполнения: тип I — с цилиндрической расточкой отверстий, тип II — с конической.

В стандарте приведены значения передаваемого момента для полумуфт, изготовленных из чугуна СЧ-20. Материал пальцев — сталь 45. Упругие элементы изготовлены из резины со следующими механическими свойствами: предел прочности при разрыве — не менее 8 МПа; твердость (ГОСТ 263—93) 60...75 условных единиц.

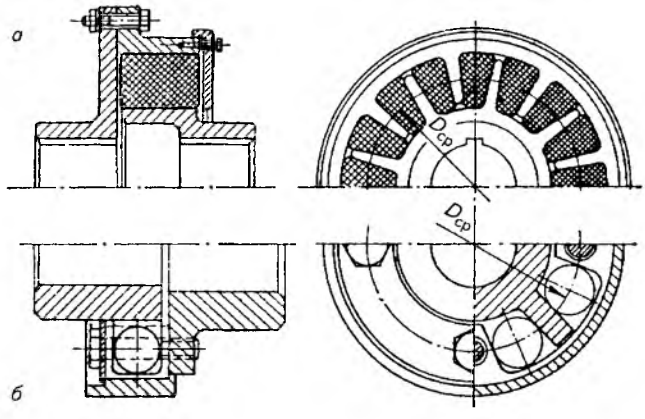


Рис. 15.11. Упругие кулачковые муфты:

а — с упругими пластинами; *б* — с упругими шарами

rusautomobile.ru

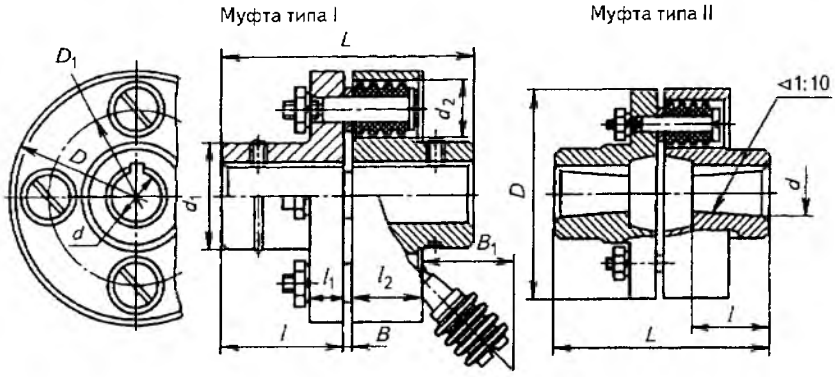


Рис. 15.12. Упругая втулочно-пальцевая муфта (ГОСТ 21424—93)

15.8. Упругие втулочно-пальцевые муфты (ГОСТ 21424—93)

Номинальный вращающий момент T, Н · м	d, мм	D, мм	L, мм		l, мм		D_1, мм	Число пальцев	n, мин$^{-1}$	B, мм	B_1, мм	l_1, мм	d_1, мм	d_2, мм	l_2, мм
			Длинные концы валов	Короткие концы валов	Длинные концы валов	Короткие концы валов									
31,5	10	90	84	60	40	28	63	4	6350	4	28	16	30	20	20
	16												32		
	18												36		
	20		104	76	50	36							38		
	22														
63	20	100					71	6	5700				36		
	22												40		
	25		124	88	60	42							45		
	28												48		
125	25	125	125	89	80	60	90	4	4600	5	42	18	45	28	
	28												50		
	32												56		
	36		165	125									60		
250	32	140			110	85	105	6	3800				56		
	36												63		
	40		225	175									71		
	45												75		
500	40	170	225	175	110	85	130	8	3600	5	56	18	71	28	32
	45												80		
	50												90		
	56												95		
1000	50	210	226	176	140	105	160		2850	6		24	90	36	40
	56												100		
	63		286	216									110		

Примечание. В пределах одного номинального вращающего момента допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий.

rusautomobile.ru

Размеры элементов муфт, указанные в стандарте, определены при достаточно большом запасе прочности, поэтому проверочный расчет обычно выполняют в случае необходимости только для пальцев и втулок.

Пальцы втулочно-пальцевой муфты проверяют на изгиб:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} \le [\sigma_{и}], \qquad (15.9)$$

где $M_{и}$ — изгибающий момент, действующий на консольно закрепленный палец; Н · мм; W — момент сопротивления, мм^3; $[\sigma_{и}]$ — допустимые напряжения изгиба для материала, из которого изготовлены пальцы, Н/мм^2.

Втулки проверяют на давление (МПа)

$$p = \frac{F_t}{d_{п} l_{п}} \le [p], \qquad (15.10)$$

где F_t — окружная сила, действующая на диаметр D расположения осей пальцев; $D = (2{,}5...3)d$. Здесь d — диаметр отверстия; $d_{п}$ — диаметр пальца; $d_{п} = (0{,}3...0{,}5)d$; $l_{п}$ — длина втулки, численно равная длине пальца: $l_{п} = (0{,}8...0{,}85)l_2$.

Упругие муфты с торообразной оболочкой (рис. 15.13) характеризуются большей компенсирующей способностью: осевым разбегом $\Delta \le 4$ мм, радиальным смещением $e \le 2$ мм и угловым смещением $\alpha \le 3°$. Как видно из рис. 15.13, муфты допускают два исполнения — с наружным (рис. 15.13, *а*) и внутренним (рис. 15.13, *б*) исполнением частей тора. Муфта с внутренним исполнением части тора имеет меньшие габариты и маховой момент, в результате чего уменьшаются центробежные силы. Это позволяет применять муфту при большей окружной скорости. Основные размеры муфт с торообразной оболочкой приведены в табл. 15.9.

Муфты данного типа применяют в конструкциях, где трудно обеспечить соосность соединяемых валов при наличии переменных нагрузок.

Радиальную нагрузку, действующую на вал, определяют из выражения:

$$F_r = 0{,}45T/D. \qquad (15.10)$$

Упругие муфты с металлическими пружинами характеризуются повышенной нагрузочной способностью. Стальные пружины (витые или пластинчатые) сохраняют свои упругие свойства более длительное время по сравнению с неметаллическими упругими элементами и могут иметь постоянную или переменную жесткость.

Постоянную жесткость обеспечивают витые пружины, работающие на растяжение и сжатие, или пластинчатые пружины, работающие на изгиб, или стержневые пружины (торсионы), работающие на кручение.

Примером муфт постоянной жесткости могут быть муфта с витыми пружинами (рис. 15.14) или муфты, встроенные в зубчатые колеса, звездочки (рис. 15.15).

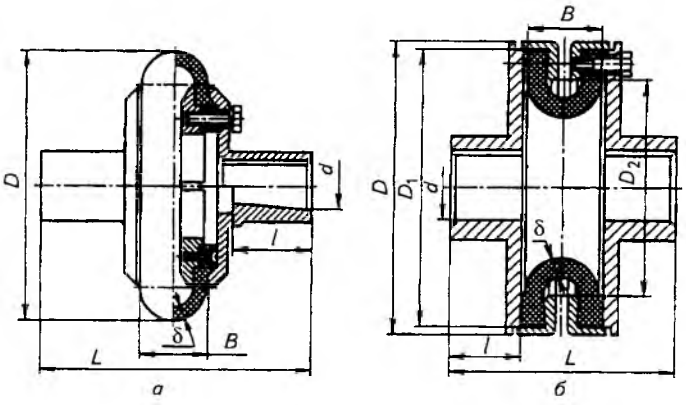


Рис. 15.13. Муфта с торообразной оболочкой:

а — наружное исполнение части тора; *б* — внутреннее исполнение части тора

rusautomobile.ru

15.9. Упругие муфты с торообразной оболочкой (см. рис. 15.13)

С наружным исполнением								С внутренним исполнением										
Номинальный вращающий момент T, Н · м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Размеры, мм				Масса, кг	Номинальный вращающий момент T, Н · м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Размеры, мм									Масса, кг
		D	d	l	L				D	D_1	D_2	d (наименьший)	B	δ	l	L	
20	3000	100	14	30	110	1,4	25	5580	110	108	85	14	32	7	30	100	2,1
40		125	18	38	130	2,5	40	5160	130	125	100	18	37	8	38	120	2,8
80	2460	160	22	44	150	4,5	63	4800	150	145	120	22	44	9	44	140	3,6
125		180	25	60	175	6,9	100	4200	170	165	140	25	50	11	44	145	5,4
200		200	30	60	200	8,4	160	3700	190	185	160	30	58	12,5	60	190	6,7
250	1980	220	32	84	240	12	250	3180	220	215	186	32	68	14,5	60	200	11,6
315		250	35	84	250	15	400	2830	260	250	218	36	80	17	84	260	17,8
500	1560	280	40	84	270	23,3	630	2520	300	290	255	45	93	20	84	275	22,6
800		320	50	108	310	31	1000	2260	340	335	300	55	110	23	10(8)	330	32,4

Примерное соотношение размеров: $D_0 = (4...5)d$; $L = (3,5...4)d$; число пружин $z = 6...12$.

Окружная сила, которая сжимает пружины,

$$F_t = 2T/D_0. \qquad (15.11)$$

Пружины подбирают из числа стандартных и рассчитывают по нагрузке $F_п$, воспринимаемой одной пружиной,

$$F_п = F_t/z. \qquad (15.12)$$

При расчете следует учитывать, что вращающий момент нужно принимать максимальным, возникающим при пике передаваемых нагрузок. Витки пружины в процессе работы не должны смыкаться, в противном случае упругая муфта обращается в жесткую.

Упругие муфты с плоскими пружинами наиболее часто применяют для обеспечения переменной жесткости.

На рис. 15.16 показана одна из конструкций таких муфт, состоящая из наружной и внутренней полумуфт и пакетов радиальных пластинчатых пружин. На внутренней полумуфте пакеты радиальных пластинчатых пружин закреплены неподвижно (консольно). В наружной полумуфте пакеты пластинчатых пружин свободно входят в радиальные трапециевидные пазы с углом профиля α.

При относительном повороте полумуфт пакеты пластин изгибаются, образуя углы φ_1, φ_2 и т. д. При этом точка приложения окружной силы F_t перемещается к центру вращения, т. е. уменьшаются расстояния l, l_1, l_2 и т. д., т. е. меняется величина изгибающего момента на пакетах пластинчатых пружин. Происходящее при этом скольжение пластин с трением способствует демпфированию колебаний нагрузки. Подбирая соответствующие профили трапеции радиальных пазов, можно менять характеристики переменной жесткости.

Полумуфты изготовляют из углеродистой или легированной стали с последующим термическим упрочнением пазов до твердости *HRC* 42...48.

Пластинчатые пружины изготовляют из сталей 65Г, 60С2Х и др. Примерное соотношение основных размеров таково: $D = (3...4)d$; $L = (2,5...3)d$; $B = (0,5...0,6)d$;

rusautomobile.ru

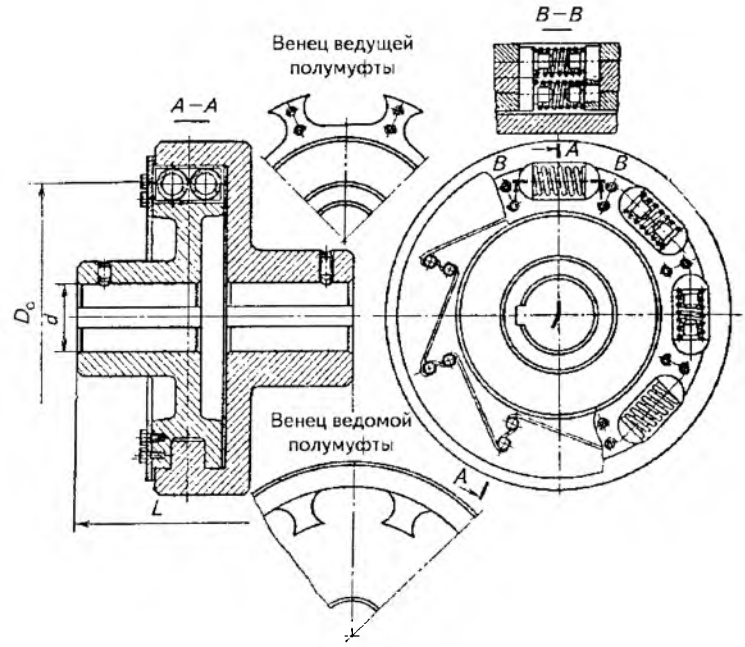


Рис. 15.14. Упругая муфта с витыми пружинами

радиальный зазор $a = (0{,}1...0{,}2)d$. Пакет пружин рассчитывают исходя из условия прочности пластинок на изгиб (рис. 15.17).

$$\sigma_и = \frac{F_t l}{Wi} \le [\sigma_и], \qquad (15.13)$$

где F_t — окружная сила, Н; i — число пластин; $W = \frac{bS^2}{6}$ — момент сопротивления одной пластины. Здесь b — ширина пакета пластинчатых пружин, мм; S — толщина пакета пластинчатых пружин, мм.

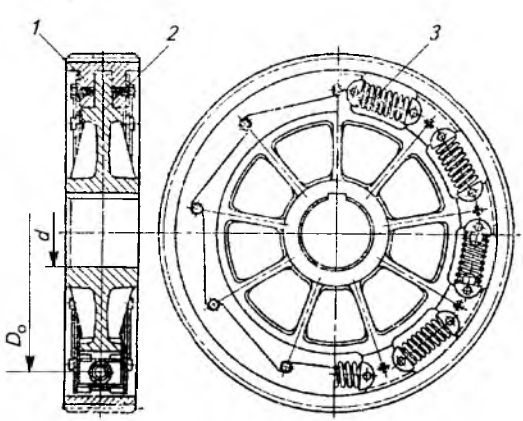


Рис. 15.15. Упругая муфта с витыми пружинами, встроенная в зубчатое колесо:

1 — венец зубчатого колеса; *2* — ступица зубчатого колеса; *3* — радиальные витые пружины

Подставляя значения момента сопротивления в формулу (15.13), можно получить выражение для определения толщины пакета пластинчатых пружин:

$$S \ge \sqrt{\frac{6F_t l}{bi[\sigma_и]}}.$$

Предохранительные муфты. Они предназначены для отключения привода при перегрузках, возникающих в рабочих органах машины.

Максимальный вращающий момент T_{max}, который может передавать предохранительная муфта,

$$T_{max} = T_{ном}\beta, \qquad (15.14)$$

где $T_{ном}$ — номинальный передаваемый вращающий момент привода, на котором установлена муфта; β — коэффициент запаса, выбирается в зависимости от динамической нагруженности рабочей машины; $\beta = 1{,}15...1{,}4$.

Предохранительную муфту целесообразно устанавливать на том участке кинематической цепи, который порождает перегрузки. Однако это не всегда

rusautomobile.ru

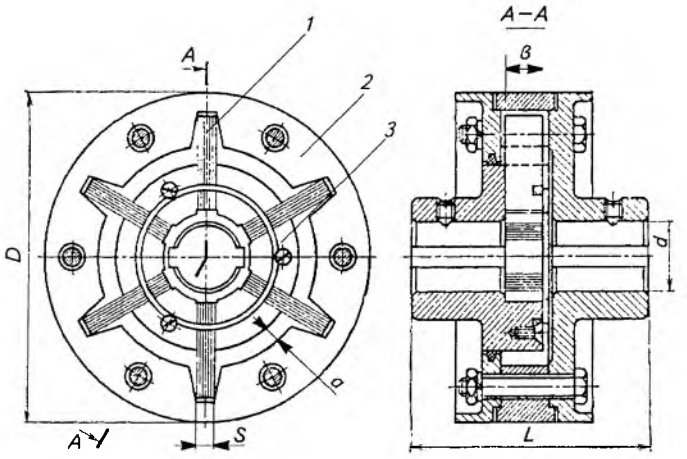


Рис. 15.16. Упругая муфта с радиальными плоскими пружинами:

1 — пакет пластинчатых пружин; *2* — наружная полумуфта; *3* — внутренняя полумуфта

возможно, так как габариты муфты, устанавливаемой в зоне низкой частоты вращения и больших значений вращающего момента, оказываются зачастую непомерно большими, поэтому в реальных условиях нередко приходится располагать предохранительную муфту между электродвигателем и редуктором.

Существует большое количество предохранительных муфт, но все они могут быть разделены на две группы: с разрушающимися элементами и без разрушающихся элементов. Муфты, в которые встроены элементы (штифты, шпонки, шпильки и т. д.), разрушающиеся при перегрузках, восстанавливают свою работоспособность после устранения причин перегрузки и после замены разрушенных элементов. Для замены разрушенных элементов необходимо провести ряд операций с затратой достаточно большого времени, сил и средств.

Предохранительные муфты без разрушающихся элементов (кулачковые, фрикционные и т. д.) автоматически восстанавливают свою работоспособность после устранения причин перегрузки.

Из числа предохранительных муфт с разрушающимися элементами наиболее часто применяют муфты со срезным штифтом (рис. 15.18). Такие муфты используют в машинах с редкими случаями перегрузки. Это муфты, встроенные в зубчатое колесо, звездочку или шкив ременной передачи. Муфта состоит из двух полумуфт. Обе полумуфты расположены на валу *1* (рис. 5.19, *а*). Полумуфта *2* соединена с валом шпонкой, полумуфта *6* насажена на вал свободно. С деталью (зубчатое колесо, шкив или звездочка), расположенной на удлиненной ступице полумуфты *6*, она соединена шпонкой. Вращающий момент от ведущей полумуфты *2* к ведомой *6* передается через цилиндрический штифт (один или несколько) диаметром *d*, расположенный

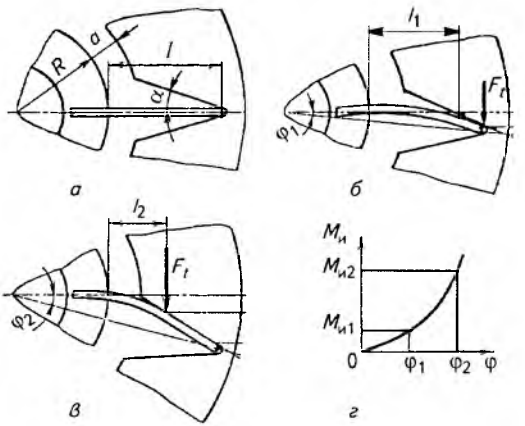


Рис. 15.17. Положение пружины:

а — начальное при $T \approx 0$; *б* — промежуточное; *в* — конечное при $T = T_{max}$; *г* — характеристика муфты переменной жесткости ($M_и$ — изгибающий момент)

rusautomobile.ru

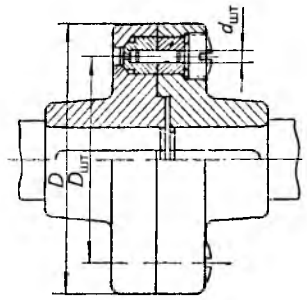


Рис. 15.18. Устройство предохранительной муфты со срезным штифтом

во втулках *3* и *5*. Чтобы обеспечить четкий срез, втулки изготовляют из стали 40Х с термообработкой до твердости *HRC* 50...60. При перегрузке штифт разрушается и полумуфты свободно вращаются одна относительно другой. Во избежание повреждений торцев полумуфт заусенцами срезанного штифта на торцах полумуфт предусмотрены кольцевые канавки шириной f и глубиной g. Вместо гладких штифтов можно применять штифты с проточкой в месте предполагаемого среза. Эти кольцевые проточки повышают точность срабатывания муфты и облегчают удаление разрушенных штифтов. Разрушающие штифты изготовляют из сталей 45, 50.

Диаметр штифта d можно определить из условия прочности его на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{4F_t}{\pi d_{шт}^2} \le [\tau_в], \text{ или } d_{шт} \ge \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\tau_в]}}, \quad (15.15)$$

где $\tau_{ср}$ — касательные напряжения, Н/мм^2.

Окружная сила

$$F_t = \frac{T_{max}}{R},$$

где R — радиус, на котором располагается ось срезного штифта, мм.

Если муфта конструктивно выполнена невстроенной в шкив, звездочку или зубчатое колесо, то ее изготовляют так, как показано на рис. 15.19, *б*. Основные размеры муфты со срезным штифтом приведены в табл. 15.10.

Муфта со срезным штифтом неудобна в приводах с резкими колебаниями величины вращающего момента, так как часто срабатывает, после чего требуется достаточно много времени для восстановления ее работоспособности. В таких условиях целесообразно применять предохранительные муфты, которые восстанавливают свою работоспособность автоматически после устранения причин, вызвавших перегрузки в приводе.

Кулачковые муфты — это предохранительные муфты без разрушающегося элемента. Вращающий момент передается кулачками трапециевидной формы, которые выполнены на фланцах ведущей и ведомой полумуфт (рис. 15.19), прижимаемых одна к другой центральной пружиной или несколькими пружинами, расположенными по окружности среднего диаметра кулачков. Усилие пружины $F_{пр}$ должно быть достаточным для передачи номинального вращающего момента. Если вращающий момент становится больше расчетного

$$T_р = T_{ном} k,$$

где k = 1,15...1,5,

15.10. Основные размеры муфты со срезным штифтом (см. рис. 15.19), мм

Срезающая сила (минимальная)	d	d_1	d_2	D_o^*	A	B	a	b	c	e	l	g
690 1275	1,5 2	M16	5	10	22	16	10	12	11	5	8	1
2850 5200 8100	3 4 5	M20	8	15	30	25	12	18	17	8	10	1,5
11 770 20 600 32 360	6 8	M30	12	25	50	45	22	28	26	19	16	2
55 000 83 400 130 000	13 16 20	M48	18	40	75	64	33	42	39	25	28	3

* Предельное отклонение по *H7*.

rusautomobile.ru

осевые составляющие усилий на кулачках сжимают пружину и кулачки выходят из соприкосновения, т. е. прекращается передача вращающего момента от ведущей полумуфты к ведомой, тем самым предохраняя привод от перегрузок. Срабатывание муфты сопровождается характерным треском.

Кулачки изготовляют из материала, обеспечивающего высокую поверхностную твердость; как правило, это сталь 20Х, цементируемая и закаленная до твердости *HRC* 56...62 или сталь 40Х, закаленная ТВЧ до той же твердости.

В зоне соприкосновения кулачков при передаче окружной силы F_t возникает сила нормального давления:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha}, \qquad (15.16)$$

где $F_t = \frac{2T_{ном}}{D_{ср}}$, и осевая сила Q_1, которая в рабочем состоянии муфты уравновешена усилием пружины

$$F_{пр} = Q_1 = F_t \mathrm{tg}\alpha. \qquad (15.17)$$

При возрастании вращающего момента до расчетного значения $T_р$ окружная сила увеличится до $F_р$:

$$F_р = \frac{2T_р}{D_{ср}};$$

при этом кулачки должны выходить из соприкосновения, т. е. подпружиненный фланец с кулачками должен переместиться на высоту кулачка h.

Осевую составляющую при выключении муфты Q_2 определяют с учетом трения на рабочих поверхностях кулачков и в направляющих при осевом перемещении фланца с кулачками:

$$Q_2 = F_р\left[tg(\alpha+\rho) - f\frac{D_{ср}}{d}\right], \qquad (15.18)$$

где $\alpha = 30...45°$ — угол профиля кулачков; $\rho = 2...5°$ — угол трения; f — коэффициент трения скольжения фланца с кулачками по валу; $f = 0{,}1...0{,}15$.

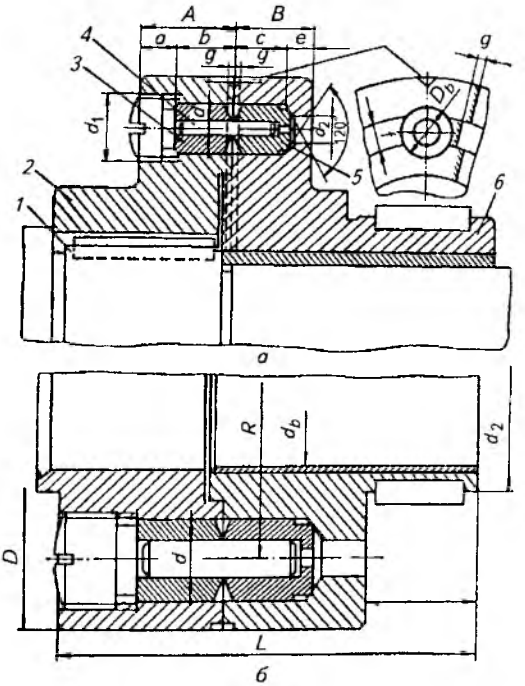


Рис. 15.19. Предохранительная муфта со срезным штифтом:

а — может быть встроена в зубчатое колесо, шкив ременной передачи или звездочку цепной передачи; *б* — выполнена невстроенной

Пружины устанавливают с предварительным сжатием на величину λ_1, которое обеспечивает создание усилия Q_1:

$$\lambda_1 = \frac{8Q_1 D_{пр}^3 i}{Gd_{пр}^4}, \qquad (15.19)$$

где $D_{пр}$ — средний диаметр пружины, мм; i — число рабочих витков; $G = 8 \cdot 10^4$ Н/мм^2 — модуль сдвига для стали; $d_{пр}$ — диаметр проволоки, из которой изготовлена пружина.

При срабатывании муфты подпружиненный фланец с кулачками должен переместиться в осевом направлении на высоту кулачков; тогда пружины должны сжиматься дополнительно на эту величину и суммарная величина сжатия пружин

$$\lambda_2 = \lambda_1 + h = \frac{8Q_2 D_{пр}^3 i}{Gd_{пр}^4}. \qquad (15.20)$$

При восстановлении работоспособности муфты сила Q_3 должна быть достаточна для ее включения:

rusautomobile.ru

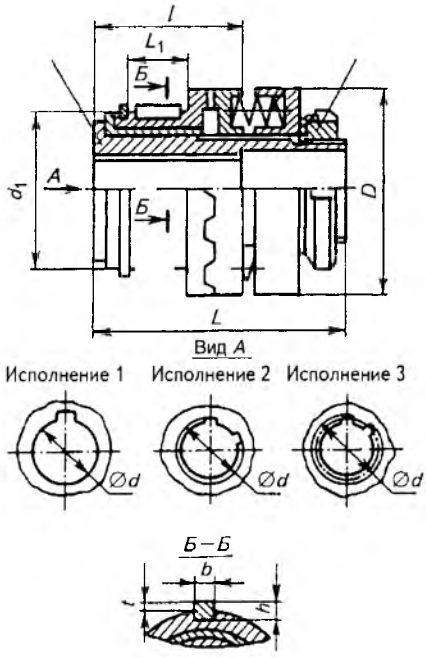


Рис. 15.20. Предохранительная кулачковая муфта и виды исполнения отверстий в полумуфтах ГОСТ 15620—93

$$Q_3 = F_p\left[tg(\alpha+\rho)+f\frac{D_{ср}}{d}\right]. \quad (15.21)$$

Для обеспечения нормальной работы муфты должно соблюдаться условие:

$$Q_2 \geq Q_1 \text{ и } Q_2 > Q_3.$$

На кулачковые предохранительные муфты общемашиностроительного применения распространяется ГОСТ 15620—93.

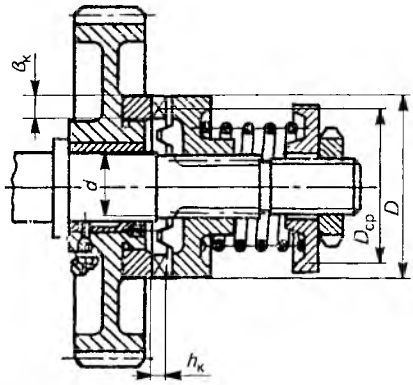


Рис. 15.21. Предохранительная кулачковая муфта, встроенная в зубчатое колесо

Конструкция и виды исполнения предохранительных кулачковых муфт показаны на рис. 15.20, а основные геометрические параметры их приведены в табл. 15.11.

Предусмотренные ГОСТ 15620—93 муфты можно применять для соединения валов, а так же как муфты, встроенные в зубчатые колеса, шкивы ременных передач или звездочки цепных передач, для чего в конструкции муфт предусмотрены посадочные поверхности со шпоночными пазами.

Существуют и нестандартные решения встроенных предохранительных кулачковых муфт. Один из примеров таких конструкций кулачковой муфты, встроенной в колесо, представлен на рис. 15.21. Могут быть определены основные геометрические параметры: наружный диаметр кулачков $D \geq 2d$, где d — диаметр вала; ширина кулачка $b_к = (0{,}12...0{,}15)D$; средний диаметр кулачков $D_{ср} = D - b_к$; высота кулачка $h_к = (0{,}5...0{,}6)b_к$.

Конструктивной разновидностью кулачковых муфт можно считать пру-

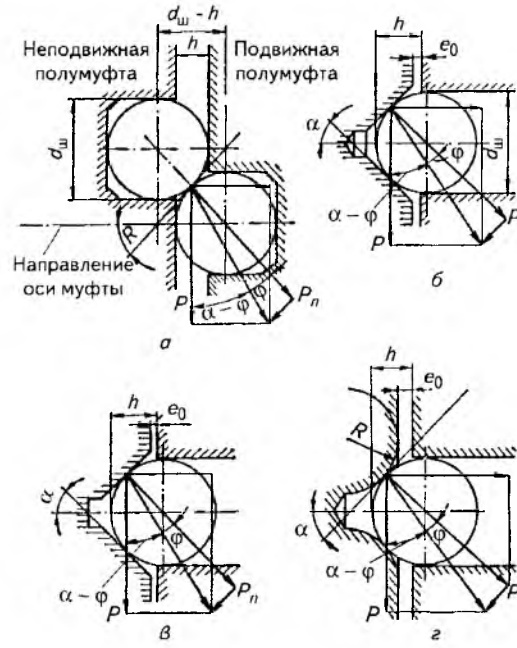


Рис. 15.22. Виды сопряжений шариков с рабочими поверхностями:

а — контактирующие шарики; *б* — с призматическими пазами; *в* — с конической поверхностью; *г* — с тороидной поверхностью

rusautomobile.ru

15.11. Предохранительные кулачковые муфты (ГОСТ 15620—93)

Номинальный крутящий момент, Н · м	Размеры, мм												Допустимая частота вращения, мин$^{-1}$	Масса, кг, не более
	d, для исполнения			d_1	D, не более	L, не более	l, для исполнения		l_1, не более	b	h	l		
	1	2	3				1	2 и 3						
4,0	8	—	—	32	36	63	20	—	12	3	3	1,8	27	0,31
	9	—	—				23	—						
	10	—	—											
6,3	9	—	—	38	48		20	—	14	4	4	2,5	21	0,48
	10	—	—											
	11	—	—											
10,0	12	—	12	48	56	75	30	25	16	5	5	3,0		0,83
	14	14	—											
16,0	12	—	12			80			18				17	0,87
	14	14	14											
	16	16	15				49	28						
25,0	14	14	14	56	71	85	30	25	21	6	6	3,5	13	1,55
	16	16	15				40	28						
	18	—	17											
	—	—	—											
40,0	18	—	17			105			24					1,74

жинно-шариковые муфты, в которых вместо выступов в виде кулачков применяют шарики. Пружинно-шариковые муфты просты в изготовлении благодаря использованию стандартных шариков, которые имеют точные геометрические параметры и шероховатость поверхности которых минимальна при высокой твердости. В процессе срабатывания пружинно-шариковой муфты шарики частично перекатываются, т. е. трение скольжения частично заменяется трением качения. Все вышесказанное обеспечивает пружинно-шариковой муфте бо́льшую надежность и точность срабатывания, чем у кулачковых муфт.

На рис. 15.22 представлены возможные виды сопряжения шариков с рабочими поверхностями второй полумуфты.

Соотношение основных размеров: диаметр окружности расположения центров шариков $D = 2d$, где d — диаметр вала; диаметр шариков $d_ш = (0{,}3...0{,}5)d$; высота выступающей части шариков $h = (0{,}2...0{,}4)d_ш$; зазор между подвижной и неподвижной полумуфтами $e_o = 1{,}5...2$ мм; число шариков $z = 6...12$.

Необходимое усилие пружины определяется аналогично кулачковым муфтам:

$$Q_1 = F_t \operatorname{tg}\alpha;$$

$$Q_2 = F_p\left[tg(\alpha-\rho)-f\frac{D}{d}\right]; \quad (15.22)$$

$$Q_3 = F_p\left[tg(\alpha-\rho)+f\frac{D}{d}\right].$$

В этих формулах: F_p — расчетное значение окружной силы, Н;

$$F_p = T_p/D;$$

ρ — угол трения между шариком и сопряженной поверхностью другой полумуфты; угол между векторами силы нормального давления F_n и равнодействующей R определяется из условия

$$\rho = \operatorname{arctg} f;$$

f — коэффициент трения; α — угол давления на шарик.

Основные параметры пружины определяют по той же методике, которую применяли при расчете кулачковых муфт. На пружинно-шариковые муфты общемашиностроительного применения распространяется ГОСТ 15621—93.

rusautomobile.ru

15.12. Предохранительные пружинно-шариковые муфты (ГОСТ 15621—93)

D (справочный размер), мм	d, мм	Размер посадочных отверстий, мм					Число зубьев z	Размеры, мм			Пределы регулирования вращающего момента, Н · м
		Исполнение 1		Исполнение 2				d_3	L (справочный размер)	t	
		b	$d + t_1$	d_1	d_2	b_1					
	12	4	13,8								2,5...3,5
45	14		16,3	14	11	3		36	70	14	4...5,5
	16	5	18,3	16	13	3,5					6,3...8,5
60	18		20,8	—	—	—		45	80	18	10...13,5
	20		22,8	22	18	5	6				16...21
75	22	6	24,8	—	—	—		55	95	22	25...33
	25		28,3	32	26	6					40...53
90	28		31,3					65	110	30	63...84
	32		35,3	38	32	6					100...181
105	36	10	39,3	—	—	—		75	130	36	
	40		43,3	48	42	8					160...216
120	45	12	48,8	—	—	—	8	85	150	45	
140	50	14	53,8	54	46	9		100	179	55	250...332

Конструкция и виды исполнения пружинно-шариковых муфт приведены на рис. 15.23, а основные геометрические параметры — в табл. 15.12. Пружинно-шариковые муфты (ГОСТ 15621—93) можно применять для соединения валов, а так же как встроенные в зубчатые колеса, шкивы ременных передач или звездочки цепных передач, для чего в конструкции муфт предусмотрены посадочные поверхности и шпоночные пазы.

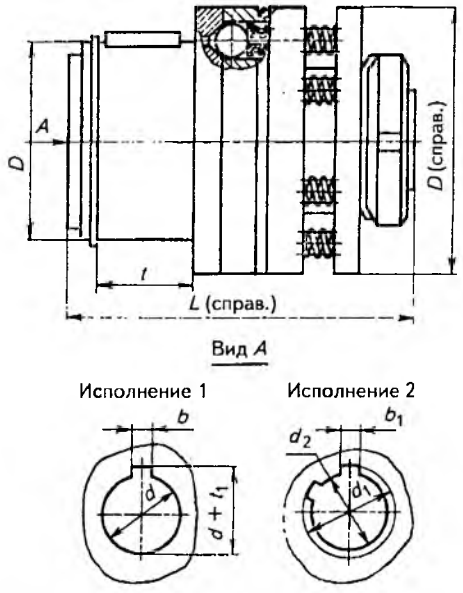


Рис. 15.23. Предохранительная пружинно-шариковая муфта (ГОСТ 15621—93)

Ф р и к ц и о н н ы е м у ф т ы — это предохранительные муфты без разрушающегося элемента. По форме рабочих поверхностей они могут быть дисковые и конусные. Плавное сцепление валов обеспечивают силы трения $F_{тр}$. Для нормальной работы любой фрикционной муфты необходимо соблюдение двух условий.

1. Момент трения $T_{тр}$ должен быть равен расчетному $T_р$ или быть больше него

$$T_{тр} \geq \beta T_{ном} = T_р.$$

Это условие работоспособности.

2. Давление на поверхностях трения не должно превышать допустимого значения для выбранного материала

$$p \leq [p].$$

Это условие износостойкости.

Простейшая дисковая муфта с одной поверхностью трения изображена на рис. 15.24. Здесь полумуфта *1* неподвижно закреплена на ведущем валу, для увеличения трения на ней закреплена фрикционная накладка *2* (клеевое или заклепочное соединение). Полумуфта *3* свободно перемещается в осевом направлении на ведомом валу. Для обеспечения возможности передачи вращающего момента от ведущего вала к ве-

rusautomobile.ru

домому, к полумуфте *3* необходимо приложить осевое усилие Q. Момент трения $T_{тр}$, который возникает на сопряженных поверхностях ведущей и ведомой полумуфт, определится по формуле:

$$\beta T_{ном} = T_{тр} = F_{тр} R_{пр}, \qquad (15.23)$$

где $F_{тр}$ — сила трения; $R_{пр}$ — приведенный радиус кольца трения;

$$R_{пр} = \frac{1}{3}\frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}. \qquad (15.24)$$

Для практических расчетов приведенный радиус можно заменить на средний радиус $R_{ср}$:

$$R_{пр} \approx R_{ср} = \frac{D_1 + D_2}{4}. \qquad (15.25)$$

Чтобы ограничить условие неравномерности износа фрикционных накладок, вследствие неравенства окружных скоростей, обычно соотношение наружного и внутреннего диаметров принимают равным

$$\frac{D_1}{D_2} = 2...1{,}5. \qquad (15.26)$$

Сила $F_{тр}$ на сопряженных поверхностях полумуфт зависит от нормального давления, которое вызывается осевой силой Q. Таким образом,

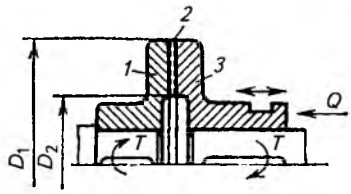


Рис. 15.24. Схема простейшей дисковой фрикционной муфты

$$F_{тр} = Qf. \qquad (15.27)$$

Значение осевой силы Q ограничивается средним допустимым давлением на поверхности фрикционной накладки и определяется по формуле:

$$Q = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right)[p]. \qquad (15.28)$$

Среднее допустимое давление $[p]$ на поверхности диска и коэффициент трения зависят от материала, из которого изготовлена фрикционная накладка (табл. 15.13).

В конечном виде формула для определения максимального момента трения имеет вид:

$$T_{тр} = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right)[p] f R_{пр}. \qquad (15.29)$$

Дисковые фрикционные муфты могут быть и многодисковыми (рис. 15.22). Многодисковая фрикционная

15.13. Коэффициент трения f и допустимое давление $[p]$ для фрикционных муфт

Трущиеся поверхности		f	$[p]$, Н/мм², для муфт	
			конусных	дисковых
Со смазкой	Сталь по стали (закаленные)	0,08...0,10	—	0,3...0,6
	Чугун по чугуну или стали	0,1...0,15	1...1,2	0,3...0,6
	Металлокерамика по стали	0,05...0,08	0,8...1,0	0,5...0,8
	Бронза по чугуну или закаленной стали	0,05...0,08	0,2...0,5	0,2...0,5
	Сталь по текстолиту	0,15	—	0,2...0,5
Без смазки	Чугун по чугуну или стали	0,15	0,3...0,4	0,2...0,3
	Асбестовая обкладка по стали или чугуну	0,3	0,2...0,3	0,2...0,3
	Ретинакс по стали или чугуну	0,3—1,0...1,5		
	Металлокерамическое покрытие по стали или чугуну	0,1...0,2	0,8...1,0	0,8...1,0

Примечание. Большие значения f и $[p]$ относятся к муфтам, пробуксовывающим редко и передающим моменты в сравнительно узком диапазоне ($\beta \le 1{,}3$); меньшие значения f и $[p]$ следует принимать для часто пробуксовывающих муфт при сравнительно значительных колебаниях нагрузки ($\beta > 1{,}3$).

rusautomobile.ru

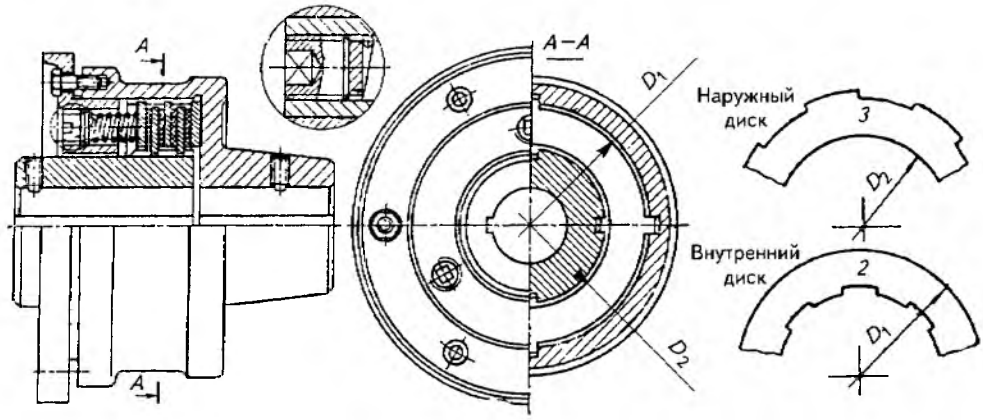


Рис. 15.25. Предохранительная фрикционная многодисковая муфта

муфта состоит из ведущей и ведомой полумуфт, в которых выполнены соответственно наружные и внутренние шлицы. В пазы шлицев вставляются поочередно ведущие (наружные *3*) и ведомые (внутренние *2*) диски, причем ведущих дисков на один больше. Соприкасающиеся поверхности ведущего и ведомого дисков образуют пару трения. Муфта на рис. 15.25 имеет три ведущих диска, два ведомых (с фрикционными обкладками с обеих сторон); число пар трения $i = 4$. Осевое усилие создается тремя пружинами *1*, которые регулируются резьбовыми пробками. После регулировки пробки следует фиксировать от самоотвинчивания.

Момент трения для многодисковой фрикционной муфты определяется умножением момента трения однодисковой муфты на число пар трения i:

$$T_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right)[p] f R_{\text{пр}} i. \quad (15.30)$$

По условиям смазывания муфты могут быть сухими (рис. 15.26) или мокрыми (рис. 15.27). Масло служит для уменьшения износа дисков, расцепления рабочих поверхностей и отвода теплоты. Мокрые муфты должны быть герметичными, что существенно усложняет конструкцию и увеличивает

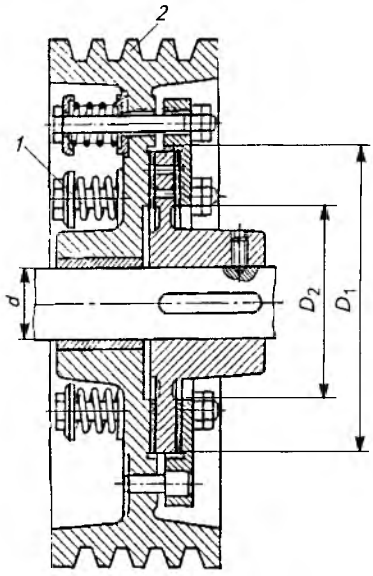


Рис. 15.26. Сухая дисковая муфта, встроенная в шкив клиноременной передачи:

1 — пружина; *2* — шкив

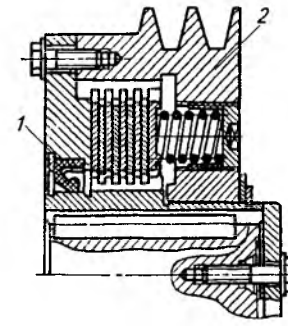


Рис. 15.27. Мокрая многодисковая муфта, встроенная в шкив клиноременной передачи:

1 — манжета; *2* — шкив

rusautomobile.ru

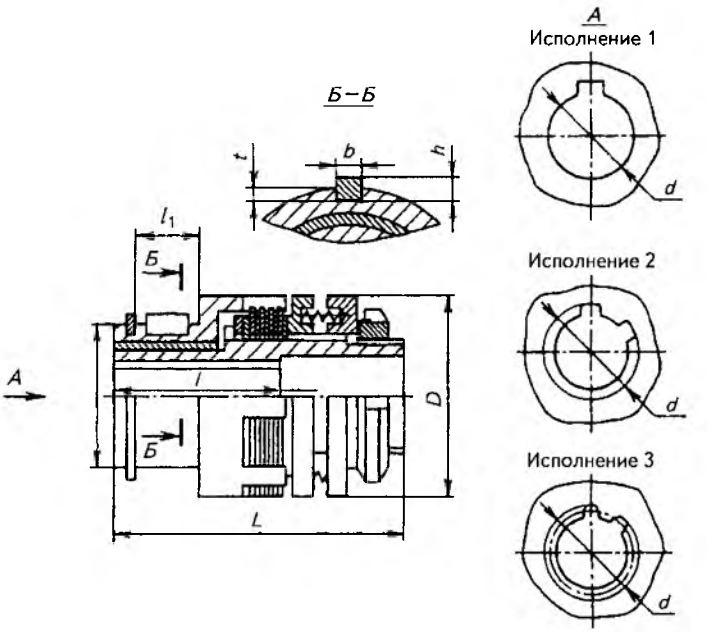


Рис. 15.28. Предохранительная фрикционная муфта (ГОСТ 15622—96)

стоимость. Поэтому наибольшее применение имеют сухие муфты.

Предохранительные фрикционные муфты стандартизированы (рис. 15.28). ГОСТ 15622—96 распространяется на муфты общемашиностроительного применения, которые предназначены для предохранения привода при передаче вращающего момента 6,3...16 000 Н · м в любом пространственном положении.

Основные размеры и характеристики предохранительных фрикционных муфт по ГОСТ 15622—96 приведены в табл. 15.14.

15.14. Предохранительная фрикционная муфта (ГОСТ 15622—96)

Номинальный вращающий момент $M_{кр}$, Н · м	d, мм				d_1, мм	D, мм, не более	L, мм, не более	l, мм, не более		l, мм, не более	b, мм	h, мм	t, мм	Частота вращения, $мин^{-1}$, не более	Масса, кг, не более
	Исполнение							Исполнение							
	1		2	3				1	2 и 3						
	1-й ряд	2-й ряд													
6,3	9	—	—	—	32	50	75	20	—	16	4	4	2,5	50	0,64
	10	—	—	—				30	—						
	11	—	—	—											
10,0	12	—	—	12	38		80	30	25		5	5	3,0	42	0,68
	14	—	14	14											
16,0	12	—	—	12			83			18					0,75
	14	—	14	14											
	16	—	16	15				40	28						
25,0	14	—	14	14	45	65	90	30	25	21					1,10
	16	—	16	15				40	28						
	18	—	—	17											
	—	19	—	—											

rusautomobile.ru

Продолжение

Номинальный вращающий момент $M_{кр}$, Н · м	d, мм				d_1, мм	D, мм, не более	L, мм, не более	l, мм, не более		l, мм, не более	b, мм	h, мм	t, мм	Частота вращения, мин$^{-1}$, не более	Масса, кг, не более
	Исполнение							Исполнение							
	1		2	3				1	2 и 3						
	1-й ряд	2-й ряд													
40,0	18	—	—	17	45	70	95	40	28	24	6	6	3,5	25	1,20
	—	19	—	—											
	20	—	20	20				50	36						
	22	—	22	22											
63,0	20	—	20	20	55	85	120			28	8	7	4,0	17	2,00
	22	—	22	22											
	—	24	—	—											
	25	—	25	25				60	42						
100,0	—	24	—	—	65	95	125	50	36	32	10	8	5,0	17	3,60
	25	—	25	25				60	42						
	28	—	28	28											
	—	30	—	30				80	58						
160,0	28	—	28	28	70	100	150	60	42	36	10			13	3,80
	—	30	—	30				80	58						
	32	—	32	32											
250,0	36	—	—	35		120	160			42	10			10	5,00
	—	38	38	38											
	40	—	—	40				110	82						
400,0	—	38	38	38	90	145	180	80	58	48	14	9	5,5	7	7,60
	40	—	—	40				110	82						
	—	42	42	42											
	45	—	—	45											
	—	48	48	—											
630,0	45	—	—	45	95	155	240			56	16	10	6,0		12,0
	—	48	48	—											
	50	—	—	50											
	—	53	54	—											
	55	—	—	55											
1000	50	—	—	50	120	170	270	110	82	67	18	11	7,0	6	16,5
	—	53	54	—											
	55	—	—	55											
	—	56	—	—											
	60	—	60	60				140	105						
	63	—	—	—											
1600	60	—	60	60	140	200	285	140	105	75	22	14	7,5		30,0
	63	—	—	—											
	—	65	65	65											
	70	—	—	70											
	71	—	72	—											
	—	75	—	75											
2500	70		—	70	150	240	330			90	25	14	9,0		45,5
	71	—	72	—											
	—	75	—	75											

rusautomobile.ru

Продолжение

Номинальный вращающий момент $M_{кр}$, Н · м	d, мм				d_1, мм	D, мм, не более	L, мм, не более	l, мм, не более		l, мм, не более	b, мм	h, мм	t, мм	Частота вращения, мин$^{-1}$, не более	Масса, кг, не более
	Исполнение							Исполнение							
	1		2	3				1	2 и 3						
	1-й ряд	2-й ряд													
2500	80	—	82	80	150	240	330			90	25	14	9,0		45,5
	—	85	—	85				170	130					6	
	90	—	92	90											
4000	80	—	82	80	160	280	355			120	28	16	10,0		59,0
	—	85	—	85				170	130						
	90	—	92	90											
	—	95	—	95											
	100	—	102	100				210	130						
6300	—	95	—	95	180	350	375	170	130	150	32	18	11,0		88,5
	100	—	102	100											
	—	105	—	—											
	110	—	112	110											
	—	120	112	120				210	165						
10000	110	—	112	110	200	400	440			250	36	20	12,0	5	124,0
	—	120	—	120											
	125	—	125	—											
	—	130	—	130				250	200						

Предохранительные фрикционные дисковые муфты чувствительны к центровке валов. Их часто применяют как встроенные в элементы передач: зубчатое колесо, шкив ременной передачи или звездочку цепной передачи.

Конструкция фрикционной дисковой муфты, встроенной в шкив клиноременной передачи, приведена на рис. 15.29.

При проектировании нестандартных встроенных муфт нужно придерживаться примерно таких соотношений размеров:

наружный диаметр кольца трения $D_1 = (3...4)d$, где d — диаметр вала;

внутренний диаметр кольца трения $D_2 = (0{,}5...0{,}6)D_1$;

толщина дисков мокрой муфты 1,5...2,5 мм, а для сухих — 2,5...5 мм;

толщина фрикционных накладок — 4...5 мм.

Конусные фрикционные муфты относительно просты по конструкции. Однако они имеют значительные габаритные размеры и, кроме того, для их использования требуются высокая соосность соединяемых валов, точность и чистота изготовления рабочих по-

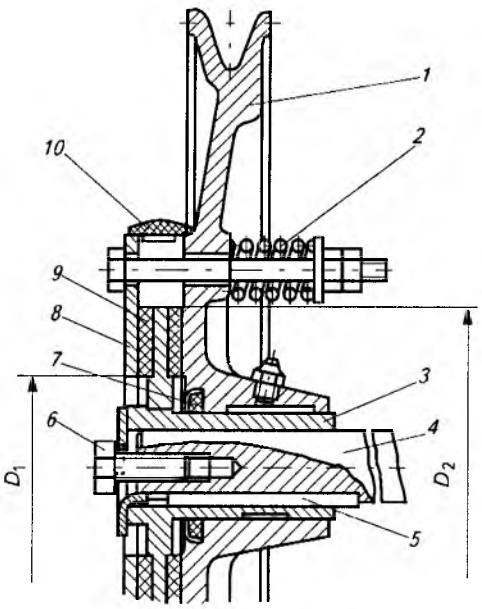


Рис. 15.29. Предохранительная фрикционная дисковая муфта, встроенная в шкив клиноременной передачи:

1 — шкив; *2* — пружина; *3* — диск со ступицей; *4* — вал; *5* — шпоночное соединение; *6* — шайба концевая со стопорным винтом; *7* — манжета; *8* — нажимной диск; *9* — накладка; *10* — защитные кольца

rusautomobile.ru

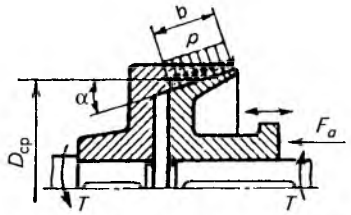


Рис. 15.30. Схема простейшей конусной муфты

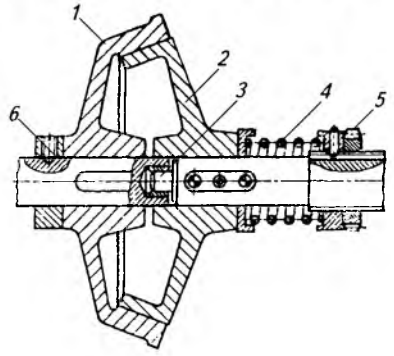


Рис. 15.31. Конусная предохранительная фрикционная муфта:

1 — полумуфта с внутренним конусом; *2* — полумуфта с наружным конусом; *3* — центрирующее устройство; *4* — пружина; *5* — устройство для регулирования усилия пружины; *6* — фиксатор от осевого смещения

верхностей конусов. Различают мокрые и сухие конусные муфты, которые могут работать соответственно со смазкой и без смазки трущихся поверхностей.

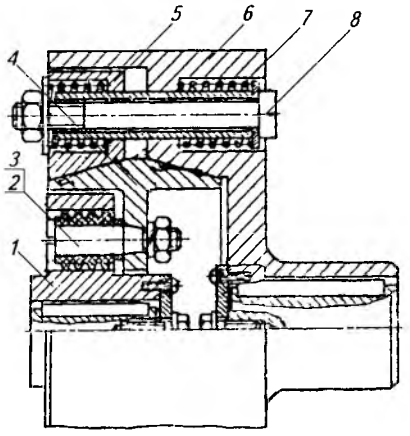


Рис. 15.32. Предохранительная фрикционная муфта с двойным конусом:

1 — ведущая полумуфта; *2* — пальцы; *3* — втулки; *4* — ведущий двойной конус; *5* — нажимной конус; *6* — ведомая полумуфта; *7* — пружины; *8* — болты для регулирования усилия пружины

Простейшая конусная муфта изображена на рис. 15.30. Под действием осевой силы F_a, создаваемой пружиной на конусной поверхности, возникает распределенная нагрузка p, которая вызывает силы трения, направленные по касательной к окружности конуса.

Рассматривая равновесие правой полумуфты, получим:

$$F_a = pb\pi D_{ср}\sin\alpha;$$

$$\beta T = T_{тр} = pf\pi\frac{D_{ср}}{2}.$$

Решая систему уравнений, можно получить:

$$\beta T = T_{тр}\frac{F_a D_{ср}}{2}\frac{f}{\sin\alpha} = F_a\frac{D_{ср}}{2}f',$$

где f' — приведенный коэффициент трения, который увеличивается при уменьшении угла α.

Возрастание f' позволяет увеличить модуль силы F_a, а следовательно, и момент трения. Но уменьшение угла α может привести к заклиниванию муфты, поэтому на практике угол $\alpha < 15°$.

Конусная фрикционная муфта показана на рис. 15.31. Соединяемые валы должны быть сцентрированы; для этой цели один вал имеет шип, а другой — отверстие, в которое входит шип. Для уменьшения трения в центрирующем устройстве предусмотрен подшипник скольжения.

Конусные муфты могут быть с двойным конусом (рис. 15.32).

15.3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА И ПОДБОРА МУФТ

Пример 1. Для привода, схема которого показана на рис. 15.33, подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП) для соединения рабочего вала с машиной. Из технического задания на проектирование привода известно, что величина передаваемого рабочим валом момента $T_р = 230$ Н · м; частота вращения рабочего вала $n_р = 93$ мин$^{-1}$; передаточное отношение редуктора $u_р = u_{34} = 6{,}3$; синхронная частота вращения электродвигателя $n_с = 1500$ мин$^{-1}$.

Электродвигатель выбираем по потребной мощности

rusautomobile.ru

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{р}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $P_{\text{р}}$ — мощность на рабочем валу;

$P_{\text{р}} = T_{\text{р}}\omega_{\text{р}} = 230\frac{\pi \cdot 93}{30} = 2238$ Вт, $\eta_{\text{общ}}$ — общий коэффициент полезного действия привода; $\eta_{\text{общ}} = \eta_{12}\eta_{34}\eta^2_{\text{п.к}} = 0{,}95 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99^2 = 0{,}903$, $\eta_{12} = 0{,}95$ — коэффициент полезного действия ременной передачи; $\eta_{34} = 0{,}97$ — коэффициент полезного действия редуктора; $\eta_{\text{п.к}} = 0{,}99$ — коэффициент полезного действия подшипников качения.

Тогда

$$P'_{\text{дв}} = \frac{2238}{0{,}903} = 2478\,\text{Вт} = 2{,}478\,\text{кВт},$$

Выбираем по приложению 1 электродвигатель общего назначения А100S4У3, номинальная мощность которого $P_{\text{дв}} = 3$ кВт при асинхронной частоте вращения $n_{\text{дв}} = 1435$ мин$^{-1}$.

Одноступенчатый цилиндрический редуктор выбираем по значению расчетного момента на рабочем валу

$$T_{\text{расч}} = T_{\text{р}}k = 230 \cdot 1{,}3 = 299\ \text{Н} \cdot \text{м}$$

k — коэффициент запаса (см. табл. 15.1); $k = 1{,}2...1{,}4$.

По каталогу выбираем редуктор ЦУ-160, для которого допускается значение вращающего момента до 1000 Н · м, диаметр быстроходного вала $d_{\text{б}} = 45$ мм, диаметр конусного тихоходного вала $d_{\text{т}} = 55$ мм.

Предохранительную упругую втулочно-пальцевую муфту нужно выбрать по ГОСТ 21424—93 (табл. 15.8) — диаметр конусного отверстия под вал $d_{\text{б}} = 55$ мм. Допустимый вращающий момент 710 Н · м, а допустимая частота вращения 380 мин$^{-1}$. Необходимые размеры для вычерчивания муфты приведены в табл. 15.8.

Пример 2. По данным примера 1 определить основные геометрические размеры дисковой фрикционной предохранительной муфты, встроенной в ведомый шкив клиноременной передачи.

Из расчета клиноременной передачи получен диаметр ведомого шкива $D_2 = 355$ мм, диаметр быстроходного вала $d_{\text{б}} = 45$ мм был определен для редуктора типа ЦУ-160. Вращающий момент, передаваемый ведомым шкивом

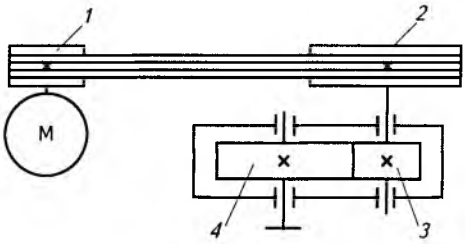


Рис. 15.33. Климатическая схема привода

$$T_2 = T_{\text{дв}}u_{12}\eta_{12} = 16{,}49 \cdot 2{,}45 \cdot 0{,}95 = 38{,}38\ \text{Н} \cdot \text{м},$$

где

$$T_{\text{дв}} = \frac{P'_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{2478 \cdot 30}{\pi \cdot 1435} = 16{,}49\ \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$u_{12} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{34}} = \frac{15{,}4}{6{,}3} = 2{,}45$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{р}}} = \frac{1435}{93} = 15{,}4$$

В качестве прототипа принимаем конструкцию, приведенную на рис. 15.29. Вращающий момент от шкива *1* на быстроходный вал редуктора передается диском фрикционной муфты, которая состоит из ведомого диска со ступицей *3* и накладками *9*, который прижимается усилием пружин *2* через нажимной диск к шкиву *1*, на торцевой поверхности которого имеется чисто обработанная поверхность.

Для защиты поверхностей трения от попадания масла установлена манжета *7*, а для защиты от пыли и абразивных частиц — защитное кольцо *10*. Усилие пружин *2* регулируется гайками, которые фиксируются контргайками.

Момент трения $T_{\text{тр}}$, возникающий на трущихся поверхностях, должен быть не менее расчетного, который должен передавать шкив:

$$T_{\text{расч}} = T_2\beta = 38{,}38 \cdot 1{,}15 = 44{,}137\ \text{Н} \cdot \text{м},$$

где β — коэффициент запаса, $\beta = 1{,}15...1{,}25$;

$$T_{\text{расч}} \geq T_{\text{тр}} = QfiR_{\text{ср}},$$

где Q — сила прижатия дисков пружинами; f — коэффициент трения накладок с нажимным диском и торцем шкива; $i = 2$ — число трущихся поверхностей;

rusautomobile.ru

$$R_{ср}=\frac{D_1+D_2}{4}=\frac{180+100}{4}=70\text{мм}.$$

Принимаем материал накладок асбест, для которого $f=0,3$ и $[p]=(0,2...0,3)$ Н/мм^2 (см. табл. 15.13).

Определим необходимое усилие пружин:

$$Q=\frac{T_р}{fiR_{ср}}=\frac{44,137\cdot10^3}{0,3\cdot2\cdot70}=1050,8\text{Н}$$

При этом давление на поверхностях трения можно определить из условия:

$$Q=[p]\frac{\pi}{4}\left(D_2^2-D_1^2\right),$$

откуда давление

$$[p]=\frac{4Q}{\pi\left(D_2^2-D_1^2\right)}=\frac{4\cdot1050,8}{3,14\left(180^2-100^2\right)}=$$

$$=0,06\text{Н/мм}^2.$$

Работоспособность накладок, изготовленных из асбеста, гарантирована.

Число пружин, которые должны обеспечить равномерное прижатие дисков z, должно быть не менее трех.

По усилию одной пружины Q' подбирают или рассчитывают пружины:

$$Q'=\frac{Q}{z}.$$

Контрольные вопросы и задания

1. Каково назначение механических муфт? 2. Приведите классификацию механических муфт по принципу их действия. 3. Какие погрешности расположения валов, соединяемых муфтой, возможны при монтаже и эксплуатации сельскохозяйственных машин? 4. По каким параметрам выбирают стандартную муфту? 5. Каким образом учитывают характер динамической нагрузки сельскохозяйственных машин, для привода которых выбирают муфту? 6. В каких случаях возможно применение глухих муфт? 7. Почему зубчатая муфта считается универсальной компенсирующей? Опишите ее конструкцию и принцип действия. 8. Каково назначение упругих механических муфт, какие виды механических муфт относятся к этому типу? 9. Каково назначение предохранительных муфт, какие виды предохранительных муфт наиболее часто используют в сельскохозяйственных машинах? 10. Как устроены и работают обгонные муфты? Назовите область их применения в сельскохозяйственных машинах. 11. Как устроена и работает фрикционная дисковая муфта? Назовите виды машин, где ее используют как управляемую и предохранительную муфту. 12. Почему упругая втулочно-пальцевая муфта широко применяется в электроприводе?

rusautomobile.ru

Глава 16
РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ И СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

16.1. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В машиностроении применяют следующие соединения деталей и узлов: разъемные — резьбовые, шпоночные, зубчатые (шлицевые), профильные, штифтовые, клиновые; неразъемные — сварные, заклепочные, паяные, клеевые, а также прессовые. В данной главе будут рассмотрены расчеты на прочность только резьбовых и сварных соединений.

Среди других соединений наиболее распространены резьбовые, что объясняется их достоинствами: высокой нагрузочной способностью и надежностью, удобством в эксплуатации, высокой степенью стандартизации, относительной простотой изготовления, малыми размерами и массой, невысокой стоимостью.

Основной недостаток резьбовых соединений — концентрация напряжения в резьбе, снижающая их прочность, особенно при циклических нагрузках.

Причиной выхода из строя резьбовых соединений является, как правило, разрушение стержня болта (винта, шпильки) или резьбы.

Стандартные резьбовые соединения (за исключением применения низких гаек) рассчитывают по наименее прочному элементу — стержню болта (винта, шпильки, рис. 16.1). По найденному диаметру болта d подбирают другие детали резьбового соединения: гайки, шайбы и др. (приложения 57...66). Длину болта принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей.

Расчет болтов зависит от характера нагружения и технологических особенностей сборки резьбовых соединений (затянутые, незатянутые, с зазором между болтом и отверстием соединяемых деталей и без зазора). По характеру нагружения болты подразделяют на статически или циклически нагружаемые, воспринимающие осевую или поперечную (сдвигающую детали в стыке) нагрузку.

Расчет статически и повторно-статически нагруженных болтов. При осевом нагружении условие прочности на растяжение

$$\sigma = \frac{F_p}{\pi d_1^2 / 4} \le [\sigma]. \qquad (16.1)$$

Тогда расчетный внутренний диаметр резьбы

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma]}}, \qquad (16.2)$$

где F_p — расчетное усилие в стержне болта; $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения для болта:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{s_т}. \qquad (16.3)$$

Здесь $\sigma_т$ — предел текучести материала болта (табл. 16.1); $s_т$ — коэффициент запаса прочности (табл. 16.2), зависящий от материала, характера нагрузки и диаметра резьбы d, которым в начале расчета ориентировочно задаются.

Если в результате расчета получится значение d, которое не лежит в ранее принятом интервале диаметров, то задаются другим значением и расчет повторяют.

При контролируемой затяжке болтов из углеродистых сталей $[\sigma] \approx 0{,}6\sigma_т$, легированных $[\sigma] \approx 0{,}5\sigma_т$. Для незатянутых резьбовых соединений из сталей: углеродистых $[\sigma] = (0{,}5...0{,}6)\ \sigma_т$; легированных $[\sigma] = (0{,}4...0{,}55)\sigma_т$.

rusautomobile.ru

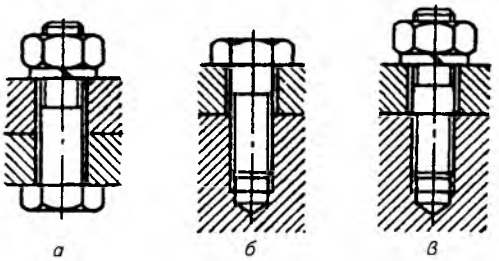


Рис. 16.1. Резьбовые соединения:

а — болтовое; *б* — винтом; *в* — шпилькой

Расчетное усилие в формулах (16.1) и (16.2) определяют в зависимости от вида осевого нагружения.

1. *Болт затянут и к нему приложена внешняя осевая нагрузка* (рис. 16.2).

В этом случае расчетное усилие в болте

$$F_р = 1{,}3F + \chi F_{вн}, \qquad (16.4)$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий напряжение в болте вследствие его скручивания при затяжке; F — сила начальной затяжки, с которой болт растягивается при завинчивании гайки (винта) моментом завинчивания $T_{зв}$, создаваемым ключом; связь F с $T_{зв}$:

$$T_{зв} \approx 0{,}2Fd. \qquad (16.5)$$

χ — коэффициент внешней нагрузки, зависящий от коэффициентов податливости болта $\lambda_б$ и соединяемых деталей $\lambda_д$:

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_д + \lambda_б}; \qquad (16.6)$$

в приближенных расчетах для соединений из стальных и чугунных деталей без упругих прокладок принимают $\chi \approx 0{,}2...0{,}3$; при наличии упругих прокладок (асбест, паронит, резина и др.) $\chi \approx 0{,}4...0{,}5$.

16.1. Механические характеристики материалов деталей резьбовых соединений

Марка стали	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести, $\sigma_т$, МПа	Предел выносливости σ_{-1}, МПа
Ст.3 и 10	340	200	160
20	400	240	170
35	500	300	180
45	600	360	240
30Х	800	640	280
30ХГСА	1000	900	300
ВТ16	1200	—	350

16.2. Коэффициент запаса прочности $s_т$ болтов при неконтролируемой затяжке

Нагрузка	Диаметр резьбы, мм	Сталь	
		Углеродистая	Легированная
Постоянная	М6...М16	5...4	6,5...5
	М16...М30	4...2,5	5...3,3
Переменная (от 0 до F)	М6...М16	10...6,5	12,5...8,3
	М16...М30	6,5	8,3

$F_{вн}$ — внешняя осевая нагрузка на болт (для случая, показанного на рис. 16.2 $F_{вн} = F_a/z$, где z — число болтов).

Формула (16.4) справедлива, пока давление в стыке не снизится до нуля.

Во избежание раскрытия стыка

$$F = k_{зт}(1 - \chi)F_{вн}, \qquad (16.7)$$

где $k_{зт}$ — коэффициент запаса начальной затяжки, принимаемый: при постоянной нагрузке $k_{зт} = 1{,}25...2$; при переменной нагрузке, а также для обеспечения герметичности $k_{зт} = 2{,}5...4$.

Выразив силу начальной затяжки F через внешнюю нагрузку $F_{вн}$, согласно зависимости (16.7) и подставив ее в формулу (16.4), получим расчетное усилие в болте

$$F_р = 1{,}3k_{зт}(1 - \chi)F_{вн} + \chi F_{вн}. \qquad (16.8)$$

Остальные виды осевого нагружения болтов и их расчет являются частными случаями рассмотренного.

2. *Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует.*

Так как $F_{вн} = 0$, то в этом случае, согласно формуле (16.4), расчетное усилие в болте

$$F_р = 1{,}3F. \qquad (16.9)$$

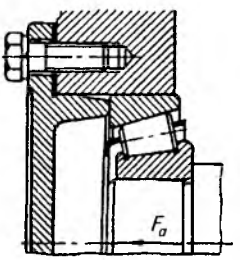


Рис. 16.2. Затянутый болт с дополнительно приложенной внешней осевой нагрузкой F_a

rusautomobile.ru

3. *К незатянутому болту приложена внешняя растягивающая нагрузка* (рис. 16.3). В данном случае $F = 0$, а $\chi = 1$; так как $\lambda_д >> \lambda_б$, то можно принять $\lambda_б = 0$. Тогда согласно выражению (16.4) расчетное усилие в болте

$$F_р = F_{вн}. \qquad (16.10)$$

Вычисленное значение внутреннего диаметра резьбы d_1 позволяет по табл. 16.3 определить наружный диаметр d и шаг резьбы P.

Расчет резьбовых соединений, подверженных переменным нагрузкам. Причина нарушения работоспособности таких резьбовых соединений — усталостное разрушение стержней болтов (винтов, шпилек) в месте перехода резьбовой части в гладкую.

Болт, диаметр которого определен

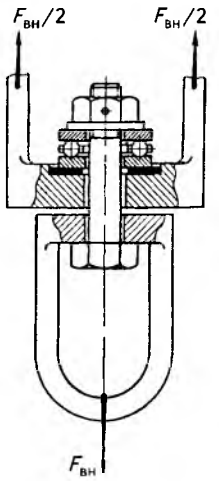


Рис. 16.3. Незатянутое болтовое соединение с приложенной внешней растягивающей нагрузкой $F_{вн}$

16.3. Наружный диаметр d, шаг P и расчетный внутренний диаметр d_1 метрической резьбы, мм

d	P	d_1	d	P	d_1
6	1,0	4,918	18	2,5	15,294
	0,75	5,188		2,0	15,835
	0,5	5,439		1,5	16,376
8	1,25	6,647		1,0	16,918
	1,0	6,918		0,75	17,188
	0,75	7,188		0,5	17,459
	0,5	7,459	20	2,5	17,294
10	1,5	8,376		2,0	17,835
	1,25	8,647		1,5	18,376
	1,0	8,918		1,0	18,918
	0,75	9,188		0,75	19,188
	0,5	9,459		0,5	19,459
12	1,75	10,106	22	2,5	19,294
	1,5	10,376		2,0	19,835
	1,25	10,647		1,5	20,376
	1,0	10,918		1,0	20,918
	0,75	11,188		0,75	21,188
	0,5	11,459		0,5	21,459
14	2,0	11,835		2,0	21,835
	1,5	12,376	24	3,0	20,752
	1,25	12,647		1,5	22,376
	1,0	12,918		1,0	22,918
	0,75	13,188		0,75	23,188
	0,5	13,459			
16	2,0	13,835			
	1,5	14,376			
	1,0	14,918			
	0,75	15,188			
	0,5	15,459			

rusautomobile.ru

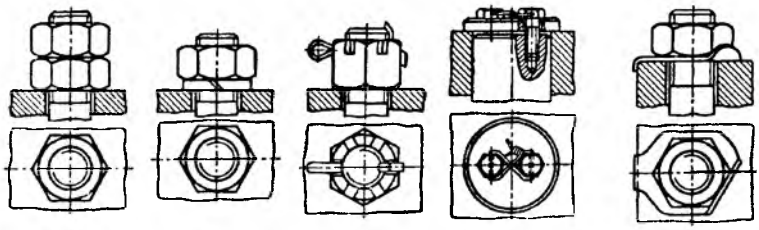


Рис. 16.4. Способы стопорения резьбовых соединений от самоотвинчивания

по формуле (16.2), проверяют на усталостную прочность, оцениваемую коэффициентом запаса по амплитуде цикла

$$s_a = \frac{\sigma_{-1б}}{\sigma_a} \geq [s_a], \qquad (16.11)$$

где $\sigma_{-1б}$ — предел выносливости болта

$$\sigma_{-1б} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma}. \qquad (16.12)$$

Здесь σ_{-1} — предел выносливости при растяжении гладкого образца (см. табл. 16.1); k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжения, принимаемый при затянутом резьбовом соединении (для углеродистой стали $k_\sigma = 3{,}5...4{,}5$; для легированной стали $k_\sigma = 4{,}0...5{,}5$). Большие значения относятся к резьбе $d > 20$ мм; для резьб, изготовленных накаткой, приведенные значения k_s уменьшить на 20...30 %; σ_a — амплитуда цикла;

$$\sigma_a = \frac{2\chi F_{вн}}{\pi d_1^2}. \qquad (16.13)$$

Допустимый коэффициент по амплитуде цикла $[s_a] = 2{,}5$.

В резьбовых соединениях, подверженных переменным нагрузкам, ослабление затяжки происходит значительно интенсивнее, чем при постоянной. Это отрицательно сказывается на усталостной прочности, так как приводит к увеличению амплитуды переменной внешней нагрузки, а также является одной из причин самоотвинчивания резьбовых соединений. Чтобы предотвратить самоотвинчивание, стопорят гайки и болты относительно друг друга или корпусных деталей. Существует множество различных способов стопорения резьбовых соединений от самоотвинчивания, наиболее употребляемые из которых показаны на рис. 16.4, а в приложениях 65 и 66 приведены наиболее распространенные стандартные элементы стопорения.

В целях повышения надежности резьбовых соединений, подверженных переменным нагрузкам, целесообразно применять начальную затяжку соединений, равную $(0{,}6...0{,}7)\sigma_т$ для болтов, выполненных из углеродистых сталей и $(0{,}5...0{,}6)\sigma_т$ — для легированных. При конструировании резьбовых соединений одним из главных правил является выполнение условия: податливые болты, жесткие фланцы. Это достигается: применением высокопрочных болтов меньшего сечения; увеличением длины болтов; применением соединяемых деталей, имеющих повышенный предел упругости.

Расчет резьбовых соединений, воспринимающих поперечную нагрузку. Условие надежности такого соединения — отсутствие сдвига деталей в стыке. Могут быть два варианта конструкции, что и определяет расчет.

Болт поставлен с зазором (рис. 16.5). Во избежание сдвига деталей резьбовое соединение необходимо затянуть так, чтобы сила трения $F_т$ на стыке деталей была не меньше сдвигающей силы:

$$F_т = fFzi \geq Q, \qquad (16.14)$$

где f — коэффициент трения (для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0{,}15...0{,}2$); F — необходимая сила затяжки; z — число болтов; i — число стыков.

Тогда необходимая сила затяжки

$$F = \frac{kQ}{fzi}, \qquad (16.15)$$

rusautomobile.ru

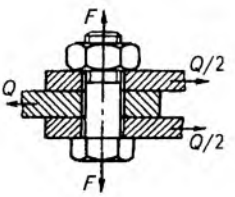


Рис. 16.5. Болтовое соединение с зазором, воспринимающее поперечную нагрузку Q

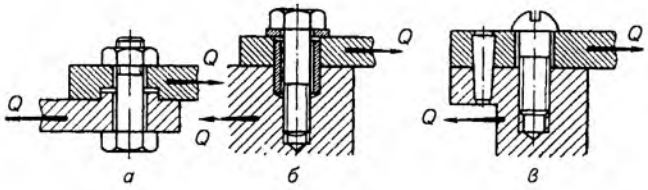


Рис. 16.6. Устройство для разгрузки болтов от поперечных сил

где k — коэффициент запаса; $k = 1{,}2..1{,}5$ при статической нагрузке, $k = 1{,}8...2{,}0$ при переменной.

Внешняя нагрузка не передается на болт, поэтому, согласно зависимости (16.9), расчетное усилие $F_р = 1{,}3F$. Хотя такое соединение несложно в изготовлении, однако размеры его получаются относительно большими вследствие необходимости большой силы затяжки F. Поэтому желательно применять специальные устройства, разгружающие болты от поперечной силы (рис. 16.6).

Болт поставлен в отверстие без зазора (рис. 16.7). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта d_0 выполняют с допуском, обеспечивающим посадку без зазора. Затяжка болта необязательна, а поэтому силы трения в стыке не учитывают. Поперечная (сдвигающая) сила Q воспринимается непосредственно болтом, который испытывает напряжение среза:

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{\frac{\pi d_0^2}{4} iz} \le [\tau_{ср}], \qquad (16.16)$$

откуда диаметр стержня болта

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi iz[\tau_{ср}]}}, \qquad (16.17)$$

где i — число поверхностей среза; z — число болтов; $[\tau_{ср}]$ — допустимое напряжение среза; $[\tau_{ср}] = (0{,}2...0{,}3)\sigma_т$.

В этом случае болты получаются значительно меньшего диаметра, чем болты, поставленные с зазором и работающие «на затяжку». Однако технологически конструкция с болтами, поставленными без зазора, значительно сложнее, что ограничивает их применение.

Помимо этого, сопряжение болт — деталь испытывает напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{d_0 \delta_{min}} \le [\sigma_{см}], \qquad (16.18)$$

где δ_{min} — минимальная длина сопряжения болта с деталью; $[\sigma_{см}] = 0{,}8\sigma_т$ — для стали, $(0{,}4...0{,}5)\sigma_в$ — для чугуна.

Формула (16.18) справедлива как для соединяемых деталей, так и для болта. Определяющим является менее прочный вариант, когда расчетное напряжение $\sigma_{см}$ максимальное, а допустимое напряжение определено по более слабому материалу болта или деталей.

Расчет резьбы на прочность. В случае применения низких гаек (высотой $H \le 0{,}5d$), а также при недостаточной длине свинчивания H винтов и шпилек (с деталями: стальными — $H < d$; чугунными силуминовыми — $H < 1{,}5d$) фактором, определяющим работоспособность резьбовых соединений, может оказаться прочность резьбы. Наиболее характерный вид разрушения крепежной резьбы — срез ее витков (рис. 16.8).

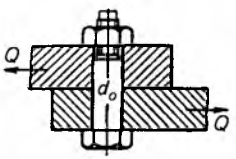


Рис. 16.7. Болтовые соединения без зазора, воспринимающие поперечную нагрузку Q

rusautomobile.ru

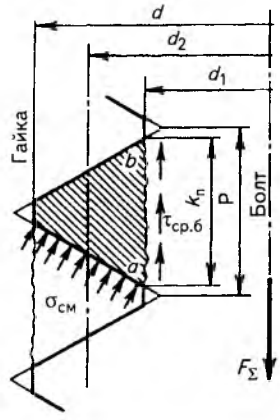


Рис. 16.8. Расчетная схема витков резьбы

Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

болта

$$\tau_{ср.б} = \frac{F_\Sigma}{\pi d_1 H k_п k_m} \le [\tau_{ср.б}]; \quad (16.19)$$

гайки

$$\tau_{ср.г} = \frac{F_\Sigma}{\pi d H k_п k_m} \le [\tau_{ср.г}], \quad (16.20)$$

где F_Σ — суммарное осевое усилие, воспринимаемое резьбой и определяемое в зависимости от видов нагружения резьбового соединения по формулам (16.4), (16.9), (16.10), но без коэффициента 1,3, учитывающего скручивание стержня болта (винта, шпильки) при затяжке; $k_п$ — коэффициент полноты резьб: для треугольной $k_п \approx 0{,}87$; для трапецеидальной $k_п = 0{,}65$; для прямоугольной $k_п \approx 0{,}5$; k_m — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между витками; $k_m \approx 0{,}6...0{,}7$; $[\tau_{ср.б}]$ и $[\tau_{ср.г}]$ — соответственно допустимое напряжение на срез резьбы болта и гайки.

Допустимое напряжение среза зависит от материала:

$$[\tau_{ср}] = (0{,}15...0{,}2)\sigma_т.$$

Если материалы болта и гайки одинаковые, то по напряжению среза рассчитывают только резьбу болта, так как $d_1 < d$.

Особенности расчета групповых резьбовых соединений. Расчет таких соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта (винта, шпильки) и последующей оценки его прочности в зависимости от характера нагружения, рассмотренных ранее. Остальные болты соединения не рассчитывают — их принимают того же диаметра, что и наиболее нагруженный.

Рассмотрим ряд типовых случаев расчета групп болтов.

При действии осевой силы, раскрывающей стык [крепление крышек сосудов (см. рис. 16.9) и др.]. Болты работают с предварительной затяжкой и нагружаются дополнительными внешними силами. На каждый болт действует внешняя сила

$$F_{вн} = \frac{F_A}{z}, \quad (16.21)$$

где F_A — общая внешняя осевая сила, раскрывающая стык; z — число болтов.

Определив по формуле (16.4) расчетное усилие в болте, далее находят по формуле (16.2) диаметр d_1 болта или проверяют его на прочность по зависимости (16.1).

При действии момента, раскрывающего стык (крепление к раме электродвигателя, редуктора и т. п). Рассмотрим этот случай на примере крепления цилиндрического одноступенчатого редуктора к раме (рис. 16.10).

Редуктор стремится опрокинуться под действием опрокидывающего момента $T_{оп}$, равного для данного случая алгебраической сумме моментов

$$T_{оп} = T_1 + T_2 - T_р, \quad (16.22)$$

где T_1 — момент на ведущем валу; T_2 — момент на ведомом валу; $T_р$ — момент от силы тяжести редуктора.

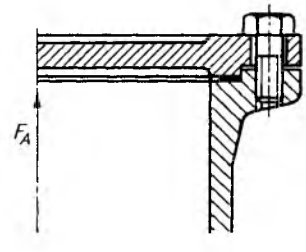


Рис. 16.9. Крепление крышки сосудов

rusautomobile.ru

При небольших габаритах редуктора момент от силы тяжести редуктора $T_р$ можно не учитывать. Опрокидыванию редуктора препятствует восстанавливающий момент $T_в$, создаваемый от усилий в болтах крепления редуктора к раме

$$T_в \geq T_{оп}. \qquad (16.23)$$

В применяемых приближенных методах расчета при определении наиболее нагруженного болта все детали рассматривают как абсолютно жесткие.

Определяя усилия в болтах, исходят из того, что они прямопропорциональны их расстояниям x_i до ребра опрокидывания (ось x—x).

Внешнее усилие в наиболее нагруженном болте *1* от опрокидывающего момента

$$F_{вн1} = \frac{T_{оп} x_1}{2\sum_{1}^{k} x_i^2}, \qquad (16.24)$$

где x_i — расстояние от осей болтов до ребра опрокидывания; i — порядковый номер болта в ряду; k — число болтов в ряду.

Цифра, стоящая в знаменателе перед знаком Σ (в рассматриваемом случае это цифра 2), означает число рядов болтов, нагружаемых одинаковой силой от опрокидывающего момента. Здесь $F_{вн1} = F_{вн6}$.

Расчетное усилие в наиболее нагруженном болте определяют согласно зависимости (16.8) с последующим прочностным расчетом по формулам (16.1) или (16.2).

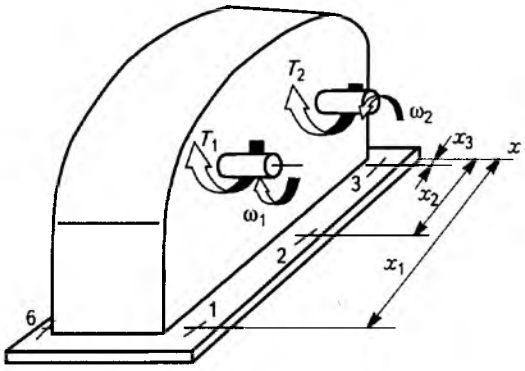


Рис. 16.10. Схема для расчета группы болтов, крепящих цилиндрический редуктор к раме

В горизонтальных червячных, конических, коническо-цилиндрических редукторах опрокидывающие моменты будут вызывать опрокидывание как относительно ребра x—x, так и относительно ребра y—y, ему перпендикулярного (рис. 16.11).

Определение усилия в наиболее нагруженном болте для такого случая рассматривается далее в числовом примере.

При действии системы сил, сдвигающих детали в стыке. Расчетная схема показана на рис. 16.12. Приложенную консольно силу Q заменяют силой, приложенной к центру тяжести сечения стыка, и моментом $T = QL$ (показаны пунктиром). Они стремятся сдвинуть и повернуть кронштейн.

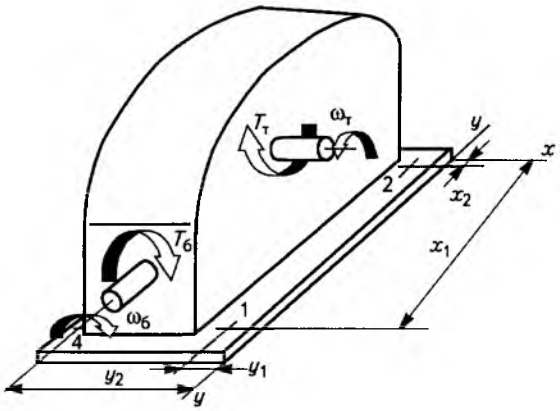


Рис. 16.11. Схема для расчета группы болтов, крепящих конический редуктор к раме

rusautomobile.ru

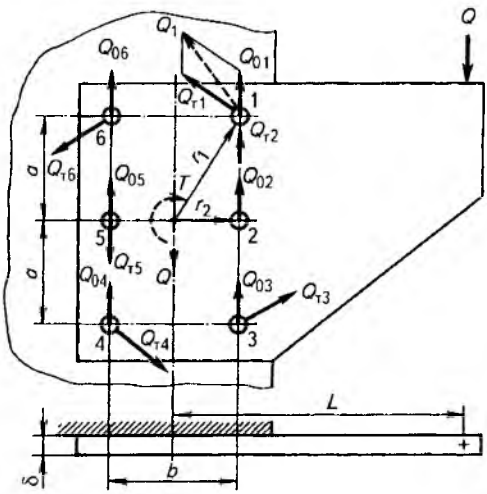


Рис. 16.12. Схема для расчета группы болтов, нагруженных системой сил, сдвигающих детали в стыке

Полагают, что сила Q, приложенная к центру тяжести стыка, распределяется между болтами равномерно:

$$Q_0 = \frac{Q}{z}, \qquad (16.25)$$

где z — число болтов.

Реакции Q_0 направлены параллельно Q, но в противоположную сторону.

Наиболее нагруженным от момента T болтом будет наиболее удаленный от центра тяжести стыка:

$$Q_{\text{т max}} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_1^z r_i^2}, \qquad (16.26)$$

где r — расстояние болтов от центра тяжести стыка; $i = 1, 2, 3, \ldots z$. Здесь z — порядковый номер болта.

Реакции $Q_{\text{т}i}$ перпендикулярны радиусам r_i и направлены в противоположную сторону от момента T.

Суммарная нагрузка каждого болта Q_i равна геометрической сумме соответствующих сил Q_{0i} и $Q_{\text{т}i}$ (на рис. 16.12 показана для первого болта Q_1).

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок, что зависит как от модуля, так и от направления суммируемых сил.

В рассматриваемой схеме крепления кронштейна (см. рис. 16.12) наиболее нагруженные болты 1-й и 3-й (реакции Q_{01} и $Q_{\text{т}1}$, Q_{03} и $Q_{\text{т}3}$ близки между собой по направлению) или 2-й (направления Q_{02} и $Q_{\text{т}2}$ совпадают).

Крепление кронштейна может осуществляться болтами, установленными с зазором или без зазора. В первом случае внешние нагрузки воспринимаются силами трения в стыке, а во втором непосредственно сопряжениями болтов с отверстиями кронштейна.

16.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Пример 1. Определить необходимый диаметр болтов (Ст.3) крепления крышки радиально-упорного подшипника червяка (см. рис. 16.2), если осевая сила, воспринимаемая подшипником, $F_a = 3300$ Н; число болтов $z = 6$; коэффициент запаса затяжки $k_{\text{зт}} = 3$; коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0{,}3$.

1. Определяем внешнюю нагрузку, приходящуюся на один болт,

$$F_{\text{вн}} = \frac{F_a}{z} = \frac{3300}{6} = 550\,\text{Н}.$$

2. По формуле (16.8) находим расчетную нагрузку, воспринимаемую одним болтом.

$$F_{\text{р}} = 1{,}3k_{\text{зт}}(1-\chi)F_{\text{вн}} + \chi F_{\text{вн}} =$$
$$= 1{,}3 \cdot 3(1-0{,}3)550 + 0{,}3 \cdot 550 = 1667\ \text{Н}.$$

3. Вычисляем расчетный внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{р}}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1667}{3{,}14 \cdot 40}} = 7{,}285\,\text{мм}.$$

Здесь $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[s_{\text{т}}]} = \frac{200}{5} = 40\,\text{МПа}$. Значение $[s_{\text{т}}]$ принимаем по табл. 16.2.

Принимаем болт М10 ($d_1 = 8{,}376$ мм).

Пример 2. Проверить прочность болтов М14, которыми конический редуктор (см. рис. 16.11) крепится к раме, при следующих данных: вращающие моменты на быстроходном валу

rusautomobile.ru

$T_б = 90$ Н · м; на тихоходном $T_т = 267$ Н · м; болты ($z = 4$) из Ст. 3; затяжка неконтролируемая; коэффициент запаса затяжки $k_{зт} = 3$; коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0{,}2$; $x_1 = 290$ мм; $x_2 = 40$ мм; $y_2 = 250$ мм; $y_1 = 20$ мм.

Определяем по формуле (16.24) нагрузки на болты *1* и *4* от момента на тихоходном валу $T_т$ (относительно ребра опрокидывания $x—x$)

$$F_{x1,4} = \frac{T_т x_1}{2\sum x_i^2} = \frac{267 \cdot 10^3 \cdot 290}{2\left(290^2 + 40^2\right)} \approx 452 \text{ Н}.$$

Вычисляем нагрузки на болты *3* и *4* от момента на быстроходном валу $T_б$ (относительно ребра опрокидывания $y—y$)

$$F_{вну3,4} = \frac{T_б y_4}{2\sum y_i^2} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 250}{2\left(250^2 + 20^2\right)} \approx 179 \text{ Н}.$$

Суммарная внешняя нагрузка от момента $T_т$ и $T_б$ в наиболее нагруженном болте *4*

$$F_{вн\Sigma 4} = F_{x4} + F_{y4} = 452 + 179 = 631 \text{ Н}.$$

Тогда расчетное усилие в наиболее нагруженном болте *4* согласно формуле (16.8)

$$F_{р4} = 1{,}3k_{зт}(1 - \chi)F_{вн\Sigma 4} + \chi F_{вн\Sigma 4} =$$
$$= 1{,}3 \cdot 3(1 - 0{,}2)631 + 0{,}2 \cdot 631 = 2094 \text{ Н}.$$

Напряжение в наиболее нагруженном болте *4* по формуле (16.1)

$$\sigma_4 = \frac{F_{р4}}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{2094}{3{,}14 \cdot 11{,}835^2 / 4} = 19 \text{ МПа},$$

где d_1 — расчетный внутренний диаметр резьбы М14 (см. табл. 16.3).

Допустимое напряжение в болте (для Ст.3 $\sigma_т = 200$ МПа) получим по формуле (16.3), приняв (согласно табл. 16.2) значение коэффициента запаса прочности $s_т = 4{,}5$:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{s_т} = \frac{200}{4{,}5} = 44 \text{ МПа}$$

Прочность болтов крепления обеспечена, так как для наиболее нагруженного болта *4* напряжение $\sigma_4 = 19$ МПа $< [\sigma] = 44$ МПа. Столь большой запас прочности объясняется тем, что при конструировании в таких случаях диаметры болтов определяют по эмпирическим зависимостям.

Пример 3. Рассчитать болты крепления кронштейна (см. рис. 16.12), нагруженного действующей в плоскости стыка статической силой $Q = 3000$ Н, удаленной от центра тяжести стыка на расстояние $L = 400$ мм. Координаты болтов: $a = 250$ мм; $b = 400$ мм; материал болтов и кронштейна толщиной $\delta = 100$ мм — Ст.3 ($\sigma_т = 200$ МПа); затяжка болтов неконтролируемая. Расчет выполнить для двух вариантов установки болтов: с зазором и без зазора.

1. Приводим силу Q к центру тяжести стыка. Каждый из болтов испытывает от нее нагрузку

$$Q_0 = \frac{Q}{z} = \frac{3000}{6} = 500 \text{ Н},$$

где z — число болтов.

2. Помимо того сила Q создает момент

$$T = QL = 3000 \cdot 400 = 1\,200\,000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3. Согласно формуле (16.26) определяем нагрузку от момента на болт *1*

$$Q_{т1} = \frac{Tr_1}{\sum r_i^2} = \frac{12 \cdot 10^5 \cdot 320}{5696 \cdot 10^2} = 674 \text{ Н},$$

где $\Sigma r_i^2 = 4r_1^2 + 2r_2^2 = 4 \cdot 320^2 + 2 \cdot 200^2 = 5696 \times$ $\times 10^2$ мм,

$$r_1 = \sqrt{a^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} = \sqrt{250^2 + \left(\frac{400}{2}\right)^2} = 320 \text{ мм};$$

так как $r_1 = r_3 = r_4 = r_6$, то и нагрузки от момента на болты *1*, *3*, *4* и *6* одинаковые, т. е $Q_{т1} = Q_{т3} = Q_{т4} = Q_{т6}$.

4. Вычисляем нагрузки от момента на болты *2* и *5*:

$$Q_{т2} = \frac{Tr_2}{\sum_1^z r_i^2} = \frac{12 \cdot 10^5 \cdot 200}{5696 \cdot 10^2} = 421 \text{ Н},$$

поскольку $r_5 = r_2$, то $Q_{т5} = Q_{т2} = 421$ Н.

rusautomobile.ru

Далее расчет ведем по болту *1*, так как действующая на него нагрузка Q_1, равная полученной графическим путем геометрической сумме Q_{01} и $Q_{т1}$, наибольшая, а именно $Q_1 \approx 1100$ Н. В то время как нагрузка на болты *2* и *5*:

$$Q_2 = Q_{02} + Q_{т2} = 500 + 421 = 921 \text{ Н};$$
$$Q_5 = Q_{05} + Q_{т5} = 500 - 421 = 79 \text{ Н}.$$

1-й случай — болты установлены с зазором.

1. Приняв коэффициенты трения в стыке $f = 0{,}15$ и запаса $k = 1{,}3$, определяем по формуле (16.15) необходимую силу затяжки болтов

$$F = \frac{kQ_1}{fzi} = \frac{1{,}3 \cdot 1100}{0{,}15 \cdot 1 \cdot 1} = 9533 \text{ Н}$$

2. По табл. 16.2, в зависимости от предполагаемого диаметра резьбы, принимаем $s_т = 4$ и тогда

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{s_т} = \frac{200}{4} = 50 \text{ МПа}.$$

3. Согласно формулам (16.2) и (16.9) (внешняя нагрузка не передается на болт) находим

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 9533}{3{,}14 \cdot 50}} = 17{,}8 \text{ мм}.$$

4. Учитывая такое значение диаметра, принимаем $s_т = 3{,}5$ и тогда

$$[\sigma] = \frac{200}{3{,}5} = 57 \text{ МПа},$$

$$\text{а } d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 9533}{3{,}14 \cdot 57}} = 16{,}64 \text{ мм}.$$

Этому значению d_1 соответствует болт М18 ($d_1 = 14{,}9$ мм при $P = 2{,}5$).

2-й случай — болты установлены без зазора.

Определяем диаметры болтов, установленных под развертку, из условия прочности на срез по формуле (16.17)

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi iz[\tau_{ср}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1100}{3{,}14 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 60}} = 4{,}83 \text{ мм},$$

где $[\tau_{ср}] = 0{,}3\sigma_т = 0{,}3 \cdot 200 = 60$ МПа.

Расчет показывает, что в этом случае могут быть применены болты с диаметром гладкой поверхности стержня $d_0 = 5$ мм и резьбой М4. Однако по технологическим соображениям этот вариант установки болтов нерационален.

Соединения болты-отверстия кронштейна испытывают напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{Q_1}{d_0\delta} = \frac{1100}{5 \cdot 10} = 22 \text{ Н/мм}^2 <<$$

$$<< [\sigma_{см}] = 160 \text{ Н/мм}^2 = 160 \text{ МПа}.$$

Здесь $[\sigma_{см}] = 0{,}8\sigma_т = 0{,}8 \cdot 200 = 160$ МПа.

16.3. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Сварные соединения — наиболее распространенные неразъемные соединения, так как:

лучше других приближают составные детали к цельным;

проще обеспечивают условие равнопрочности;

снижают стоимость изделия благодаря сравнительно малой трудоемкости процесса сварки;

способствуют сравнительно небольшой массе конструкции (на 20...25 % меньше клепаной);

обеспечивает герметичность и плотность соединений;

позволяют автоматизировать процесс.

В ряде случаев сварку можно использовать не только для соединения деталей, но и как технологический способ изготовления самих деталей (заменять литье и ковку).

В то же время сварные соединения:

чувствительны к вибрации и ударным нагрузкам;

подвержены короблению из-за нагрева;

хуже свариваются, если детали выполнены из высокоуглеродистых сталей, чугуна, цветных металлов и др.

Из различных способов сварки далее рассмотрена наиболее широко применяемая электродуговая. Она осуществляется путем местного нагрева деталей в зоне их соединения до состояния расплавления, при котором возникают ме-

rusautomobile.ru

жатомные связи между свариваемыми частями.

Различают три разновидности дуговой сварки: автоматическую, полуавтоматическую и ручную.

Автоматическая сварка под флюсом и в среде защищенных газов позволяет сваривать самые разнообразные материалы (в том числе высокопрочные, нержавеющие и жаропрочные стали, алюминиевые сплавы и др.) толщиной от долей до нескольких десятков миллиметров, обеспечивает высокое качество шва, не уступающего по прочности цельному металлу, высокопроизводительна и экономична.

Полуавтоматическая сварка применяется для выполнения длинных швов (в местах, недоступных для сварки на автоматах) , а также коротких или прерывистых.

Ручная сварка используется в тех случаях, когда другие способы сварки нерациональны (труднодоступное расположение шва и пр.). Она малопроизводительна, а качество шва зависит от квалификации сварщика.

Конструкция сварных соединений и расчет их на прочность. Ограничимся рассмотрением основных видов сварных соединений и типов швов, выполненных электродуговой сваркой.

Стыковые соединения (рис. 16.13) наиболее просты и надежны. Они имеют прочность близкую к прочности основного металла, обеспечивают наименьшую массу и концентрацию напряжений. В зависимости от толщины δ деталей сварку выполняют односторонним (рис. 16.13, *а*, *б*) или двухсторонним (рис. 16.13, *в*, *г* и *д*) швами, а при средних и больших толщинах в целях «провара» обрабатывают кромки, выполняя прямолинейные (рис. 16.13, *б*, *в* и *г*) или криволинейные (16.13, *д*) скосы.

При автоматической сварке под флюсом толщина деталей, свариваемых без обработки кромок, увеличивается вдвое, а угол скоса вдвое уменьшается (30...35°).

Встык сваривают также трубы, швеллеры, уголки и другие фасонные профили.

При качественной сварке соединение разрушается преимущественно в зоне термического влияния, т. е. в прилегающем ко шву участке. Поэтому расчет стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне.

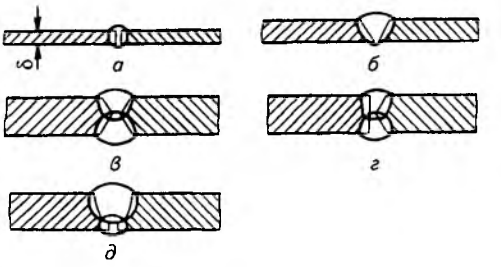


Рис. 16.13. Стыковые соединения при различной подготовке кромок:

а — δ ≤ 8 мм; *б* — δ ≤ 16 мм; *в* — δ = 12...40 мм; *г* — δ ≤ 30 мм; *д* — δ ≤ 40 мм

Расчет стыкового шва, работающего:

на растяжение

$$\sigma_р = \frac{F}{A} \le [\sigma'_р]; \qquad (16.27)$$

на сжатие

$$\sigma_{сж} = \frac{F}{A} \le [\sigma'_{сж}]; \qquad (16.28)$$

на изгиб

$$\sigma_и = \frac{M}{W} \le [\sigma'_р]; \qquad (16.29)$$

на изгиб с растяжением

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} \le [\sigma'_р], \qquad (16.30)$$

где F — растягивающая или сжимающая силы, Н; A — площадь расчетного сечения, мм^2; M — изгибающий момент, Н · мм; W — момент сопротивления расчетного сечения шва, мм^3; $[\sigma'_р]$ и $[\sigma'_{сж}]$ — соответственно допустимые напряжения растяжения и сжатия, МПа (см. табл. 16.4).

Нахлесточные соединения (рис. 16.14) выполняют с угловыми (валиковыми) швами, причем разделки кромок не требуется. В зависимости от расположения швов по отношению к действующему на соединение усилию различают лобовые (рис. 16.14, *а*), фланговые (рис. 16.14, *б*), косые (рис. 16.14, *в*) и комбинированные (рис. 16.14, *г*) швы.

rusautomobile.ru

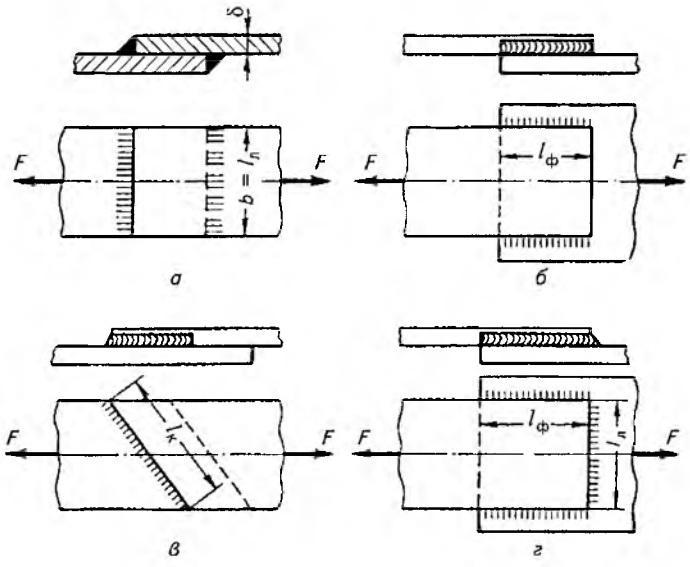


Рис. 16.14. Нахлесточные соединения со швом:

а — лобовым; *б* — фланговым; *в* — косым; *г* — комбинированным

По форме поперечного сечения швы бывают нормальными (рис. 16.15, *а*), выпуклыми (рис. 16.15, *б*), вогнутыми (рис. 16.15, *в*) и в виде неравнобокого прямоугольного треугольника (рис. 16.15, *г*).

Применение выпуклых швов нецелесообразно, так как при этом требуется больший расход наплавляемого материала и может возникать значительная концентрация напряжений. Вогнутые швы снижают концентрацию напряжений, и их следует применять в конструкциях, подверженных переменным нагрузкам. Однако вогнутая форма шва получается посредством механической обработки, что удорожает конструкции. В основном применяют швы нормального сечения. Катет шва k обычно равен толщине листа δ. В машиностроительных конструкциях $3 \le k \le 20$ мм. Все угловые швы рассчитывают на срез. Наиболее вероятно разрушение шва по плоскости биссектрисы ab прямого угла (рис. 16.16). Высота шва $h = k\cos 45° \approx 0{,}7k$, а площадь среза $A_{ср} = 0{,}7kl$, где l — длина шва.

При симметричном расположении угловых швов относительно линии действия растягивающей или сжимающей внешней силы (см. рис. 16.14) принимают, что по всей длине периметра шва напряжение распределяется равномерно и условие прочности

$$\tau = \frac{F}{0{,}7kl} \le [\tau'_{ср}], \qquad (16.31)$$

где $[\tau'_{ср}]$ — допустимое напряжение на срез.

В действительности напряжение по длине фланговых швов распределяется

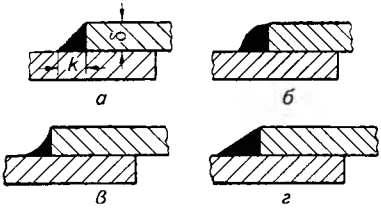


Рис. 16.15. Форма сечений угловых швов

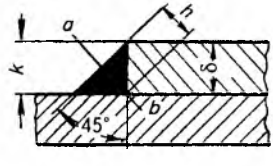


Рис. 16.16. Расчетная схема углового шва

rusautomobile.ru

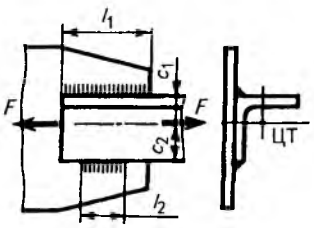


Рис. 16.17. Расчетная схема фланговых швов в соединениях несимметричных элементов, нагруженных осевой силой. ЦТ — центр тяжести

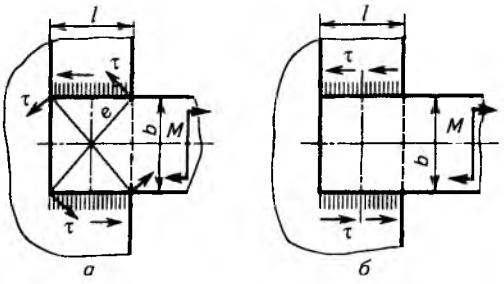


Рис. 16.18. Расчетные схемы угловых швов, нагруженных моментом в плоскости соединения деталей:

а — $l > в$; б — $l < в$

неравномерно. Поэтому длину флангового шва ограничивают значением $l_ф \le 50k$.

В случае асимметричного расположения швов относительно приложенной внешней силы (рис. 16.17), сварное соединение рассчитывают с учетом ее распределения по швам. Вариант расчета такого соединения рассмотрен ниже в числовом примере. Напряжения в соединениях, нагруженных моментом M (рис. 16.18), распределяются по длине шва неравномерно. Расчет таких соединений зависит от соотношения длины швов l и расстояния между ними b.

При $l \ge b$ (рис. 16.18, *а*) напряжение

$$\tau = \frac{M}{W_p}, \qquad (16.32)$$

где W_p — полярный момент сопротивления.

Для сравнительно коротких швов $l < b$ (рис. 16.18, *б*) в инженерной практике применяют приближенный расчет по формуле

$$\tau = \frac{M}{0{,}7klb} \le [\tau'_{ср}]. \qquad (16.33)$$

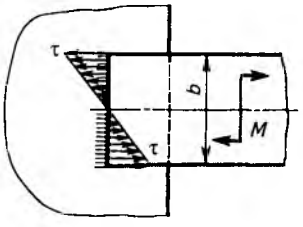


Рис. 16.19. Расчетная схема лобового шва, нагруженного моментом в плоскости соединения деталей

При шве, расположенном согласно рис. 16.19, сварное соединение рассчитывают по выражению

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0{,}7kb^2} \le [\tau'_{ср}]. \qquad (16.34)$$

Тавровые соединения (рис. 16.20) применяют, когда элементы его расположены перпендикулярно один к другому. Такие соединения могут быть выполнены как без разделки кромок (рис. 16.20, *а*), так и с односторонней (рис. 16.20, *б*) или двухсторонней (рис. 16.20, *в*) их разделкой.

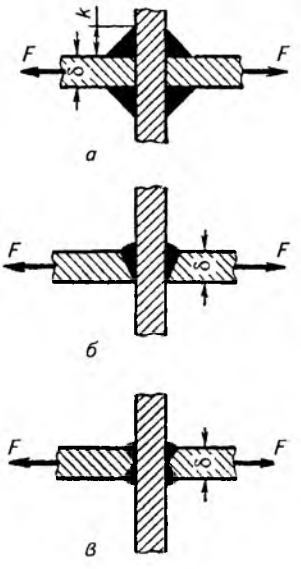


Рис. 16.20. Тавровые соединения

rusautomobile.ru

При выполнении соединения угловым швом без разделки кромок (см. рис. 16.20, *а*) его рассчитывают на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7kl} \le [\tau'_{ср}], \qquad (16.35)$$

где l — длина каждого из угловых швов.

Тавровое соединение с разделкой кромок рассчитывают как стыковые (в зависимости от действующей нагрузки по формулам (16.27)...(16.30).

Более детально расчеты разновидностей сварных соединений рассмотрены в примерах.

Допустимые напряжения для сварных соединений. Допустимые напряжения зависят от следующих факторов: способности материала к свариванию (хорошо свариваются низко- и среднеуглеродистые стали); вида технологического процесса; типа электродов; характера действующих нагрузок.

Допустимые напряжения в сварных швах из низко- и среднеуглеродистых сталей, а также низколегированных сталей при статической нагрузке приведены в табл. 16.4.

16.4. Допустимые напряжения в сварных швах из низко- и среднеуглеродистых сталей

Сварка	Допустимые напряжения при		
	растяжении $[\sigma'_р]$	сжатии $[\sigma'_{сж}]$	срезе $[\tau'_{ср}]$
Автоматическая под флюсом; ручная электродами Э42А и Э50А	$[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	$0{,}65[\sigma_р]$
Ручная электродами Э42 и Э50	$0{,}9[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	$0{,}6[\sigma_р]$

Примечание. $[\sigma_р] = \sigma_р / s_т$ — допустимое напряжение растяжения материала соединяемых деталей; $s_т$ — коэффициент запаса прочности.

Допустимые напряжения при переменных нагрузках определяют умножением табличных значений на коэффициент γ. Рекомендуется при переменных нагрузках рассчитывать прочность как сварного шва, так и свариваемых деталей в зоне близ шва. При этом допустимое напряжение для деталей также умножают на коэффициент γ. Для углеродистых сталей его вычисляют по формуле

$$\gamma = \frac{1}{0{,}6K_\sigma \pm 0{,}2 - (0{,}6K_\sigma \mp 0{,}2)R} \le 1, \qquad (16.36)$$

где K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 16.5); в знаменателе верхние знаки следует применять при наибольшем по абсолютному значению напряжения растяжения и при касательном напряжении, а нижние — при напряжении сжатия; R — характеристика цикла напряжений:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}. \qquad (16.37)$$

Если получается $\gamma > 1$, то принимают $\gamma = 1$.

Повышению выносливости сварных швов способствуют: автоматическая сварка под флюсом и в среде защищенных газов; термообработка сварных конструкций; наклеп дробью или чеканка швов. Это позволяет повысить прочность сварных швов при переменных нагрузках в 1,5...2 раза.

Примеры расчета сварных соединений. Рассмотрим несколько примеров.

Пример 4. Определить ширину b полос из стали марки Ст.3 ($[\sigma_р] = 160$ МПа), толщиной $\delta = 12$ мм, сваренных стыковым швом и подверженных действию растягивающей силы $F = 400$ кН (рис. 16.21). Сварка ручная, электродом Э42.

1. Допустимое напряжение для сварного соединения согласно табл. 16.4.

$$[\sigma'_р] = 0{,}9[\sigma_р] = 0{,}9 \cdot 160 = 144 \text{ МПа}.$$

16.5. Эффективный коэффициент концентрации напряжений при электродуговой сварке

Расчетный элемент	Низкоуглеродистая сталь Ст.3	Низколегированная сталь 15ХСНА	Расчетный элемент	Низкоуглеродистая сталь Ст.3	Низколегированная сталь 15ХСНА
Деталь в месте перехода к шву			Стыковые швы с полным проваром корня	1,2	1,4
стыковому	1,5	1,9	Угловые швы		
лобовому	2,7	3,3	лобовые	2,0	2,0
фланговому	3,5	4,6	фланговые	3,5	4,5

rusautomobile.ru

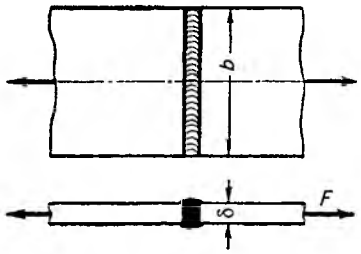


Рис. 16.21. Схема к расчету стыкового сварного соединения

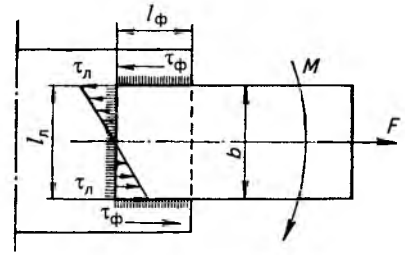


Рис. 16.22. Схема к расчету комбинированного сварного соединения при сложном нагружении

2. Исходя из формулы (16.27)

$$b=\frac{F}{\left[\sigma'_р\right]\delta}=\frac{400\cdot10^3}{144\cdot12}=232 \text{ мм}.$$

Принимаем полосу шириной $b = 235$ мм.

Пример 5. Определить размеры фланговых швов, соединяющих уголок $100\times100\times14$ мм (ГОСТ 8509—93) из стали Ст.3 ($[\sigma_р] = 160$ МПа) с косынкой (рис. 16.17). Растягивающая нагрузка $F = 350$ кН действует по линии, проходящей через центр тяжести сечения уголка. Сварка ручная, электродом Э42.

Требуемую длину двух фланговых швов найдем из уравнения (16.31), приняв $k = \delta = 14$ мм и $[\tau'_{ср}] = 0{,}6[\sigma_р] = 0{,}6\cdot160 = 96$ МПа:

$$l=\frac{F}{0{,}7k\left[\tau'_{ср}\right]}=\frac{350\cdot10^3}{0{,}7\cdot14\cdot96}=372 \text{ мм}.$$

Расстояние от центра тяжести сечения уголка до наружной поверхности полки $c_1 = 29{,}9$ мм. Так как нагрузка приложена асимметрично относительно фланговых швов l_1 и l_2, то она распределяется между ними обратно пропорционально расстояниям c_1 и c_2. Согласно условию равнопрочности $l_1/l_2 = c_2/c_1$.

Приняв суммарную длину швов за l и выразив l_1 как $l - l_2$ получим:

$$l_2=l\frac{c_1}{c_1+c_2}=372\frac{29{,}9}{29{,}9+70{,}1}=111,$$

тогда $l_1 = l - l_2 = 372 - 111 = 261$ мм.

С учетом непровара по концам швов, принимаем $l_1 = 280$ мм и $l_2 = 130$ мм.

Пример 6. Определить ширину b пластины толщиной $\delta = 12$ мм и надежность ее сварки с листом (рис. 16.22). К пластине приложены статические растягивающая сила $F = 15$ кН и изгибающий момент $M = 12$ кН · м. Материал свариваемых элементов Ст.3 ($[\sigma_р] = 160$ МПа). Сварка ручная, электродом Э42.

Учитывая действие только изгибающего момента M (как основной нагрузки), определяем ширину полосы:

$$\sigma=\frac{M}{W}=\frac{M}{\delta b^2/6}\le\left[\sigma_р\right],$$

откуда

$$b=\sqrt{\frac{6M}{\delta\left[\sigma_р\right]}}=\sqrt{\frac{6\cdot12000\cdot10^3}{12\cdot160}}=194 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 200$ мм.

Проверяем прочность пластины по суммарной нагрузке

$$\sigma=\frac{M}{W}+\frac{F}{A}=\frac{6M}{\delta b^2}+\frac{F}{\delta b}=$$

$$=\frac{6\cdot12000\cdot10^3}{12\cdot200}+\frac{15000}{12\cdot200}=153<\left[\sigma_р\right]=$$

$$=160 \text{ МПа}.$$

Согласно табл. 16.4 допустимое напряжение шва, работающего на срез, $[\tau'_{ср}] = 0{,}6[\sigma_р] = 0{,}6\cdot160 = 96$ МПа.

Принимаем: $k = \delta = 12$ мм; длину лобового шва $l_л = b = 200$ мм. Предварительно определяем длину флангового шва $l_ф = l$ по основной нагрузке M, пользуясь формулами (16.33) и (16.34):

rusautomobile.ru

$$\tau_м = \frac{M}{0{,}7kl_ф l_л + \frac{0{,}7kl_л^2}{6}} =$$

$$= \frac{12000 \cdot 10^3}{0{,}7 \cdot 12 l_ф \cdot 200 + \frac{0{,}7 \cdot 12 \cdot 200^2}{6}} \le [\tau'_{ср}],$$

откуда $l_ф = 41$ мм.

С учетом непровара на концах швов принимаем $l_ф = 50$ мм, тогда

$$\tau_м = \frac{12000 \cdot 10^3}{0{,}7 \cdot 12 \cdot 50 \cdot 200 + \frac{0{,}7 \cdot 12 \cdot 200^2}{6}} \approx 86 \text{ МПа}.$$

Проверяем прочность швов по суммарной нагрузке, предварительно определив напряжение от растягивающей силы F:

$$\tau_F = \frac{F}{0{,}7k(2l_ф + l_л)} = \frac{15000}{0{,}7 \cdot 12(2 \cdot 50 + 200)} =$$

$$= 6 \text{ МПа},$$

$$\tau = \tau_м + \tau_F = 86 + 6 = 92 < [\tau'_{ср}] =$$

$$= 96 \text{ МПа}.$$

Пример 7. Определить необходимую ширину приваренной полосы толщиной $\delta = 10$ мм для случаев, когда тавровое соединение выполнено: угловым швом без разделки кромок (рис. 16.23, *а*); стыковым швом с разделкой кромок (рис. 16.23, *б*). Соединение нагружено растягивающей силой $F = 100$ кН. Материал полосы сталь Ст.3 ($[\sigma_р] = 160$ МПа). Сварка ручная, электродом Э42А.

1. При сварке без разделки кромок шов работает на срез. Согласно табл. 16.4 допустимое напряжение среза $[\tau'_{ср}] = 0{,}65[\sigma_р] = 0{,}65 \cdot 160 = 104$ МПа. Необходимая ширина полосы b определяется односторонней длиной шва l согласно формуле (16.35):

$$b = l = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7k[\tau'_{ср}]} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot 0{,}7 \cdot 10 \cdot 104} = 69 \text{ мм}.$$

С учетом непровара концов шва принимаем $b = 80$ мм.

2. В случае разделки кромок сварное соединение работает на растяжение. При сварке электродом Э42А допустимое напряжение $[\sigma'_р] = [\sigma_р] = 160$ МПа.

Необходимая длина шва (ширина полосы) по формуле (16.27)

$$b = l = \frac{F}{\delta[\sigma'_р]} = \frac{100 \cdot 10^3}{10 \cdot 160} \approx 63 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем $b = 70$ мм.

Обозначение сварных швов. Сварные швы в конструкторской документации изображают и обозначают по ГОСТ 2.312—72*. Видимые швы изображают сплошными линиями (рис. 16.24, *а*), а невидимые — штриховыми (рис. 16.24, *б*).

Условное обозначение шва наносят:

на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва с лицевой стороны (рис. 16.25, *а*);

под полкой линии-вноски, проведенной от изображения шва с оборотной стороны (рис. 16.25, *б*).

Условное обозначение сварных швов в общем случае должно содержать в по-

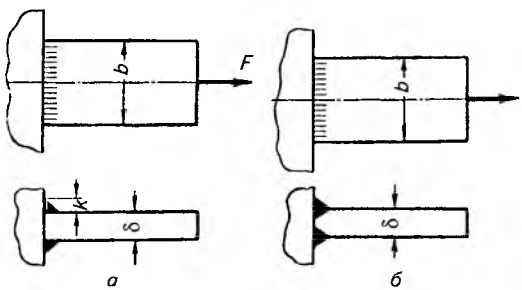


Рис. 16.23. Схема к расчету таврового соединения:

а — без разделки кромок; *б* — с разделкой кромок

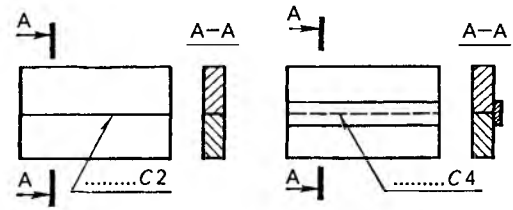


Рис. 16.24. Изображение и обозначение сплошных швов:

а — видимого; *б* — невидимого

rusautomobile.ru

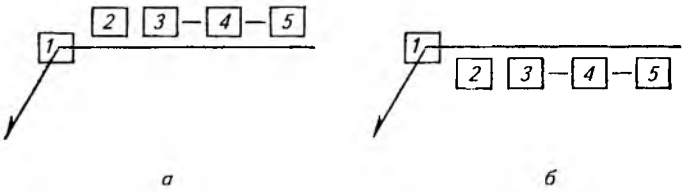
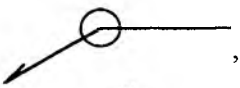


Рис. 16.25. Порядок условного обозначения швов:

а — с лицевой стороны; *б* — с оборотной стороны

рядке, показанном прямоугольниками *1—5* на рис. 16.25, следующую информацию:

1. Вспомогательные знаки  , например шов по замкнутой линии.

2. Обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений:

а) ГОСТ 5264—80* — основные типы и конструктивные элементы швов, выполненных ручной дуговой сваркой;

б) ГОСТ 8713—79* — то же, что и ГОСТ 5264—80*, но швы выполнены автоматической или полуавтоматической сваркой под флюсом;

в) ГОСТ 11533—75* — основные типы, конструктивные элементы и размеры швов при расположении свариваемых элементов под острым или тупым углом; швы выполнены автоматической и полуавтоматической дуговой сваркой под флюсом;

г) ГОСТ 11534—75* — то же, что и ГОСТ 11533—75*, но швы выполнены ручной дуговой сваркой;

д) ГОСТ 15878—79 — соединения, выполненные контактной сваркой.

3. Обозначение шва, состоящее из буквы, обозначающей вид соединения и цифры, обозначающей форму кромок, например: С8 — шов стыкового соединения; У4 — углового; Т3 — таврового; Н2 — нахлесточного.

В табл. 16.6 приведены буквенно-цифровые обозначения швов.

4. Знак  и размер катета шва (только для угловых швов).

5. Вспомогательные знаки

/ — шов прерывистый или точечный с цепным расположением;

Z — шов прерывистый или точечный с шахматным расположением;

⊐ — шов по незамкнутому контуру.

Обозначение одинаковых швов наносят только у одного из изображений. Всем остальным одинаковым швам присваивают один порядковый номер (рис. 16.26), который наносят:

а) на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва;

б) на полке линии-выноски, прове-

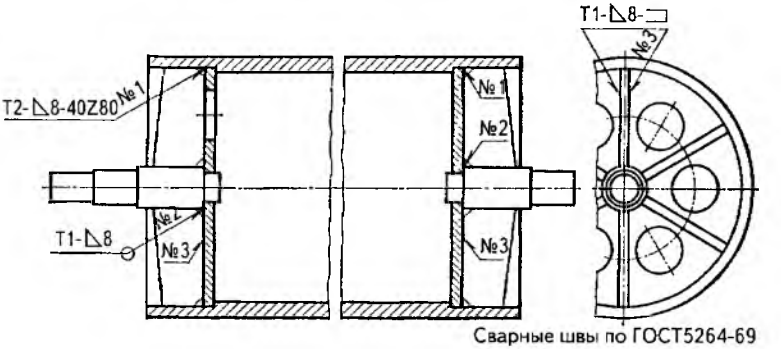
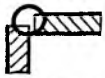
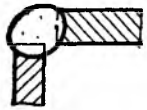
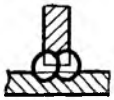
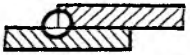


Рис. 16.26. Пример обозначения сварных швов

rusautomobile.ru

16.6. Буквенно-цифровое обозначение швов

Форма поперечного сечения выполненного шва		Толщина листов, мм	Обозначение
		1...6	С2
		4...26	С5
		4...60	С8
		1...6	У2
		1...30	У4
	Шов непрерывный	2...40	Т1
	Шов прерывистый с цепным расположением		Т2
	Шов непрерывный	2...30	Т3
	Шов прерывистый с шахматным расположением		Т4
	Шов прерывистый с цепным расположением		Т5
	Шов односторонний	2...60	Н1
	Шов двухсторонний	2...60	Н2

денной от изображения видимого шва, не имеющего обозначения;

в) под полкой линии-выноски, проведенной от изображения невидимого шва, не имеющего обозначения.

Если все швы на сварной конструкции одинаковы и изображены на чертеже с одной стороны, то допускается им не присваивать порядкового номера, а привести обозначение шва в технических требованиях. В этом случае швы обозначают линиями-выносками без полок.

Пример условного обозначения шва таврового соединения без скоса кромок, двухстороннего прерывистого с шахматным расположением, выполняемого ручной дуговой сваркой: катет шва 8 мм, длина провариваемого участка 50 мм, шаг 100 мм:

ГОСТ 5264—80 Т4*  *8—50Z100.*

Контрольные вопросы и задания

1. В чем достоинства резьбовых соединений? 2. Разрушение какого элемента стандартных резьбовых соединений чаще всего приводит к нарушению их работоспособности? 3. Какие факторы влияют на вид разрушения болтов? 4. По каким напряжениям рассчитывают болты резьбовых соединений, воспринимающие поперечную нагрузку, при их установке с зазором и без зазора? 5. По каким напряжениям рассчитывают крепежную резьбу? 6. Как определить опрокидывающий момент редуктора? 7. В чем преимущества сварных соединений перед другими неразъемными соединениями? 8. Для чего выполняют разделку кромок в свариваемых деталях? 9. По каким напряжениям рассчитывают стыковые сварные соединения? 10. Какое напряжение вызывает разрушение в угловом шве? 11. В каких случаях тавровые сварные соединения рассчитывают по напряжениям нормальным, а в каких по касательным? 12. Какие факторы влияют на допустимые напряжения сварных соединений?

rusautomobile.ru

Глава 17
ПРУЖИНЫ

17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В различных механизмах и узлах сельскохозяйственных машин пружины играют роль амортизаторов, воспринимающих толчки и удары, аккумуляторов энергии, устройств с постоянной величиной нажимного усилия.

Классификация пружин. По характеру воспринимаемой нагрузки различают пружины растяжения, сжатия, кручения и изгиба. По конструктивным

17.1. Свойства рессорно-пружинных сталей

Марка	Твердость НВ стали		Температура, °С		Предел текучести, $\sigma_т$	Предел прочности, $\sigma_в$	Относительное удлинение, δ_5, %	Относительное сужение, ψ, %
	термически обработанной	термически необработанной	закалки	отпуска	МПа			
					Не менее			
65	229	255	840	480	800	1000	10	35
70		269	830		850	1050	9	30
75	241	285	820		900	1100		
85	269	302	820		1000	1150	8	
60Г	241	285	840		800	1000		
65Г			830					
70Г			830		850	1050	7	25
55ГС			820		800	1000	8	30
50С2			870	460	1100	1200	6	
55С2					1200	1300		
55С2А								
60С2	269	302						25
60С2А				420	1400	1600		20
70С3А			860	460	1600	1800		25
50ХГ			840	440	1100	1300	7	35
50ХГА					1200			
50ХГР			830	450	1250	1400	5	30
50ХГФА	285	321	850	520	1200	1300	6	35
50ХФА	269	302			1100		8	45
60С2ХА	285	321	870	420	1600	1800	5	20
60С2ХФА			850	410	1700	1900		
50ХСА	269	302		520	1200	1350	6	30
65С2ВА	289	321		420	1700	1900	5	20
60С2Н2А	269	302	880		1600	1750	6	
60СГА			860	400	1400	1600		25

rusautomobile.ru

особенностям могут быть пружины: витые цилиндрические из проволоки круглого, прямоугольного сечения, а также многожильные; конические; фасонные; составные; буферные; тарельчатые; кольцевые; спиральные; плоские.

Материалы для пружин. Пружины изготовляют из специальных углеродистых и легированных сталей, а также из специальных цветных сплавов. Указанные материалы должны обладать высокой прочностью, высоким пределом упругости, усталостной стойкостью и стабильностью упругих свойств. Широко применяемые марки сталей: высокоуглеродистые и марганцовистые 65, 70, 75, 65Г (ГОСТ 1050—88*); инструментально-пружинные У8-А-У12А (ГОСТ 1435—74); специальные рессорно-пружинные кремнистые 55С2, 60С2, 70С3, хромомарганцевые 50ХГА, хромованадиевые 50ХФА; вольфрамокремнистые 65С2ВА, никелькремнистые 60С2Н2А (ГОСТ 14959—79*).

Углеродистые стали относительно дешевле, отличаются стабильностью свойств, но имеют меньшую прочность и пониженную прокаливаемость. Применяют их обычно для пружин с толщиной витков до 12...15 мм. Марганцовистые и кремнистые стали имеют повышенные характеристики прочности, выносливости и прокаливаемости. Их можно применять для изготовления пружин с размерами сечения витков до 20...25 мм. Наилучшие показатели имеют пружинные стали, легированные ванадием, вольфрамом и никелем. Номенклатура рессорно-пружинных сталей приведена в табл. 17.1.

Исходным материалом для изготовления пружин служат проволока, лента, прутки, полосы из перечисленных сталей. На поверхности заготовок не должно быть трещин, раковин, пузырей, песочин и вдавленной окалины.

Для изготовления витых пружин очень распространено применение высокоуглеродистой пружинной проволоки диаметром до 8 мм (ГОСТ 9389—75*), подвергаемой специальной термообработке в расплавленном свинце (патентированию) и сильному наклепу при последующем волочении. Механические характеристики проволоки сильно зависят от ее диаметра (табл. 17.2). Так, для проволоки II класса при $d = 0{,}15...1$ мм,

17.2. Проволока углеродистая пружинная холоднотянутая (ГОСТ 9389—75)

Номинальный диаметр, мм	Допуск, мм	Предел прочности $\sigma_в$, МПа				Число перегибов	Число скручиваний
		Классы				Не менее	
		I	II	IIA	III		
0,14; 0,15; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30	±0,01(п) +0,020(н) −0,015	2750...3100	2300...2750	2250...2700	1800...2200	Не нормируется	23...35 в зависимости от класса и диаметра
0,32; 0,36 0,40; 0,45; 0,50; 0,56; 0,60	+0,015(п) −0,010 ±0,02(н)	2650...3000	2200...2650	2200...2650	1700...2100		16...30
0,63; 0,70; 0,80; 0,90 1,00	+0,02(п) −0,01 +0,03(н) −0,02	2500...2950	2100...2600	2050...2600	1600...2100	9...12	16...25

rusautomobile.ru

Продолжение

Номинальный диаметр, мм	Допуск, мм	Предел прочности $\sigma_в$, МПа				Число перегибов	Число скручиваний
		Классы				Не менее	
		I	II	IIA	III		
1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; 2,3; 2,5; 2,8; 3,0	±0,02(п) ±0,03(н)	1750...2750	1650...2450	1650...2400	1300...2050	4...18	10...24
3,2; 3,5; 3,6; 4,0; 4,2; 4,5; 5,0; 5,6	+0,03(п) –0,02(п) ±0,04(н)	1450...2000	1350...1800	1350...1800	1100..1550	4...7	4...18
6,0; 6,3; 6,5; 6,7; 7,0	±0,03(п) ±0,05(н)	1450...1700	1250...1600	1350...1600	1050...1350	3...6	2...6
7,5; 8,0	±0,04(п) ±0,06(н)	—	1250...1450	—	—	—	—

Примечание: п — повышенной точности; н — нормальной точности.

$\sigma_в = 2050...1650$ МПа, а при $d = 3...8$ мм, $\sigma_в = 1650...1250$ МПа.

Допустимые напряжения зависят от марки материала, диаметра проволоки, от характера нагружения и меры ответственности. Для пружин из углеродистой проволоки I и II классов принимают $[\tau] = 0{,}4\sigma_в$. Для пружин из стальной легированной проволоки $[\tau] = 750$ МПа, для ответственных динамически нагруженных пружин $[\tau] = 400$ МПа.

17.2. ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ—СЖАТИЯ

Пружины растяжения обычно имеют цилиндрическую форму (рис. 17.1) и предназначены для восприятия продольно-осевого усилия. Их изготовляют путем навивки из проволоки круглого сечения с предварительным межвитковым давлением, что позволяет выполнять пружины меньшей длины. Шаг навивки в этом случае равен диаметру проволоки ($p = d$). Конструктивно пружины данного типа отличаются особенностью исполнения прицепов. Наиболее распространены исполнения *а*, *б*, *в*, *г*, *д*, *е*, *ж* и *з* или *и*. В отогнутых прицепах возникают повышенные напряжения изгиба и кручения, что может быть причиной их поломки. Более совершенными являются: петлевой прицеп (вариант *к*); закладной прицеп с конической заделкой (вариант *л* и *м*); в виде металлических пластин (вариант *н*) и крепление прицепов при помощи ввинчиваемых пробок (вариант *о*).

Пружины сжатия (рис. 17.2) предназначены также для восприятия осевых нагрузок. По конструкции различают: винтовые — цилиндрические (круглого сечения *а* и *в*, прямоугольного сечения *б*), многожильные *г* и составные *д*; фасонные конические *е*; телескопические буферные *ж*; тарельчатые *з*; кольцевые *и*.

Винтовые цилиндрические, а также *конические пружины* могут навиваться из проволоки круглого *а* или прямоугольного *б* сечения. Пружина *в* хотя и относится к категории пружин сжатия, однако ее применение функционально заменяет пружину растяжения. Она снабжена прицепами особой конструкции, позволяющими сжимать пружину, увеличивая расстояние между конечными точками прицепов.

Чтобы обеспечить нормальную работу пружины сжатия, необходимо выполнить условие, которое состоит в том, что внешняя нагрузка должна по направлению совпадать с осью пружи-

rusautomobile.ru

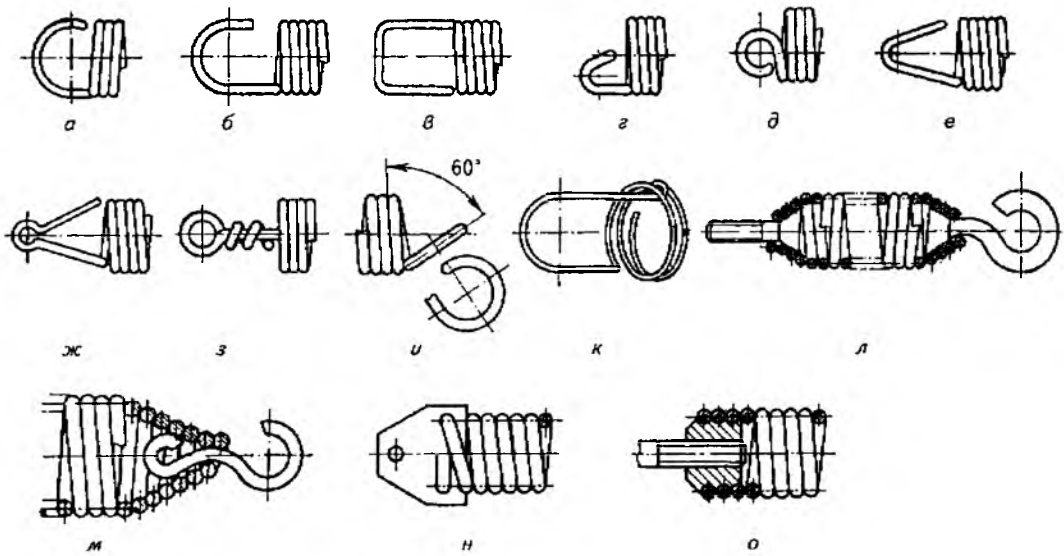


Рис. 17.1. Прицепы пружин растяжения:

а—з — в виде отогнутого на 90° крайнего витка; *и* — виток отогнут на 60°; *к* — петлевой прицеп; *л, м* — закладной с конической заделкой; *н* — в виде металлической пластины; *о* — в виде вворачиваемой пробки

ны. С этой целью торцевые нерабочие витки (обычно 1,5...2 витка) плотно поджаты к соседним виткам и шлифованы под плоскость, перпендикулярную оси пружины. Изготовляют пружины путем навивки из проволоки круглого или прямоугольного сечения. Шаг навивки p зависит от размера по-

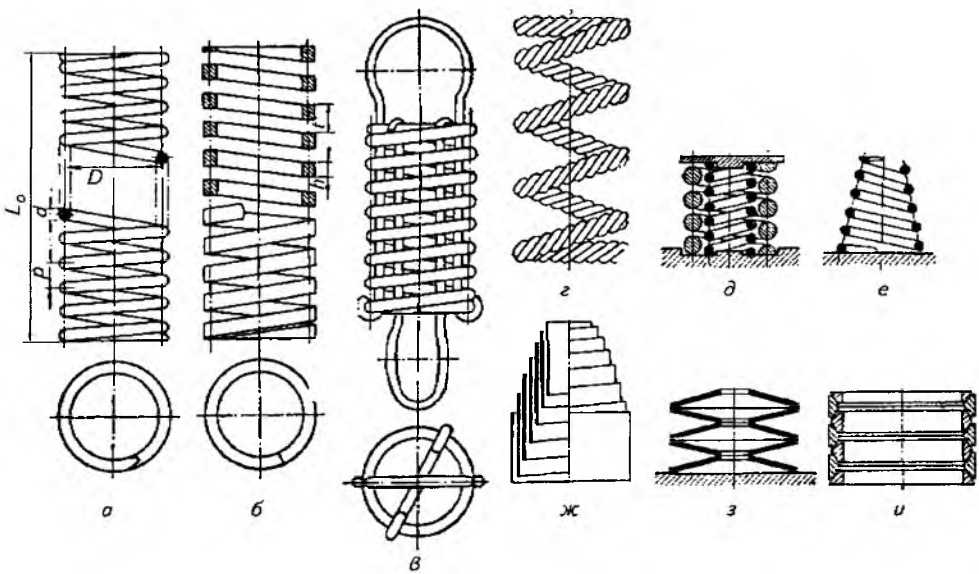


Рис. 17.2. Пружины сжатия винтовые цилиндрические:

а — из проволоки круглого сечения; *б* — прямоугольного сечения; *в* — пружина сжатия с результирующей деформацией растяжения; *г* — многожильная; *д* — составные; *е* — фасонная коническая; *ж* — телескопическая; *з* — тарельчатая; *и* — кольцевая

rusautomobile.ru

перечного сечения витка, величины рабочей деформации пружины $\lambda_р$, величины межвиткового зазора Δ при максимальной нагрузке F_{max}.

$$p=\frac{\lambda_р}{z_р}+d+\Delta, \qquad (17.1)$$

где d — диаметр проволоки; Δ — зазор между витками пружины в сжатом состоянии, обычно $\Delta=0,1d$; $z_р$ — рабочее число витков пружины.

При отношении длины пружины в свободном состоянии к среднему диаметру $L_0/D\geq 3$ для придания пружине устойчивости применяют направляющие по наружному или внутреннему диаметру.

Винтовые многожильные *г* и составные *д* пружины, а также из проволоки прямоугольного сечения *б* применяют при больших нагрузках с целью уменьшения габаритов.

К *фасонным пружинам* относят конические *е*, параболоидные и телескопические буферные *ж*. Они характеризуются переменной жесткостью и способны поглощать значительную энергию. В частности, для изготовления буферных пружин используют полосовую сталь. Нелинейная характеристика пружин обеспечивает повышение жесткости с увеличением нагрузки.

В случае ограничения габаритов и необходимости повышенной жесткости применяют тарельчатые *з* и кольцевые *и* пружины.

Витки пружин растяжения и сжатия нагружены крутящим и частично изгибающим моментами. При малых углах подъема витков составляющая изгибающего момента незначительна, поэтому в практических расчетах ею пренебрегают. Максимальные напряжения кручения

$$\tau_{max}=\frac{8kF_{пред}D}{\pi d^3}\leq[\tau], \qquad (17.2)$$

где k — коэффициент, учитывающий кривизну витков; $k=\frac{4c+2}{4c-3}$. Здесь c — индекс пружины (характеризует жесткость); $c=D/d$; D — средний диаметр пружины, мм; d — диаметр проволоки мм; $[\tau]$ — допустимые напряжения кручения, МПа (см. табл. 17.1); $F_{пред}$ — предельное усилие пружины, Н.

Индекс пружины c назначают чаще всего по аналогам, а также руководствуясь справочными данными. Значения c находятся, как правило, в диапазоне $c=4...12$. Меньшие значения выбирают для пружин повышенной жесткости, а большие — для эластичных.

Жесткость пружин характеризуется зависимостью деформации от приложенного усилия. Упругие характеристики пружин растяжения *а* и сжатия *б* показаны на рис. 17.3.

Для *пружины растяжения* силу предварительного натяжения F_0 обычно назначают в зависимости от наименьшей установочной нагрузки $F_0=(0,75...0,85)F_{min}$ или от предельной. При диаметре проволоки $d\leq 5$ мм $F_0=1/3F_{пред}$, а при $d\geq 5$ мм $F_0=1/4F_{пред}$.

Для *пружин сжатия* установочную нагрузку F_{min} обычно принимают равной $(0,1...0,5)F_{max}$.

Необходимый диаметр проволоки при предельной (до соприкосновения витков для пружины сжатия) нагрузке $F_{пред}$

$$d=1,6\sqrt{\frac{F_{пред}ck}{[\tau]}}. \qquad (17.3)$$

Полученный размер округляют до стандартного по табл. 17.2.

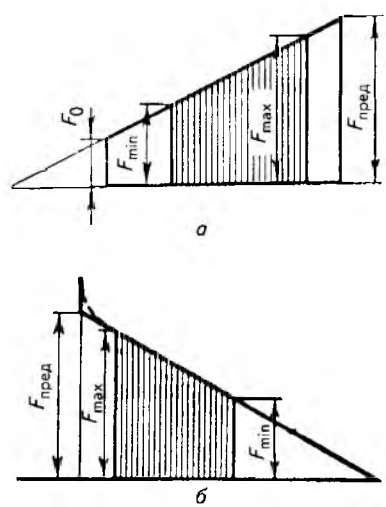


Рис. 17.3. Характеристики пружин:

а — растяжения; *б* — сжатия; F_0 — сила предварительного натяжения при изготовлении; F_{min} — наименьшая установочная нагрузка; F_{max} — наибольшая рабочая нагрузка

rusautomobile.ru

Деформация пружины возникает вследствие действия перерезывающих сил и скручивающего момента. Второй фактор в несколько раз больше первого, поэтому деформацией от перерезывающей силы пренебрегают. При круглом сечении витков деформация

$$\lambda = \frac{8FD^3 z_p}{Gd^4} \qquad (17.4)$$

где F — действующая нагрузка, Н; z_p — число рабочих витков пружины; G — модуль упругости при кручении; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Необходимое число рабочих витков z_p определяют по известной деформации λ:

$$z_p = \frac{Gd^4\lambda}{8FD^3}. \qquad (17.5)$$

При проектировании пружины обычно известны начальная F_0 и максимальная F_{max} нагрузки и соответствующие длины $L_{нач}$ и L_{max}. Порядок расчета в этом случае таков.

1. Выбирают материал, определяют допустимые напряжения кручения $[\tau]$.

2. Назначают индекс пружины $c = D/d = (6...8)$.

3. Находят поправочный коэффициент k.

4. Рассчитывают диаметр проволоки d с последующим округлением до стандартного значения.

5. Определяют средний диаметр пружины $D = cd$.

Далее методики расчета пружин растяжения и сжатия имеют свои особенности.

Для *пружин растяжения* (начиная с пункта 6).

6. Определяют полную деформацию пружины $\lambda = L_{max} - L_{нач}$.

7. Рассчитывают число рабочих витков по формуле (17.5). Пружины растяжения в процессе изготовления навивают с предварительным усилием F_0, поэтому в формулу (17.5) подставляют $F = F_{max} - F_0$. Деформация пружины появляется при нагрузке растяжения большей, чем усилие F_0.

8. Определяют длину разгруженной пружины

$$L_0 = dz_p + 2l_{пр},$$

где $l_{пр}$ — длина прицепов; $l_{пр} = (1...2)D$ в случае отогнутых витков.

9. Находят длину заготовки проволоки

$$l = \frac{\pi D(z_p + 2)}{\cos\alpha}.$$

К числу витков z_p добавляют два витка, отогнутых в виде прицепов.

Угол α подъема винтовой линии навивки пружины определяют как

$$\alpha = \operatorname{arctg}[p/\pi D].$$

10. Рассчитывают длину максимально нагруженной пружины

$$L_{max} = L_0 + \lambda_p + l_{пр}.$$

Для *пружин сжатия* (начиная с пункта 6).

Обычно известны длины пружины в рабочем сжатом и предварительно сжатом состоянии, т. е. L_p и $L_{нач}$.

6. Определяют рабочую и полную деформацию пружины как

$$\lambda_p = L_{нач} - L_p.$$

Из характеристики пружины (см. рис. 17.3) следует, что

$$\frac{\lambda_p}{\lambda} = \frac{F_{max} - F_{min}}{F_{max}},$$

где λ — полная деформация пружины при максимальной рабочей нагрузке;

$$\lambda = \frac{F_{max} \cdot \lambda_p}{F_{max} - F_{min}}.$$

7. Находят рабочее число витков z_p по формуле (17.5).

Полное число витков с учетом торцевых $z = z_p + 2$.

8. Рассчитывают шаг навивки пружины

$$p = \frac{\lambda}{z_p} + d + \Delta,$$

где Δ — межвитковый зазор при действии нагрузки F_{max}; $\Delta \approx 0{,}1d$.

rusautomobile.ru

9. Определяют длину сжатой до соприкосновения витков пружины

$$L = (z - 0{,}5)d,$$

а затем длину ненагруженной пружины $L_0 = L + z_p(p - d)$.

Находят длину заготовки проволоки для навивки

$$l_0 = \frac{\pi D z}{\cos\alpha},$$

где α — угол наклона витка пружины к плоскости, перпендикулярной ее продольной оси.

Тарельчатые пружины выпускают по ГОСТ 3057—90 с наружными размерами — диаметром $D = 28...300$ мм и с толщиной $s = 1...20$ мм и стрелой внутреннего конуса $f = 0{,}6...9{,}0$ мм (рис. 17.4, *а*). Применяют их при больших нагрузках и относительно малых габаритах конструкции в различных амортизаторах, в качестве буферов.

Точный расчет тарельчатых пружин затруднителен. Рабочая деформация одной тарелки не должна превышать $0{,}8f$. Чтобы получить необходимую рабочую деформацию λ_{max}, пружину собирают из нескольких секций, каждая из которых состоит из двух зеркально расположенных тарелок, касающихся наружными кромками. На рис 17.4, *б* показана двухсекционная пружина.

Ориентировочно деформацию и прочность пружины, состоящей из Z тарелочных секций, можно проверить по следующим формулам

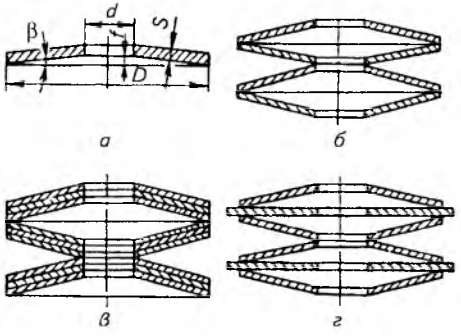


Рис. 17.4. Тарельчатые пружины:

а — геометрические параметры элемента; *б* — двухсекционная; *в* — двухсекционная усиленная; *г* — с промежуточными шайбами трения

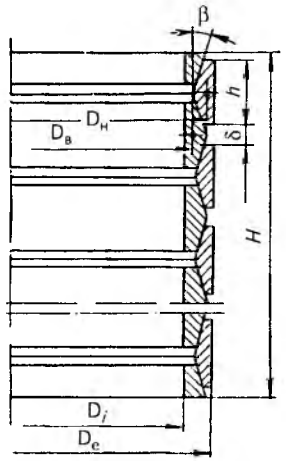


Рис. 17.5. Кольцевая пружина

Деформация (мм)

$$\lambda_{max} \approx \gamma \frac{5FD^2Z}{s^3}. \qquad (17.6)$$

Максимальное напряжение (МПа)

$$\sigma_{max} \approx \mu \frac{F_{max}}{s^2} \le [\sigma_и]. \qquad (17.7)$$

Параметры γ и μ определяют в зависимости от соотношения диаметров $m = D/d$:

$$\gamma \approx \left(0{,}35 - \frac{0{,}25}{m^2}\right) 10^{-5}\ \text{мм}^2/\text{Н};$$

$$\mu = 0{,}63 + 0{,}37m.$$

При значительных нагрузках каждую секцию набирают из нескольких тарелок. Нагрузочная способность такого пакета возрастает при этом примерно пропорционально числу тарелок в пакете (рис. 17.4, *в*). Благодаря трению между отдельными тарелками улучшается амортизирующая способность. С этой же целью между тарелками каждой секции устанавливают промежуточные шайбы (рис. 17.4, *г*).

Кольцевые пружины (рис. 17.5) состоят из набора внутренних и стальных наружных колец, соприкасающихся коническими рабочими поверхностями. Угол конусности поверхностей должен быть больше угла трения, чтобы избежать заклинивания в процессе работы (обычно $\beta = 15...17°$).

rusautomobile.ru

При осевом нагружении пружины наружные кольца растягиваются, а внутренние сжимаются. После снятия нагрузки кольца преодолевают силы трения и пружина восстанавливает свои размеры. Эти пружины отличаются высокой энергопоглощающей способностью. Особенности расчета кольцевых пружин описаны в специальной литературе.

17.3. ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

Назначение пружин этого типа — воспринимать крутящий момент. Конструктивно они могут быть цилиндрическими витыми (рис. 17.6, *а*), подобно пружинам растяжения-сжатия, только с особыми прицепами, или спиральными (рис. 17.6, *б*) из стальной ленты, а также стержневыми (торсионными) (рис. 17.6, *в*).

Цилиндрические пружины кручения широко применяют в технике. Энергия внешнего воздействия преобразуется в работу упругого поворота витков относительно продольной оси пружины. Пружины навивают с углом подъема $\alpha \geq 12°$ с межвитковым зазором порядка 0,5 мм во избежание соприкосновения при их закручивании. При нагружении пружины крутящим моментом T витки испытывают изгиб и в некоторой степени кручение. В практических расчетах принимают изгибающий момент витков равным крутящему ($M_и = T$), так как угол подъема витков незначительный. Условие прочности описывается формулой:

$$\sigma_{max} = \frac{kT}{W_и} \leq [\sigma_и], \qquad (17.8)$$

где k — коэффициент, учитывающий кривизну витков; $W_и$ — момент сопротивления сечения витка изгибу.

Для витков круглого сечения

$$k = \frac{4c-1}{4c-4},$$

где c — индекс пружины $c = D/d$; D — наружный диаметр пружины; d — диаметр проволоки.

Допустимое напряжение при изгибе принимают порядка $[\sigma_и] = 1{,}25[\tau_к]$.

Спиральные пружины применяют в качестве двигателей для привода часов, приборов и прочих механизмов. Спираль при закручивании (возможно несколько десятков оборотов валика) аккумулирует энергию. Упругим элементом служит плоская тонкая лента из углеродистой стали, которая работает и рассчитывается на изгиб. Расчет сводится, как правило, к определению ширины ленты

$$b = \frac{6T}{h^2[\sigma_и]}, \qquad (17.9)$$

где T — крутящий момент пружины; h — толщина ленты, обычно $(0{,}03...0{,}04)d$ (d — диаметр валика, на который навивается лента при заводке).

Более полно сведения по определению геометрических параметров изложены в специальной литературе.

17.4. ПЛОСКИЕ ПРУЖИНЫ И РЕССОРЫ

Плоские пружины по форме могут быть прямыми и изогнутыми. Их применяют в фиксирующих механизмах в

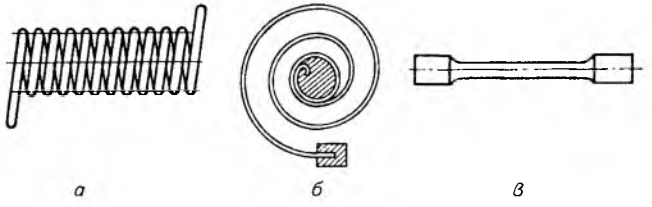


Рис. 17.6. Пружины кручения:

а — цилиндрическая витая; *б* — спиральная; *в* — торсионная

rusautomobile.ru



Рис. 17.7. Плоские пружины и рессоры:

а — плоская консольная; *б* — полуэллиптическая рессора; *в* — кантилеверная рессора; *г* — четвертная рессора

качестве упругих опор, подвесов и направляющих. Конструктивно плоские пружины выполнены чаще всего в виде консольной балки (рис. 17.7, *а*). Рассчитывают их по классическим формулам сопротивления материалов. Для консольно закрепленной пружины напряжение изгиба

$$\sigma_и = \frac{M}{W} \le [\sigma_и], \qquad (17.10)$$

а прогиб на конце пружины

$$\lambda = \frac{2Ml^2}{3EWh}, \qquad (17.11)$$

где M — изгибающий момент в заделке пружины Н · мм; l — длина пружины, мм; E — модуль упругости материала, МПа; W — момент сопротивления изгибу пружины, мм^3; h — толщина пружины, мм.

Из уравнений (17.10) и (17.11) при $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа следует, что толщина пружины

$$h = 3{,}2 \cdot 10^{-8} \frac{l^2 \cdot [\sigma_и]}{\lambda}. \qquad (17.12)$$

Ширина пружины

$$b = \frac{6M}{h^2 [\sigma_и]}. \qquad (17.13)$$

Рессоры относятся к группе плоских пружин. Их широко применяют в подвесках сельскохозяйственных машин, в автомобильном и железнодорожном транспорте, в кузнечно-прессовых и других машинах ударного действия. В зависимости от формы и способа крепления различают: полуэллиптические (рис. 17.7, *б*), кантилеверные (рис. 17.7, *в*) и четвертные (рис. 17.7, *г*) рессоры.

Исходным материалом для изготовления рессор служит полосовой прокат прямоугольного сечения. Листы рессоры изготовляют равной ширины, но разной длины. Коротким листам придают несколько большую кривизну, что дает возможность предварительно их в некоторой степени «заневолить» и придать большую плотность собранному пакету. В центральной части рессору стягивают болтом.

Рассчитывают рессору на изгиб. Условие прочности для полуэллиптической рессоры имеет следующий вид:

$$\sigma = \frac{3Fl}{ibh^2} \le [\sigma], \qquad (17.14)$$

где F — усилие, действующее на рессору, Н; l — расстояние между опорами рессоры, мм; i — число листов в рессоре; b — ширина листа, мм; h — толщина листа, мм.

Допустимое напряжение $[\sigma] = 450...600$ МПа.

При известных параметрах рессоры максимальный ее прогиб

$$\lambda = \frac{kFl^3}{4Eibh^3}, \qquad (17.15)$$

где k — коэффициент, учитывающий неодинаковость длин листов, наличие трения между листами; значения его принимают в пределах $k = 1{,}25...1{,}5$.

На этапе проектирования толщина листа может быть определена как

$$h = \frac{kl^2 [\sigma]}{6E\lambda}. \qquad (17.16).$$

17.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПРУЖИН

Пружина растяжения. Пример 1. Рассчитать пружину блока механизма уравновешивания жатки зерноуборочного комбайна, если максимальное усилие, действующее на пружину, $F_{max} = 2200$ Н, рабочая деформация $\lambda_р = 200$ мм, предельная нагрузка $F_{пред} =$

rusautomobile.ru

$= 1,1F_{max} = 1,1 \cdot 2200 = 2420$ Н, предварительное усилие $F_{min} = 0,25F_{пред} = 0,25 \cdot 2420 = 605$ Н.

По табл. 17.1 назначаем материал пружины — рессорно-пружинную сталь 60С2А (ГОСТ 14959—69). Временное сопротивление разрыву $\sigma_в = 1600$ МПа. Допустимое напряжение кручения $[\tau] = 0,4\sigma_в = 0,4 \cdot 1600 = 640$ МПа.

Назначаем индекс пружины $c = 6$, поправочный коэффициент

$$k \approx \frac{4c+2}{4c-3} = \frac{4 \cdot 6+2}{4 \cdot 6-3} = 1,24;$$

Диаметр проволоки

$$d = 1,6\sqrt{\frac{F_{пред} ck}{[\tau]}} = 1,6\sqrt{\frac{2420 \cdot 6 \cdot 1,24}{640}} = 8,48 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 14963—78* диаметр проволоки равен $d = 9$ мм.

Диаметр пружины $D = cd = 6 \cdot 9 = 54$ мм; $\Delta H = l_p = 200$ мм.

Число рабочих витков пружины

$$z_p = \frac{Gd^4\lambda_p}{8\Delta FD^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 9^4 \cdot 200}{8 \cdot 1595 \cdot 54^3} = 52,2;$$

$$z_p = 52 \text{ витка},$$

где ΔF — приращение нагрузки при рабочей деформации пружины l_p; $\Delta F = F_{max} - F_{min} = 2200 - 605 = 1595$ Н.

Длина пружины в свободном состоянии с учетом прицепов

$$L_0 = z_p d + l_{пр} = 52 \cdot 9 + 108 = 576 \text{ мм}.$$

Длину прицепов в виде отогнутых витков $z_{пр}$ можно принять

$$l_{пр} = z_{пр} D = 2 \cdot 54 = 108 \text{ мм}.$$

Длина заготовки проволоки

$$l_0 = \frac{\pi D z_\Sigma}{\cos\alpha} = \frac{3,14 \cdot 54 \cdot 54}{\cos 3,037^\circ} = 9173,77 \text{ мм};$$

$$l_0 = 9174 \text{ мм}.$$

Угол наклона витка $\alpha = \operatorname{arctg}(p/\pi D) = 3,037^\circ$. Шаг навивки p равен для пружины растяжения диаметру проволоки d.

Суммарное число витков $z_\Sigma = z_p + z_{пр} = 52 + 2 = 54$.

Пружины сжатия. Пример 2. Рассчитать пружины для предохранительной дисковой фрикционной муфты, встроенной в шкив ременной передачи (пример 2, глава 15). Муфта однодисковая, имеет две поверхности трения. Усилие сжатия создается тремя пружинами. Суммарное осевое усилие $F_\Sigma = 1052$ Н. Максимальное усилие одной пружины $F_{max} = F_\Sigma/n$, где n — число пружин.

Тогда $F_{max} = 1052/3 = 350,6$ Н.

По табл. 17.2 назначаем углеродистую пружинную проволоку II класса (ГОСТ 9389—75*). Предполагаемый диаметр проволоки 4...5 мм, временное сопротивление $[\sigma_в] = 1350...1800$ МПа. Допустимые напряжения кручения $[\tau] = 0,4[\sigma_в] = 0,4 \cdot 1400 = 560$ МПа.

Предельная нагрузка $F_{пред} = 1,1F_{max} = 1,1 \cdot 350,6 = 385,6$ Н.

Назначаем индекс пружины $c = 6$, поправочный коэффициент

$$k \approx \frac{4c+2}{4c-3} = \frac{4 \cdot 6+2}{4 \cdot 6-3} = 1,24;$$

По формуле (17.3) диаметр проволоки

$$d = 1,6\sqrt{\frac{385,6 \cdot 6 \cdot 1,24}{560}} = 3,62 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9389—75* диаметр проволоки (см. табл. 17.2) равен $d = 3,6$ мм. Диаметр пружины $D = cd = 6 \cdot 3,6 = 21,6$ мм.

Расчетный передаваемый момент (момент срабатывания) равен 1,15 от номинального, следовательно, при суммарном износе трущихся поверхностей, равном 15 %, необходимо регулировать усилие нажатия пружин. Полагая, что исходная суммарная толщина накладок порядка 8 мм, износ $\Delta s = 0,15 \cdot 8 = 1,2$ мм. Жесткость пружины имеет прямолинейную характеристику. Из этого следует, что максимальной силе F_{max} соответствует максимальная деформация пружины λ_{max}, а номинальной силе $F_{ном}$ при номинальном моменте номинальная деформация $\lambda_{ном}$. Таким образом, приращению силы $\Delta F = F_{max} - F_{ном}$ соответствует при-

rusautomobile.ru

ращение деформации $\Delta\lambda = \Delta s = \lambda_{max} - \lambda_{ном} = 1{,}2$ мм. Передаваемый вращающий момент муфты пропорционален силе нажатия пружин, следовательно, $F_{max} = 1{,}15F_{ном}$.

Тогда

$$F_{ном} = F_{max}/1{,}15 = 350{,}6/1{,}15 = 304{,}87 \text{ Н};$$
$$\Delta F = 350{,}6 - 304{,}87 = 45{,}73 \text{ Н}.$$

Число рабочих витков пружины z_p определяем по формуле (17.5), так как $\frac{\Delta F}{\Delta\lambda} = \frac{F}{\lambda}$,

$$z_p = \frac{Gd^4\Delta\lambda}{8\Delta FD^3} = \frac{8\cdot10^4\cdot3{,}6^4\cdot1{,}2}{8\cdot45{,}73\cdot21{,}6^3} = 4{,}37;$$
$$z_p = 5 \text{ витков}.$$

Суммарное число витков $z_\Sigma = z_p + 2 = 5 + 2 = 7$.

Полная деформация пружины при максимальном усилии по формуле (17.4)

$$\lambda = \frac{8F_{max}D^3z_p}{Gd^4} = \frac{8\cdot350{,}6\cdot21{,}6^3\cdot5}{8\cdot10^4\cdot3{,}6^4} = 2{,}1 \text{ мм}.$$

Шаг навивки пружины

$$p = \frac{\lambda}{z_p} + d + \Delta = \frac{2{,}1}{5} + 3{,}6 + 0{,}4 = 4{,}42 \text{ мм}.$$

По рекомендациям межвитковый зазор в сжатой пружине должен быть равен $\Delta = 0{,}1d = 0{,}1\cdot3{,}6 = 0{,}36 \approx 0{,}4$ мм.

Длина сжатой до соприкосновения витков пружины

$$L = (z_\Sigma - 0{,}5)d = (7 - 0{,}5)\cdot3{,}6 = 23{,}4 \text{ мм}.$$

Длина ненагруженной пружины $L_0 = L + z_p(p - d) = 23{,}4 + 5(4{,}42 - 3{,}6) = 27{,}5$ мм.

Длина заготовки проволоки для навивки

$$l_0 = \frac{\pi Dz}{\cos\alpha} = \frac{3{,}14\cdot21{,}6\cdot7}{\cos3{,}72^\circ} = 475{,}77 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_0 = 476$ мм.

Угол α наклона витка пружины к плоскости, перпендикулярной ее продольной оси, определится как $\alpha = \operatorname{arctg}[p/\pi D] = \operatorname{arctg}[4{,}42/(3{,}14\times21{,}6)] = 0{,}065$. Тогда $\alpha = 3{,}72^\circ$.

Контрольные вопросы и задания

1. Как классифицируют пружины по характеру воспринимаемой нагрузки? 2. Назовите типы пружин, различающиеся по конструктивным признакам. 3. Какие материалы применяют для изготовления пружин? 4. Какие деформации испытывают витки пружин растяжения—сжатия? 5. Как определить напряжение в витках цилиндрических пружин растяжения—сжатия? 6. Назовите факторы, от которых зависит деформация цилиндрической пружины. 7. Перечислите достоинства и недостатки тарельчатых пружин. 8. Назовите сферу применения плоских пружин и рессор. 9. В чем конструктивная особенность кольцевых пружин? 10. Каковы типы пружин кручения? Назовите область их применения.

rusautomobile.ru

Глава 18

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ

18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ (САПР)

Один из основных компонентов современного производства — это системы автоматизированного проектирования (САПР). Термин САПР — смысловой эквивалент англоязычного термина CAD — computer aided design, что в переводе означает «проектирование при помощи компьютера». Уровень современного аппаратного и программного обеспечения персональных компьютеров позволяет конструктору без специальных знаний в области программирования успешно решать задачи машинного проектирования, проработки проектов, надежного хранения и передачи информации. Основные возможности САПР:

более быстрое выполнение чертежей (в среднем в три раза);

абсолютная точность геометрических построений;

высокое качество получаемой конструкторской документации;

ускорение расчетов и анализа при проектировании;

интегрирование проектирования с другими видами инженерной деятельности.

САПР как организационно-техническая система включает технические средства, системное программное обеспечение, прикладное программное обеспечение и самого проектировщика. Технические средства обеспечивают ввод, обработку и вывод текстовой и графической информации по проектному решению. Системное программное обеспечение («оболочка») управляет организацией вычислительных процессов и обменом данными между различными устройствами. Эффективность САПР в значительной мере определяется возможностями прикладного программного обеспечения, под которым обычно понимают набор программ, реализующих решение конкретной задачи проектирования. Это программы проектных предварительных расчетов механизмов в целом, расчета на прочность и надежность, и, собственно, ядро любой САПР — графический редактор как система создания конструкторской документации. Известно, что на вычерчивание проектируемого изделия и его составляющих приходится около 70 % общих трудозатрат конструкторской деятельности, в то время как на собственно проектирование 15 % и остальное на ведение архивов. Поэтому такие системы, как часть САПР, наиболее развиты и широко применяются в производстве. В работе систем широко используют различные типовые решения, которые может накапливать разработчик в процессе своей деятельности или которые могут поступать из библиотек стандартных элементов.

Современные графические редакторы обеспечивают возможность создания и редактирования двумерных и трехмерных изображений самых сложных проектируемых объектов. Открываются новые возможности для творческой работы. Непосредственное проектирование изделия сразу в трехмерной системе — революционный шаг в конструировании. Твердотельное моделирование позволяет по разработанной модели изделия получать чертежи с необходимым количеством видов, разре-

rusautomobile.ru

зов, сечений и аксонометрии. Система определяет массовые и инерционные характеристики, площадь поверхности изделия. Так называемые 3-d системы имеют возможность автоматического и полуавтоматического разнесения составных частей сборочной единицы, что позволяет создавать каталоги запасных частей, демонстрировать порядок сборки и разборки машин и механизмов. Каждый из элементов сборки имеет свои материальные характеристики, поэтому существует возможность контроля пересечения деталей, входящих в нее. Это позволяет на стадии проектирования выявлять ошибки в конструкции.

Трехмерная модель изделия как носитель информации о его геометрической форме позволяет передавать эту информацию в пакеты управляющих программ для оборудования с ЧПУ, САПР технологической подготовки производства или может быть использована для исследования методами компьютерного математического моделирования ее поведения в различных эксплуатационных условиях.

В настоящее время автоматизированное проектирование и разработка технологии изготовления деталей машин и механизмов объединяются в интегрированных CAD/CAM системах, где CAM — computer aided machinen (САПР-технология). Каждая из подсистем имеет свою базу данных.

На рынке САПР сложилось условное разделение по уровням: нижний, средний и верхний. Кроме того, САПР разделяют на универсальные и локальные (прикладные). К системам нижнего уровня относят простые двумерные (плоские) CAD-системы, позволяющие решать вопросы автоматизации выпуска конструкторской документации. С помощью «электронного кульмана» можно получать чертежи деталей, не связанных друг с другом. Такие системы предъявляют минимальные аппаратные требования.

Системы среднего уровня обеспечивают трехмерное твердотельное моделирование и инженерные расчеты достаточно сложных изделий, состоящих из сотен, иногда тысяч деталей, моделирование сложных поверхностей и выпуск конструкторской документации с привлечением мощных конструкторско-технологических библиотек. К таким системам относят: AutoCAD, Solid Works, Solid Enge, Mechanikal Desktor, российские КОМПАС, КРЕДО, T-Flex CAD и другие. Системы среднего уровня наиболее широко применяют в производстве по следующим критериям: доступность (цена); широкие функциональные возможности; аппаратные требования (персональный компьютер). Поэтому в ряде случаев экономически целесообразно интегрировать такие системы с системами верхнего уровня.

Системы верхнего уровня обеспечивают весь цикл создания изделий любой сложности от идеи до реализации без внешних приложений. Кроме того, они могут обеспечивать решение различных специфических прикладных задач (прокладка трубопроводов, размещение заводского оборудования). Широко известны системы: Unigraphiks, CADS-5, EUCLID QUANUM, CATIA, Pro/ENGINEER. Ограничение в использовании систем верхнего уровня в настоящее время — их высокая стоимость. Работу таких систем можно реализовать на графических станциях.

В данной главе рассматривается одна из популярных на отечественном рынке САПР система КОМПАС, разработанная компанией АСКОН (Санкт-Петербург). В главе кратко описаны основные возможности проектирования в среде КОМПАС и более подробно представлено выполнение и редактирование чертежей в графическом редакторе КОМПАС-ГРАФИК.

18.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ В СРЕДЕ КОМПАС

КОМПАС (КОМПлекс Автоматизированных Систем) — современная CAD/CAM система, в которую входят более 30 программных продуктов, функционирует под управлением операционной системы Windows 95/98/2000/NT. Основа комплекса — графическая система КОМПАС-3D предназначена для разработки и оформления конструкторской документации. Система позволяет создавать трехмерные параметрические

rusautomobile.ru

модели отдельных деталей и сборочные единицы. Параметризация позволяет быстро получить модель типовых моделей однажды спроектированного прототипа. По созданным моделям разрабатывается конструкторская и технологическая документация, ведется расчет геометрических и массо-центровочных характеристик, появляется возможность передачи геометрии изделия в расчетные пакеты, в пакеты разработки управляющих программ для оборудования с ЧПУ.

В КОМПАС-3D модели твердых тел создаются общепринятыми последовательными булевыми операциями (сложения и вычитания) над объемными примитивами (сферами, призмами, цилиндрами, конусами и т. д.). Объемные примитивы образуются путем перемещения плоской фигуры (эскиза) в пространстве по определенной траектории. Эскиз изображается средствами чертежно-графического редактора КОМПАС-ГРАФИК. После создания полной трехмерной модели можно выполнить чертеж данного изделия в ортогональных проекциях с полуавтоматическим нанесением размеров.

В среде КОМПАС используются специализированные библиотеки по общему машиностроению (крепеж, подшипники, пружины, тела вращения, материалы, электродвигатели и т. д.), для создания собственных библиотек пользователя имеются средства разработки приложений КОМПАС-МАСТЕР. Система КОМПАС включает следующие приложения: проектирование тел вращения — КОМПАС SHAFT Plus; проектирование пружин — КОМПАС SPRING; проектирование штамповой оснастки; систему объемной обработки на станках с ЧПУ — ГЕММА-3D; САПР ФРЕЗ; ведение типовых проектов и проектирование металлоконструкций. Технологическая подготовка производства на основе ранее созданных чертежей может осуществляться в КОМПАС-АВТОПРОЕКТ, предназначенном для проектирования сквозных технологий, включающих одновременно операции механообработки, штамповки, термообработки, сварки, получения покрытий.

18.3. ВЫПОЛНЕНИЕ И РЕДАКТИРОВАНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ В КОМПАС-ГРАФИК

Графический редактор КОМПАС-ГРАФИК 5.X изначально ориентирован на быстрое и удобное создание конструкторской документации в полном соответствии с требованиями ЕСКД. Как показывает опыт многих предприятий, система осваивается за одну — две недели. В КОМПАС-ГРАФИК 5.X возможны самые сложные геометрические построения на плоскости. Почти каждое действие может быть выполнено несколькими путями, из которых пользователь выбирает для себя наиболее удобный.

Требования к техническим средствам. Для эффективной работы с КОМПАС-ГРАФИК 5.X на персональном компьютере потребуются: процессор Pentium 200 и выше; оперативная память 32 Мб и более; графический адаптер SVGA с видеопамятью 1 Мб и более; цветной монитор SVGA с размерами диагонали 17″ и более (разрешение не хуже $800 \times 600 \times 256$ цветов); привод CD ROM; свободное пространство на жестком диске 100 Мб; манипулятор мышь.

Работа облегченной версии КОМПАС-ГРАФИК LT может быть реализована на компьютере с процессором, начиная с 486DX2-66, оперативной памятью 16 Мб и свободным пространством на жестком диске не менее 35 Мб.

Для получения бумажных копий можно использовать любые модели принтеров и плоттеров, для которых имеются драйверы, соответствующие установленной на компьютере версии Windows.

Пуск КОМПАС-ГРАФИК. Пуск программы в работу можно осуществить любым известным способом. Система размещается по адресу: C: \Program Files \Kompas 5.X. Достаточно выполнить двойной щелчок на ярлыке системы, расположенном на рабочем столе Windows (рис. 18.1).

После пуска КОМПАС-ГРАФИК появляется главное окно системы, которое имеет стандартные для Windows элементы управления. В окне пока нет ни одного открытого документа и при-

rusautomobile.ru

сутствует минимальный набор командных кнопок на панели управления. В ряду пиктограмм слева направо располагаются команды: «Новая сборка» и «Новая деталь» (создание трехмерных твердотельных моделей в КОМПАС-3D); «Новый лист» и «Новый фрагмент» (двухмерное черчение в КОМПАС-ГРАФИК); «Новый текстовый документ»; «Новая спецификация»; стандартные — «Открыть документ», «Просмотр для печати», «Настройка принтера», «Справка», «Выход из системы». Главное окно позволяет создать любой из названных новых документов или открыть ранее созданный.

Основной документ в КОМПАС-ГРАФИК — лист чертежа (расширение файла чертежа — cdw), который может состоять из видов, технических требований, обозначения неуказанной шероховатости и основной надписи. Под видом подразумевается любое изолированное изображение на чертеже. Фрагмент (расширение файла — frw) отличается от чертежа только отсутствием элементов



Рис. 18.1. Ярлык для пуска графического редактора

оформления и предназначается для хранения типовых решений для последующей вставки в другие документы.

Для начала работы с новым чертежом щелкните клавишей мыши по пиктограмме с изображением формата с основной надписью «Новый лист». На экране появится изображение пустого формата А4 с основной надписью, а также полный набор кнопок для вызова команд (рис. 18.2). Для изменения формата и основной надписи выберите в меню «Настройка → Настройка новых документов», после чего в открывшемся диалоговом окне выберите «Графический документ → Параметры листа → Формат» (рис. 18.3). Тип основной надписи выбирают аналогично.

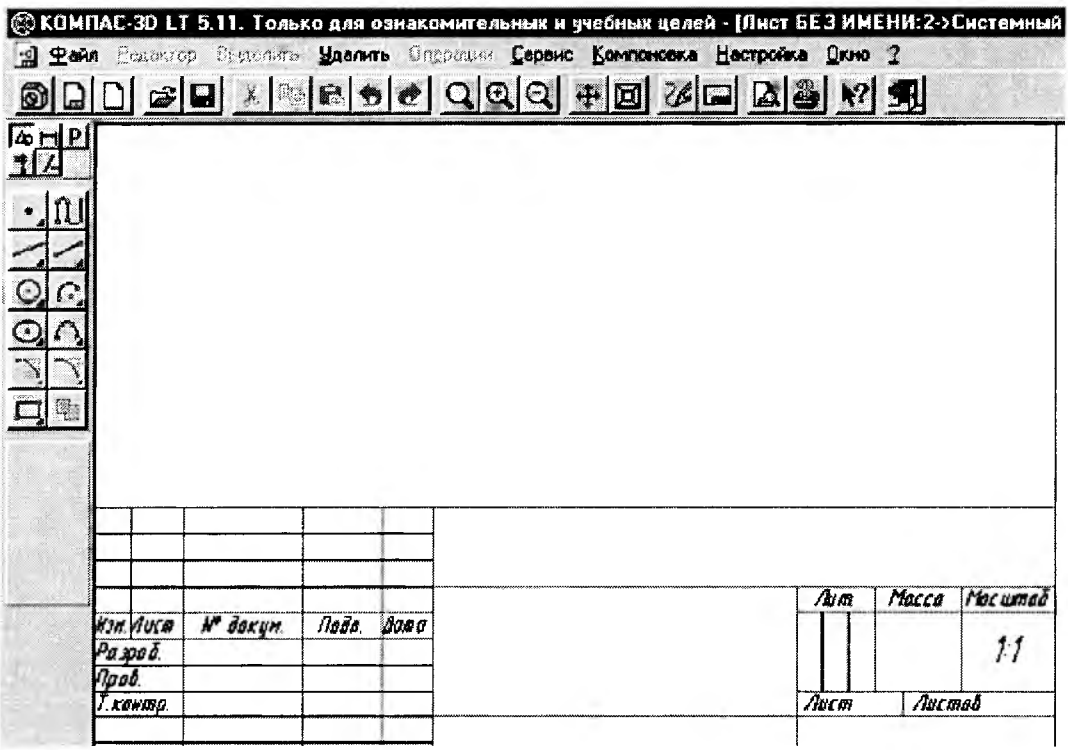


Рис. 18.2. Рабочее окно системы

rusautomobile.ru

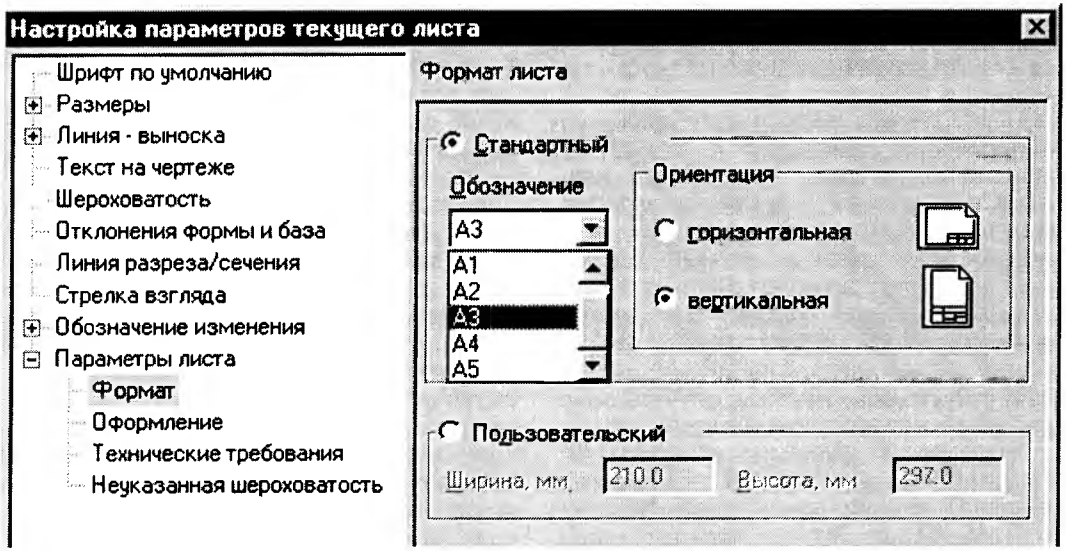


Рис. 18.3. Настройка параметров текущего листа

В КОМПАС-ГРАФИК используется метрическая система мер. По умолчанию единицами измерения служат миллиметры. Работу ведут в масштабе 1 : 1 с реальными размерами, не задумываясь о соотношении размера детали и формата чертежа. При окончательном оформлении чертежа и выводе на печать можно выбрать любой масштаб.

Создание нового вида обеспечивается командой «Создать вид» из меню «Компоновка». В появившемся диалоговом окне нужно задать номер вида, масштаб, угол поворота систем координат, если необходимо, и имя вида. Вид на чертеже может быть текущим, активным, фоновым и погашенным. Каждый вид можно разбивать на слои (не более 255).

В редакторе начало абсолютной системы координат всегда находится в левом нижнем углу формата. Для фрагмента из-за отсутствия границ начало системы координат отображается в центре окна. При построении отдельных изображений часто бывает более удобно отмерять расстояние от какой-либо точки. Поэтому в системе предусмотрено создание одной или нескольких локальных систем координат (ЛСК). При этом в нижней части экрана будут отображаться координаты в текущей системе. Для создания ЛСК служит команда «Локальная СК» из меню «Сервис» либо кнопка «Локальная СК», расположенная в строке текущего состояния.

При работе в КОМПАС-ГРАФИК основным инструментом служит курсор — графический элемент, который можно передвигать по экрану с помощью мыши или клавиатуры. В зависимости от того, какое действие выполняется, изменяется внешний вид курсора (стрелка, перекрестье, вопросительный знак и т. д.). С его помощью можно выбирать команды из строки меню, нажимать кнопки на панели управления и инструментальной панели, активизировать поля в строке параметров. При наведении курсора на пиктограмму автоматически рядом с ней появляется поясняющая надпись, что очень удобно при освоении системы.

Во время работы можно быстро получить необходимую справку одним из следующих способов:

нажатием клавиши F1 для получения подсказки по текущему действию;

из меню «Справка» путем выбора соответствующего раздела или термина;

кнопкой «Справка» на панели управления для получения подсказки по объектам рабочего экрана.

В последнем случае курсор превращается в вопросительный знак со

rusautomobile.ru

стрелкой. После наведения вопросительного знака на требуемый объект надо щелкнуть на нем левой клавишей мыши. Кроме того, при выполнении той или иной команды, щелчком правой клавиши мыши можно всегда вызвать всплывающее меню контекстно-зависимых команд продолжения работы.

Все команды КОМПАС-ГРАФИК, как и любого другого графического редактора, можно разделить на три вида:

команды создания изображений из геометрических примитивов;

команды редактирования;

команды оформления чертежа.

Многие команды из строки меню дублируют кнопки на панели управления.

Например, команде «Открыть» в меню «Файл» соответствует кнопка «Открыть документ» на панели управления. Некоторые команды на экране могут отображаться бледным шрифтом. Это так называемые запрещенные команды, для которых в данный момент времени отсутствуют условия их выполнения.

Геометрические построения. Изображения на чертеже получаем путем ввода и последующего редактирования геометрических примитивов. Все геометрические примитивы сгруппированы по типам объектов и вызываются кнопками, расположенными на инструментальной панели геометрии (рис. 18.4).

Панель имеет расширенные команды. Например, кнопка «Ввод отрезка» позволяет вызывать дополнительную, всплывающую панель из шести команд различных вариантов построения отрезка. Для этого наводят курсор на кнопку «Ввод отрезка» и, щелкнув левой клавишей мыши, удерживают ее до появления дополнительных команд. После чего, не отпуская клавиши, передвигают курсор на кнопку, например, «Перпендикулярный отрезок» (рис. 18.5) и отпускают клавишу.

Рассмотрим операцию построения отрезка прямой.

1. После щелчка левой клавиши мыши на кнопке «Ввод отрезка» она становится подсвеченной — система готова к построению отрезка. Появляется строка параметров объекта при



Рис. 18.4. Инструментальная панель для ввода геометрии

вводе отрезка (рис. 18.6). Курсор изменит свой вид, а в строке сообщений в самом низу программного окна КОМПАС-ГРАФИК появится запрос системы: «Укажите начальную точку или введите ее координаты».

2. По умолчанию система предлагает стиль линии для построения отрезка — основная. Для изменения стиля щелкните клавишей мыши на «Поле стиля». В появившемся диалоговом окне выберите нужный стиль линии (рис. 18.7).

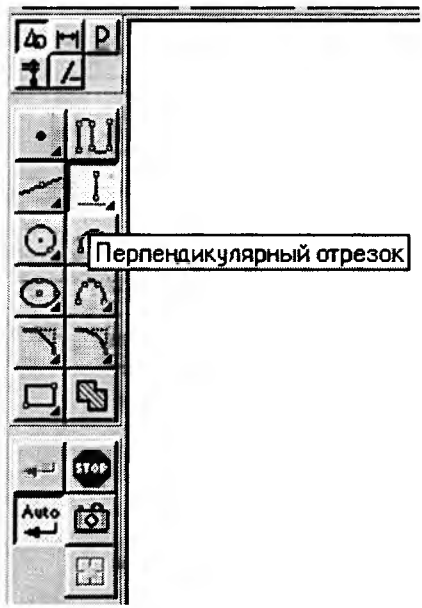


Рис. 18.5. Одна из шести разновидностей команды «Отрезок»

rusautomobile.ru

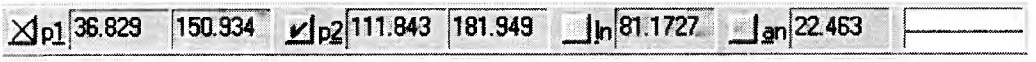


Рис. 18.6. Строка параметров при вводе отрезка

3. С помощью курсора и клавиатуры введите координаты X и Y первой точки отрезка в строке параметров отрезка и нажмите **Enter**.

4. Система запросит конечную точку или ввод координат.

5. Введите координаты X и Y конечной точки отрезка и нажмите **Enter**.

Отрезок построен, система находится в режиме ожидания для построения второго отрезка. Если в этом нет необходимости, прервите выполнение команды щелчком клавиши мыши на кнопке «Stop».

Построение других геометрических примитивов проводят аналогично, учитывая различия при вводе параметров (диаметр, радиус, центр и т. д.). Внимательно следите за строкой сообщений, которая помогает правильно выполнять геометрические построения.

Необходимо особо отметить команды построения геометрических примитивов (фаска, скругление, штриховка), которые вносят изменения в уже созданные элементы чертежа.

Ф а с к а. Для построения фаски служит команда «Фаска», а для ее вызова — одноименная кнопка на инструментальной панели геометрии. Для выбора способа задания фаски служит левый переключатель в строке параметров объекта (рис. 18.8).

В строке параметров объекта отображаются также две кнопки-переключателя, с помощью которых можно управлять видом фаски после построения. Эти кнопки определяют, нужно или нет выполнять удаление остающихся после построения фаски частей первого и второго элементов.

Если необходимо нанести фаски на углах объекта объединенного в единое целое, используют команду «Фаска на углах объекта». Кнопка для вызова этой команды расположена на расширенной панели команд. В строке параметров объекта появится кнопка-переключатель, изменяющая режим построения. В одном ее положении фаска строится на одном указанном угле, а в другом — на всех углах контура одновременно.

С к р у г л е н и е. Для сопряжения двух пересекающихся прямых дугой окружности служит команда «Скругление», а для вызова — одноименная кнопка на инструментальной панели геометрии. Нажав кнопку, введите значение радиуса скругления в соответствующее поле в строке параметров объекта и укажите курсором два элемента, между которыми нужно построить скругление. В строке параметров объекта располагаются кнопки-переключатели, с помощью которых можно управлять видом скругления после построения. Для построения скругления дугами окружности на углах объектов типа контур, ломаная или многоугольник служит команда «Скругление на углах объекта».

Ш т р и х о в к а. При работе с КОМПАС-ГРАФИК нужно только указать границу и параметры штрихов-

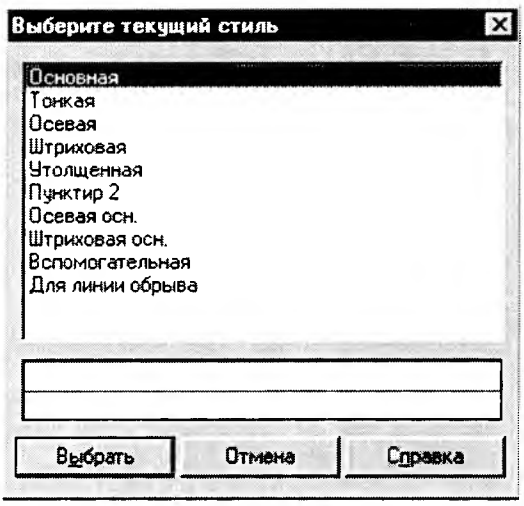


Рис. 18.7. Окно выбора стиля линии

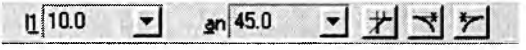


Рис. 18.8. Параметры и способ задания фаски

rusautomobile.ru

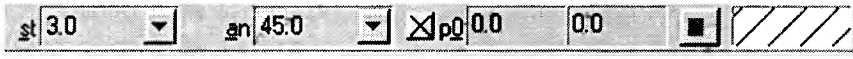


Рис. 18.9. Строка типа и параметров штриховки



Рис. 18.10. Кнопка «Привязки» в строке текущего состояния

ки. Границу штриховки система определяет автоматически по указанной точке внутри штрихуемой области. Однако можно задавать границу штриховки и вручную. Для вызова команды «Штриховка» нажимают одноименную кнопку на инструментальной панели геометрии. После вызова команды штриховки в строке параметров объекта (рис. 18.9) задают шаг штриховки в поле «Шаг штриховки» (st) и угол ее наклона (an).

Система КОМПАС-ГРАФИК позволяет задавать параметры геометрических примитивов с абсолютной точностью. На основе точной геометрии графический редактор осуществляет полуавтоматическую простановку размеров и деталирование сборочных чертежей. Если геометрические построения выполнены правильно, система определяет параметры элементов (длины, углы, координаты точек) и на их основе вычисляет значения размеров. Точность компьютерных чертежей позволяет передавать информацию по геометрии детали непосредственно в технологические системы, обеспечивать сквозные технологии проектирования и изготовления.

Привязки геометрических объектов. Для быстрого и точного позиционирования курсора в характерных точках на чертеже в системе используют привязки геометрических объектов. Существует три типа привязок — глобальные (действующие постоянно), локальные (действующие однократно) и клавиатурные.

Глобальные привязки. Важная особенность глобальных привязок состоит в том, что в КОМПАС-ГРАФИК можно включать несколько постоянно действующих привязок и все они будут работать одновременно. При этом выполняется мгновенный расчет точки, на экране отображается ее фантом и при необходимости текст с именем действующей в данный момент привязки.

Для установки глобальных привязок служит кнопка «Привязки» в строке текущего состояния (рис. 18.10). После нажатия этой кнопки появляется диалоговое окно установки глобальных привязок (рис. 18.11), в котором кроме собственно привязок можно устанавливать особенности их вывода.

Устанавливают, как правило, две-три глобальных привязки. Например, ближайшая точка и пересечение. Для прерывания действия глобальных привязок служит кнопка «Запретить привязки» в строке текущего состояния.

Локальные привязки. Локальная привязка — более приоритетная, чем глобальная, т. е. подавляет на

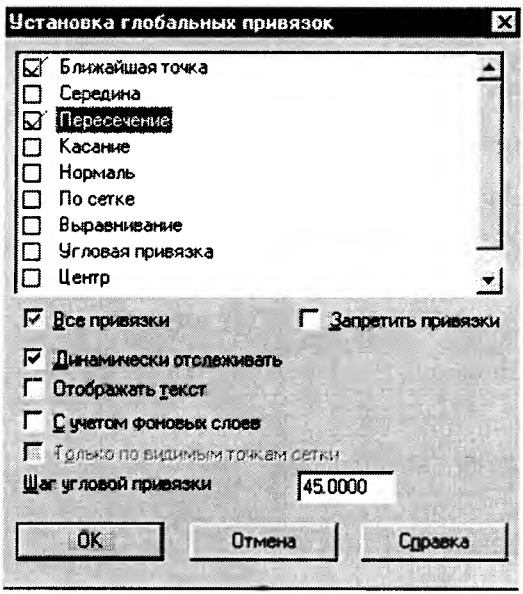


Рис. 18.11. Окно установки глобальных привязок

rusautomobile.ru

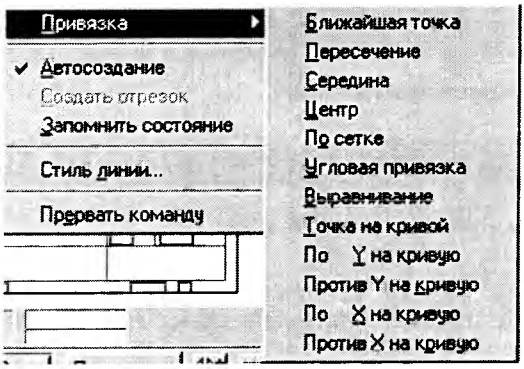


Рис. 18.12. Выбор локальной привязки

время ее действия все глобальные привязки. Меню локальных привязок выводится на экран при нажатии правой клавиши мыши во время выполнения любой команды создания, редактирования или выделения объекта (рис. 18.12). В меню необходимо выбрать строку «Привязка», на экране появится список привязок. Из этого списка щелчком левой клавиши мыши выберите одну привязку. После этого курсор изменит свой вид. Ловушка курсора наводится на выбранный объект, осуществляется автоматический захват характерной точки объекта, а рядом с ней появляется текст, подтверждающий привязку. Дополнительный щелчок клавиши мыши вводит точку в месте привязки. Локальная привязка будет действовать для выбора только одной точки. Для привязки к другой точке операцию необходимо повторить.

Клавиатурные привязки. Данный тип привязок, выполненный с помощью клавиатуры, имеет две особенности:

1. Клавиатурные привязки, в отличие от глобальных и локальных, являются прозрачными, т. е. действующими независимо от того, дана команда на построение, редактирование объекта или нет.

2. При использовании клавиатурной привязки не требуется последующий ввод точки. Процедура ввода и фиксации точки при необходимости выполняется нажатием клавиши **Enter**.

Далее приведены основные клавиатурные привязки.

Клавиатурная команда	Реакция системы
<·>	Перемещение курсора по нормали в ближайшую точку ближайшего элемента
<5>	Перемещение курсора в ближайшую характерную точку ближайшего элемента
<Shift> + <5>	Перемещение курсора в середину ближайшего примитива
<Alt> + <5>	Перемещение курсора в точку пересечения двух ближайших примитивов
<Ctrl> + <0>	Перемещение курсора в начало координат

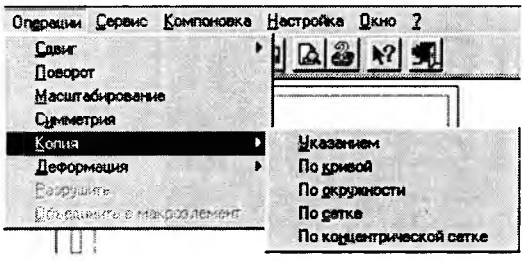


Рис. 18.13. Команды редактирования чертежа в меню «Операции»

Редактирование чертежа. Удаление объектов, занесение в буфер, редактирование чертежа с помощью таких команд, как «Сдвиг», «Поворот», «Масштабирование», «Симметрия», «Копия», «Деформация» (рис. 18.13), связано с необходимостью предварительного выделения.

Выделение объекта мышью. Для выделения объекта наведите на него курсор и щелкните левой клавишей мыши. Цвет объекта изменится. При необходимости выделить несколько объектов, удерживая нажатой клавишу **Shift**, последовательно щелкайте левой клавишей мыши на выделяемых объектах. Повторный щелчок на объекте приведет к отмене его выделения.

Выделить несколько объектов можно с помощью прямоугольной рамки. Установите курсор на свободном месте чертежа, нажмите левую клавишу мыши и перемещайте курсор, удерживая клавишу нажатой. На экране будет отображаться прямоугольная рамка, следующая за курсором. Все объекты, полностью попавшие в рамку, будут одновременно выделены после того, как будет отпущена клавиша мыши.

Выделение объектов с помощью команд. Выделить

rusautomobile.ru

самые различные объекты можно с помощью команд меню «Выделить». Эти же команды можно вызвать и с помощью кнопок, расположенных на инструментальной панели выделения. Для активизации этой панели служит кнопка — переключатель «Выделение».

Команда «Объект» позволяет выделить произвольное число объектов, для чего достаточно указывать на них поочередно курсором и нажимать левую клавишу мыши.

Команда «Вид» позволяет выделить один или несколько видов листа чертежа. Вид в этом случае выделяется как единый объект.

Команда «Все» позволяет выделить все объекты, находящиеся на текущем виде чертежа.

Удаление объектов. Для быстрого удаления с чертежа лишних объектов выделяют эти объекты любым из перечисленных выше способов и нажимают клавишу **Delete**. Использовать меню «Удалить» целесообразно при удалении вспомогательных объектов чертежа и объектов оформления. После вызова разворачивается список вариантов команд.

Для удаления ставших ненужными вспомогательных построений служит команда «Вспомогательные кривые и точки», которая, в свою очередь, предлагает две команды: «В текущем виде» и «Во всех видах».

Редактирование характерных точек объекта. Для этого необходимо выделить объект, щелкнув по нему клавишей мыши. Подведите к характерной точке курсор, после чего нажмите левую клавишу мыши и, не отпуская ее, перемещайте точку в нужное положение.

Редактирование параметров объекта. Установите курсор на объекте и дважды щелкните левой клавишей мыши. В строке параметров объекта появятся поля параметров, соответствующие данному типу объекта.

Перемещение объектов мышью. Для перемещения объекта по полю чертежа с помощью мыши выполните следующие операции:

выделите объекты, подлежащие перемещению;

наведите курсор на объект так, чтобы он захватывал какой-либо из выделенных объектов, и нажмите левую клавишу мыши;

удерживая клавишу мыши нажатой, перемещайте объекты с помощью мыши в нужное место;

достигнув нужного положения, отпустите клавишу мыши, после чего объекты будут помещены в новое место и удалены со старого.

Копирование объектов мышью. Для копирования объектов с помощью мыши выполните следующие операции:

выделите объекты, подлежащие перемещению;

нажмите клавишу **Ctrl**;

не отпуская клавишу **Ctrl**, наведите курсор на объект и нажмите левую клавишу мыши;

удерживая клавишу мыши, переместите объекты в нужное место, при этом курсор изменит свою форму и на экране отобразится фантом перемещаемых объектов;

достигнув нужного положения объекта, отпустите клавишу мыши, при этом объекты будут скопированы в указанное место, а оригиналы останутся;

для отказа от дальнейшего копирования нажмите клавишу **Esc**.

Оформление чертежа. Оформление чертежа включает нанесение размеров, технологических обозначений, технических требований и др.

Размеры и технологические обозначения. КОМПАС-ГРАФИК позволяет наносить все типы размеров, предусмотренные ЕСКД. Кнопки вызова соответствующих команд расположены на странице «Размеры и технологические обозначения» инструментальной панели. На панелях расширенных команд расположены дополнительные варианты простановки размеров. Например, панель расширенных команд ввода линейных размеров включает линейный размер, линейный размер с обрывом, линейные размеры от общей базы, цепной линейный размер, линейный размер с общей выносной линией, размер высоты. Некоторые из этих команд показаны на рис. 18.14.

Для нанесения линейного размера нажмите кнопку «Линейный размер»,

rusautomobile.ru

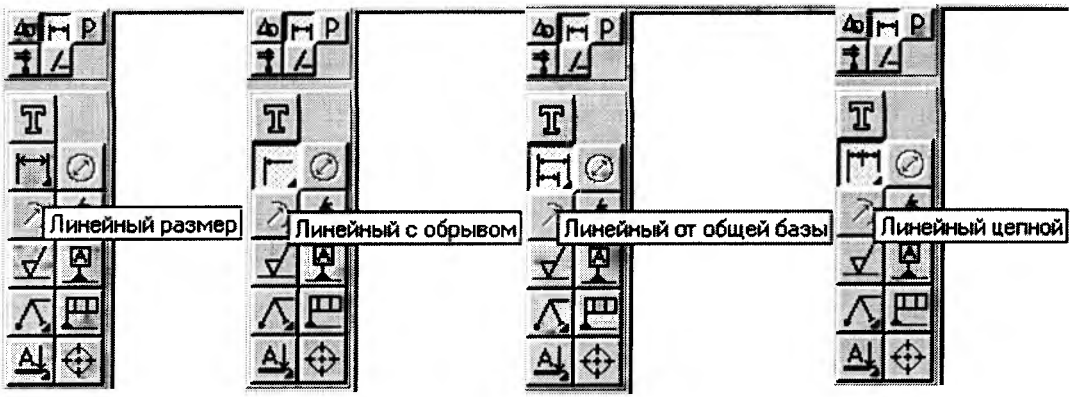


Рис. 18.14. Разновидности при расширении команды «Линейный размер»

задайте последовательно две базовые точки, а затем точку положения размерной линии. В строке параметров отображаются три кнопки. С помощью этих кнопок можно управлять положением размерной линии: кнопка «Параллельно объекту»; кнопка «Горизонтальный»; кнопка «Вертикальный».

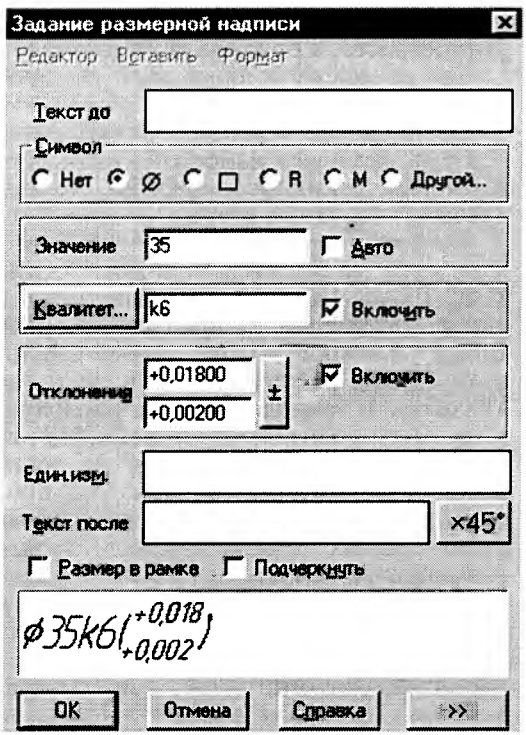


Рис. 18.15. Окно редактирования размерной надписи

Для редактирования размерной надписи щелкните клавишей мыши в поле размерной надписи. На экране появится окно редактирования размерной надписи (рис. 18.15). С помощью этого окна можно сформировать любой текст размерной надписи. Кроме того, нажав на кнопку «Квалитет», можно выбрать с помощью дополнительно появившегося на экране диалогового окна (рис. 18.16) необходимый квалитет, после чего система автоматически задаст величину отклонений в зависимости от значения размера.

Для оформления внешнего вида размера (тип стрелки, размер на полке и т. д.) служит кнопка «Параметры размера» на панели специального управления. В появившемся диалоговом окне (рис. 18.17) выберите с помощью переключателей необходимые параметры элементов.

Иногда выносные линии линейного размера приходится располагать под наклоном к контуру детали. Для этого необходимо:

отжать на панели специального управления кнопку «Автосоздание объекта»;

ввести все три базовые точки;

нажать кнопку «Параллельно объекту» в строке параметров объекта;

нажать на панели специального управления кнопку «Наклонить размер»;

перетащить курсором отображаемые на экране характерные точки в нужное положение;

отжать кнопку «Наклонить размер»;

зафиксировать размер, нажав на па-

rusautomobile.ru

нели специального управления кнопку «Автосоздание объекта».

Принципы ввода и оформления угловых, диаметральных, радиальных размеров аналогичны рассмотренным выше.

Знак шероховатости неуказанных поверхностей. Знак выводится на чертеж командой из меню «Компоновка — Неуказанная шероховатость». В диалоговом окне (рис. 18.18) выберите тип знака, а затем значение шероховатости из предлагаемого списка. Нажмите на кнопку «ОК», и выбранный знак шероховатости появится в верхнем правом углу чертежа. Удалить знак неуказанной шероховатости с листа можно командой из меню «Удалить → Неуказанная шероховатость».

Текст на чертеже. Для ввода одной или нескольких текстовых надписей в текущем виде чертежа служит команда «Текст», вызываемая одноименной кнопкой на инструментальной панели размеров.

Напечатайте в открывшейся рамке необходимое количество строк, заканчивая набор каждой из них нажатием клавиши **Enter**. Чтобы зафиксировать набранный текст, надо нажать клавишу «Создать объект» на панели специального управления. Если надо написать текст в другом месте, не выходя из команды «Текст», то переместите курсор в нужную точку чертежа и щелкните левой клавишей мыши. При этом предыдущая надпись будет зафиксирована, а в указанном месте от-

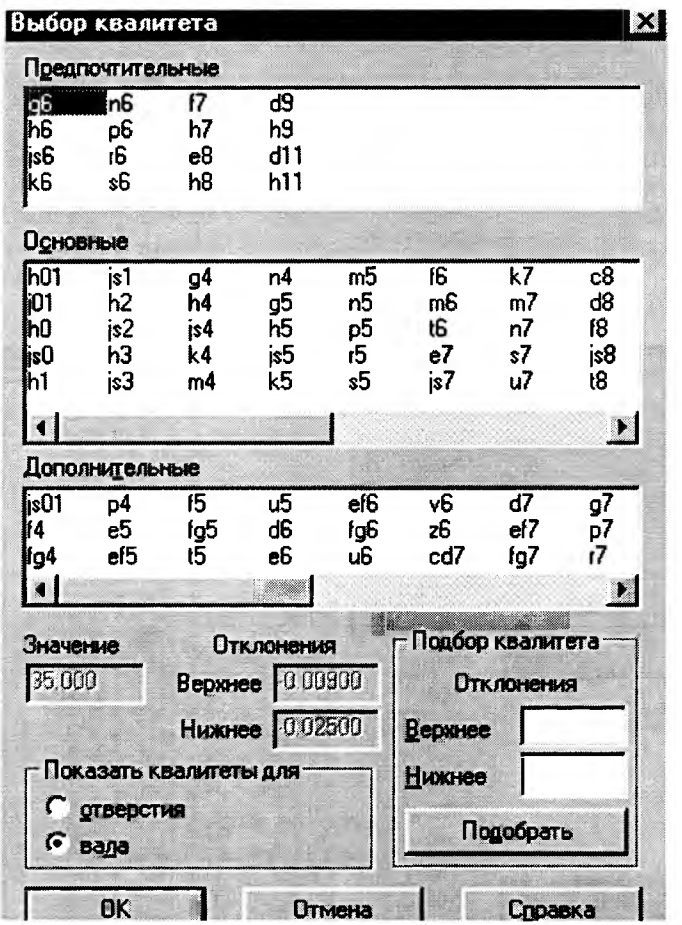


Рис. 18.16. Окно выбора квалитета

rusautomobile.ru

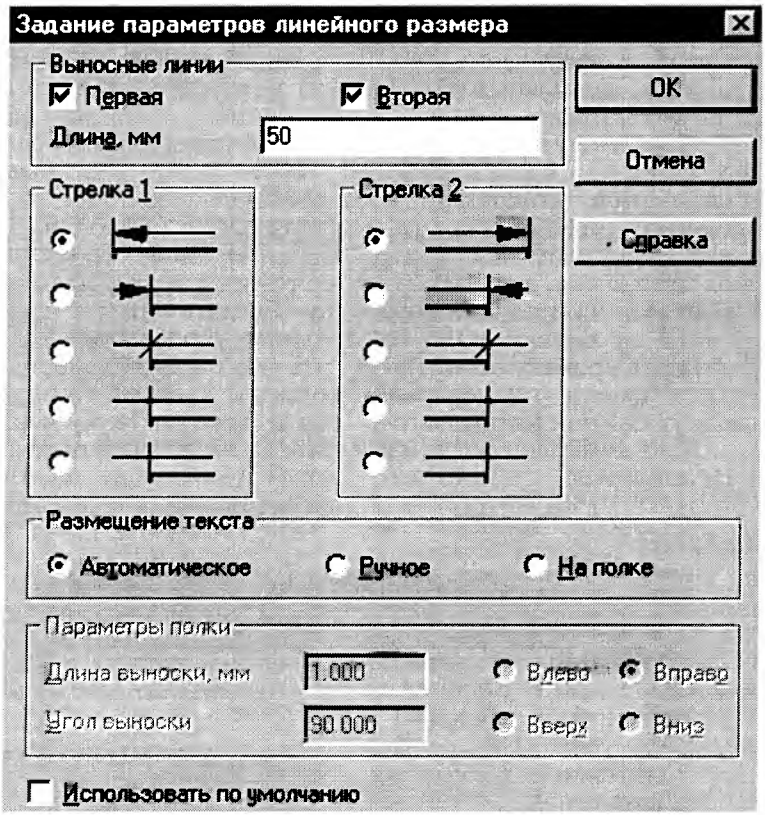


Рис. 18.17. Окно задания параметров линейного размера

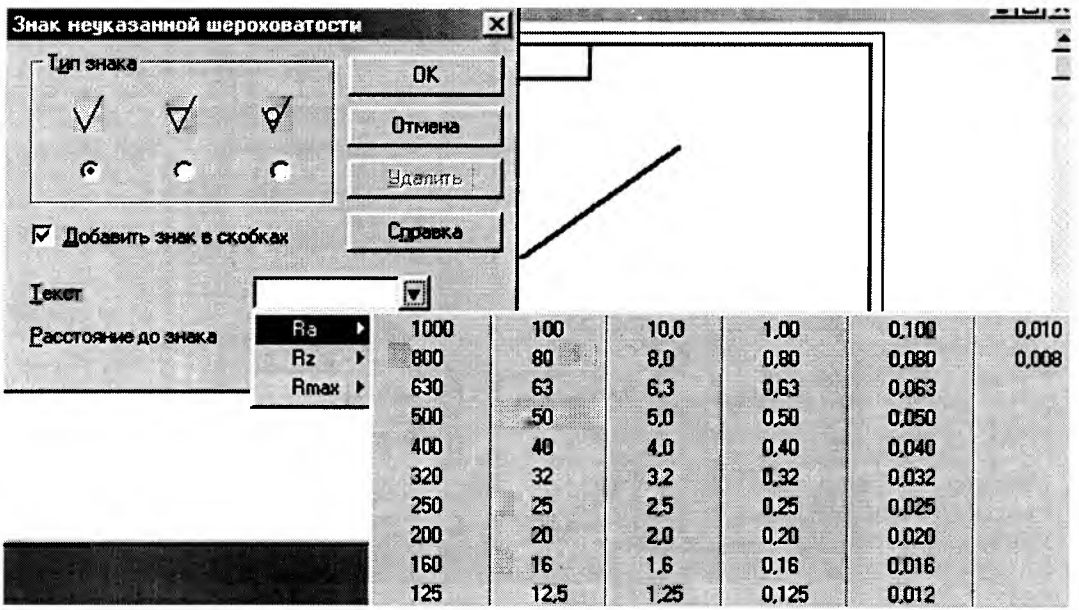


Рис. 18.18. Ввод знака неуказанной шероховатости

rusautomobile.ru

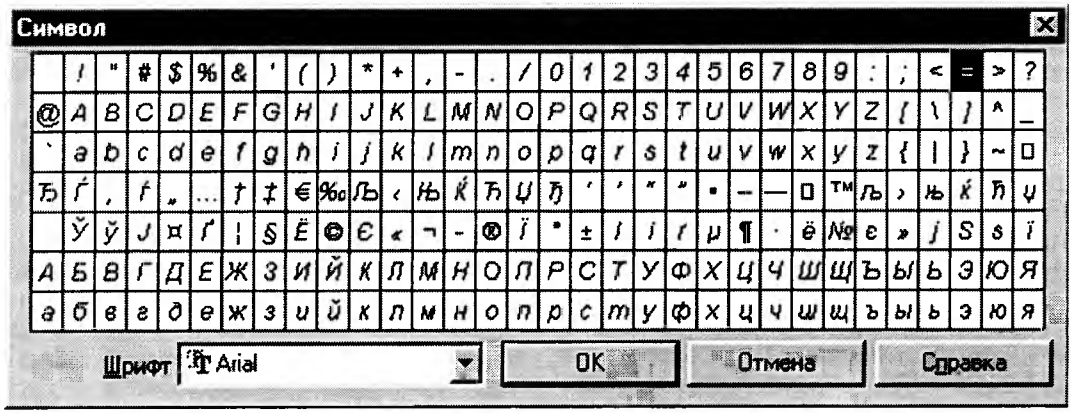


Рис. 18.19. Выбор символа

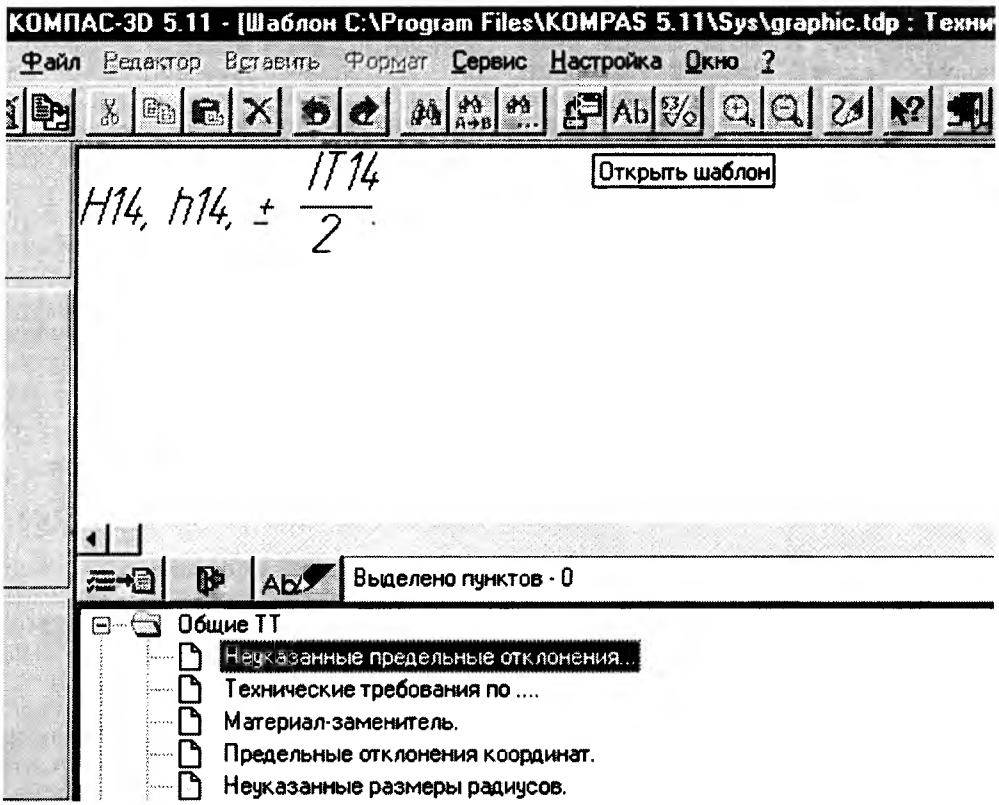


Рис. 18.20. Окно выбора стандартного шаблона для технических требований

rusautomobile.ru

кроется рамка для ввода нового текста. Для выхода из команды нажмите клавишу **Esc** или кнопку «Прервать команду» на панели специального управления.

На рис. 18.19 показано окно выбора специального символа. Чтобы вставить выбранный символ, надо указать на него курсором и дважды щелкнуть левой клавишей мыши.

Технические требования. Для создания технических требований в меню «Компоновка» предусмотрена команда «Технические требования». После этой команды система создает окно для их ввода в режиме текстового редактора. Текст вводится в заданные границы по ширине основной надписи. Чтобы ускорить создание технических требований, можно воспользоваться стандартными шаблонами. Для этого служит кнопка «Открыть шаблон». В появившемся диалоговом окне откройте файл Graphic.tdp, дважды щелкнув на нем клавишей мыши. В результате в верхней части рабочего поля текстового процессора отображается окно просмотра, а в нижней — окно выбора фрагментов технических требований (рис. 18.20). Выберите необходимый шаблон, дважды щелкнув на нем левой клавишей мыши. Система отметит галочкой выбранный шаблон, который переносится в текст последовательным нажатием кнопок «Перенести текст» и «Закрыть шаблон». После переноса шаблон можно отредактировать, как при работе с текстами в Microsoft Word, а затем записать в чертеж с помощью команды «Сохранить в лист» из меню «Файл».

Текст технических требований, появившийся над основной надписью, можно переместить в любое место чертежа командой из меню «Компоновка → → Технические требования → Размещение».

Основная надпись. Для заполнения основной надписи, автоматически размещенной системой на листе чертежа, поместите курсор в любую ее графу и дважды щелкните левой клавишей мыши. Теперь можно вводить текст в графах основной надписи. Если повторить двойной щелчок на выбранной графе основной надписи, система предоставляет возможность полуавтоматического ее заполнения. Например, в графе «Материалы» появляется диалоговое окно с библиотекой для их выбора.

Вывод документов на печать. Для вывода созданного документа на печать необходимо перейти в режим предварительного просмотра с помощью кнопки «Просмотр для печати» на панели управления. Вид рабочего экрана изменится. На экране будут показаны листы бумаги, на которых отображается реальное изображение документа.

Система позволяет изменить масштаб, переместить и повернуть изображение, добиваясь его оптимального размера и положения на заданном количестве листов. КОМПАС-ГРАФИК дает возможность вывести одновременно нескольких документов на один лист. С помощью средств фильтрации можно включать или выключать вывод на бумагу отдельных объектов чертежей (рамок основной надписи, видов, штриховок и элементов оформления). Если формат листа принтера меньше реального размера чертежа, система автоматически рассчитает необходимое для вывода число листов. Последующая склейка отдельных листов позволяет получить в масштабе 1 : 1 чертеж большего формата.

18.4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ КОМПАС-ГРАФИК

Создавать параметрические модели можно либо путем программирования, либо путем интерактивного формирования их непосредственно при вычерчивании. В первом случае, если задан закон построения модели, его нельзя изменить в случае ошибки. Во втором случае накладывают связи (ограничения) на объекты уже построенного изображения в любом порядке, не придерживаясь определенной последовательности. В этом случае можно произвольно изменять модель, исправлять ошибки, не перестраивая модель зано-

rusautomobile.ru

во. Данная технология (вариационная), как наиболее удобная и эффективная, реализована в КОМПАС-ГРАФИК.

При создании параметрической модели на систему можно накладывать размерные (линейные, угловые, радиальные, диаметральные) и геометрические (совпадение точек, параллельность, перпендикулярность, касание и т. д.) ограничения и связи на ее объекты. Существует возможность для автоматической параметризации фасок, сопряжений, эквидистант, усечения линий. Предусмотрен ввод ассоциативных объектов оформления: штриховки, обозначения шероховатости и базы, размеров, обозначений центров.

При необходимости в одном документе могут сочетаться параметризованные и обычные объекты. Кроме того, можно накладывать параметрические ограничения на ранее созданные обычные чертежи или удалять ограничения с параметрических моделей. Параметрический режим можно включать и выключать в любой момент работы с чертежом. В качестве объектов параметризации следует выбирать такие чертежи деталей, при модификации которых изменяются только размеры и не изменяется топология. Не оправдана полная параметризация сложных объектов.

Для включения параметрического режима как действующего по умолчанию необходимо выбрать в меню «Настройка» команду «Настройка новых документов». В появившемся окне выбрать пункт «Графический документ → → Параметризация» и активизировать нужные опции, их комбинации или все сразу (рис. 18.21).

Для включения режима параметризации при работе непосредственно с чертежом на инструментальной панели рабочего окна КОМПАС-ГРАФИК откройте страницу «П». Кнопки-команды параметризации сгруппированы по

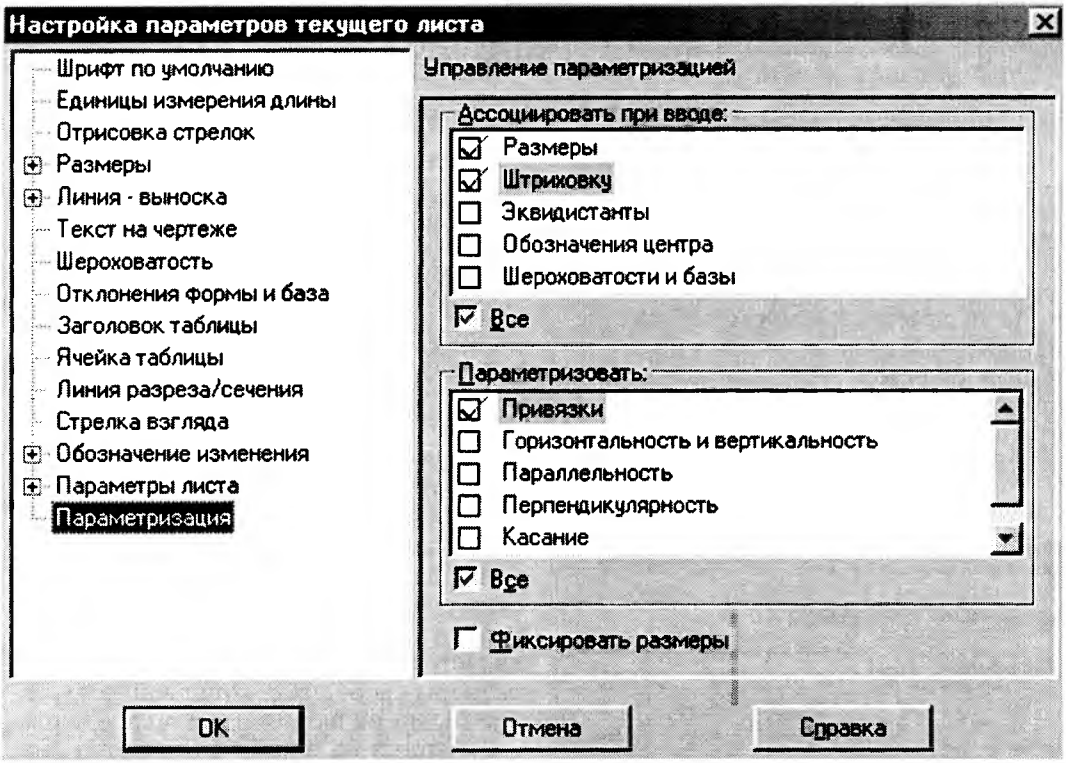


Рис. 18.21. Настройка параметров текущего листа

rusautomobile.ru

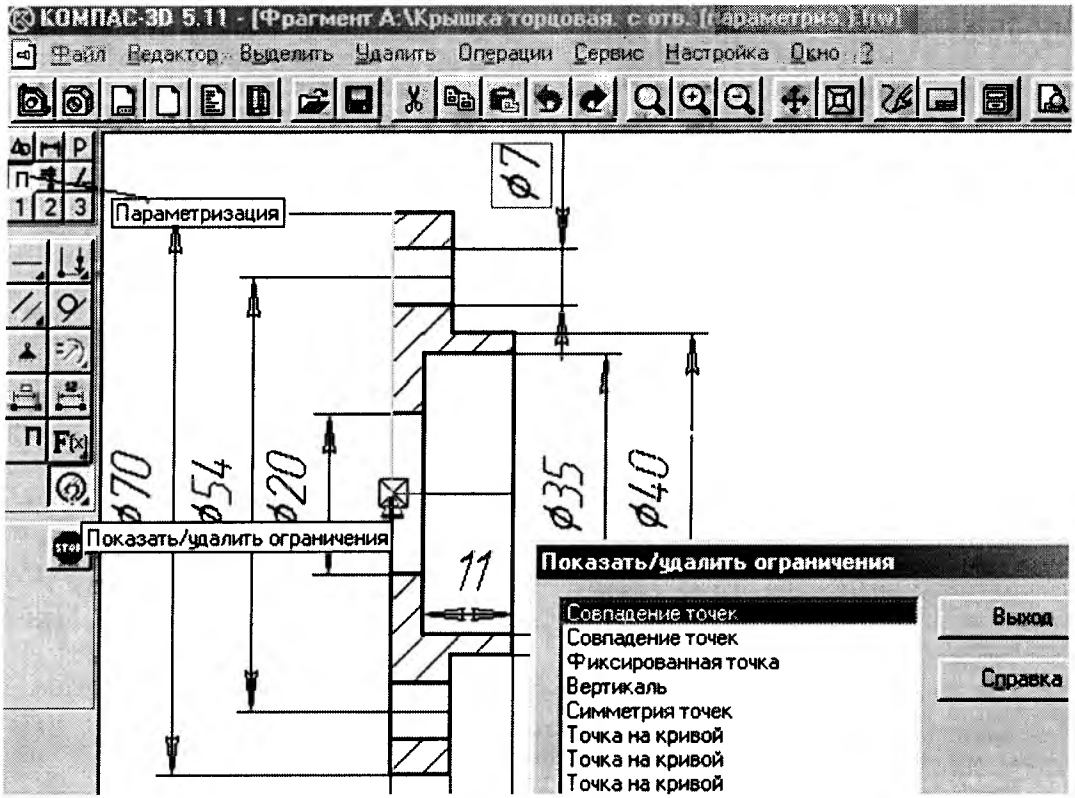


Рис. 18.22. Параметризованный чертеж детали «Крышка» с ограничениями, наложенными на выделенный отрезок

типам связей и ограничений. Кнопки, имеющие расширенную панель команд, помечены черным треугольником в правом нижнем углу (рис. 18.22).

На параметризованном чертеже детали «Крышка» выделен один из ее элементов (отрезок АВ), для которого с помощью кнопки «Показать/удалить ограничения» вызвано диалоговое окно связей и ограничений с другими элементами. Кнопка «Удалить» позволяет редактировать связи и ограничения данного отрезка.

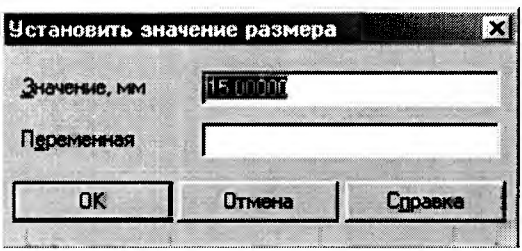


Рис. 18.23. Окно для ввода значений размера

Размеры при параметрическом черчении кроме оформления чертежа выполняют еще одну функцию — управление моделью. Изменяя значения размеров, можно изменять и геометрию детали. Свободные размеры просто привязаны к точкам на объекте и при его перемещении меняют свое значение. Фиксированные размеры избавляют модель от «лишних» степеней свободы, делают ее поведение более предсказуемым. На рис. 18.22 размер ∅7 находится в прямоугольной рамке, т. е. является фиксированным, остальные размеры свободные. При двойном щелчке мыши на любом из размеров чертежа крышки на экране появляется диалоговое окно «Установить значение размера» (рис. 18.23). После введения

rusautomobile.ru

нового значения размера автоматически перестраивается изображение детали, а сам размер становится фиксированным. Эту же операцию можно проводить с помощью кнопки «Установить значение размера» на инструментальной панели. При необходимости размеру можно присвоить имя переменной. Такой размер после ввода его значения не фиксируется. С помощью команды «Уравнения и неравенства» система позволяет задавать математические зависимости между переменными параметрической модели. При изменении одного из размеров происходит согласованное изменение других размеров.

18.5. СОЗДАНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА РЕДУКТОРА И РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ В КОМПАС-ГРАФИК

Общие рекомендации при создании чертежа. 1. При вводе геометрических объектов, составляющих вычерчиваемую деталь, можно начать с любого ее элемента и в любом месте чертежа. Последовательность выполнения чертежа имеет много общего с ручным черчением, что является характерной особенностью системы.

2. «Электронный» кульман позволяет начертить элемент детали в любом свободном месте чертежа, а затем переместить его в нужное положение. Если сложный элемент должен быть начерчен под углом, гораздо проще начертить его в вертикальном или горизонтальном положении с последующим перемещением в заданное место.

3. При наличии в детали или сборочном чертеже нескольких одинаковых элементов, тщательно вычерчивайте только один — остальные создаются с помощью копирования.

4. Ускоряет выполнение чертежной симметрии детали команда «Симметрия».

5. Фаски и скругления рекомендуется оформлять после ввода основной геометрии для сохранения некоторых характерных точек, необходимых для выполнения привязок.

6. Помимо использования имеющихся машиностроительных библиотек со стандартными элементами создавайте собственные.

7. Если на чертеже обнаружена ошибка, необязательно удалять неправильные элементы и строить их заново. Ошибки можно исправлять с помощью таких операций, как «Деформация» и «Сдвиг».

8. Черчение «на глаз» исключается. Для точного черчения имеются системы координат и аппарат привязок.

9. Вспомогательные прямые значительно облегчают работу на чертеже, позволяя эффективнее применять привязки, устанавливать проекционную связь между видами.

Сборочный чертеж редуктора. При проектировании механических передач конструкторскую документацию разрабатывают в основном по методу «сверху-вниз», когда вначале создают сборочный чертеж, а на его основе выполняют рабочие чертежи деталей.

Компоновка и последовательность выполнения всех операций на чертеже аналогична «ручному» способу черчения. Решающее значение для повышения производительности труда и повышения качества разрабатываемой документации в КОМПАС-ГРАФИК имеет наличие в нем большого числа библиотек. Рассмотрим использование машиностроительной библиотеки на примере создания сборочного чертежа червячного редуктора. На рис. 18.24 в рабочем окне системы показана часть редуктора, на которой в левой части изображены корпус с гладко расточенным отверстием ($D_{отв} = 85$ мм) под наружное кольцо подшипника, вал червяка с установленными разбрызгивателями. Необходимо построить изображение радиально-упорного однорядного подшипника 40209 ГОСТ 831—75, который при установке враспор должен крепиться на валу (посадочный размер $d = 45$ мм), упираясь внутренним кольцом в разбрызгиватель.

Последовательность операций при создании изображения подшипника:

1. В меню «Сервис» вызвать «Менеджер библиотек».

rusautomobile.ru

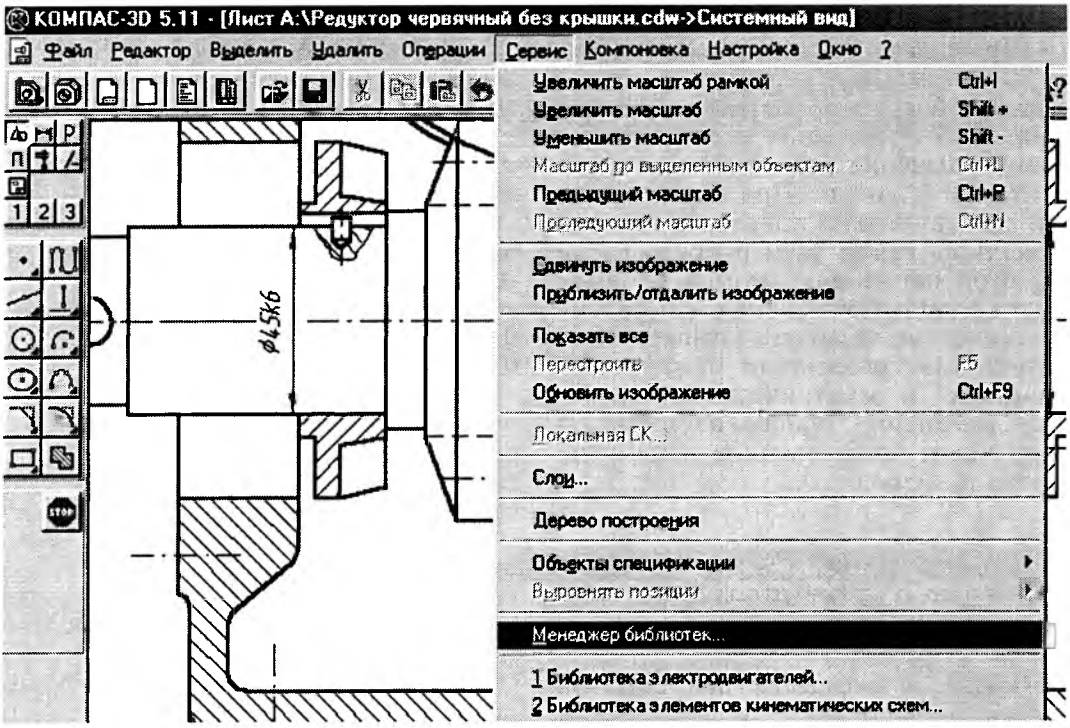


Рис. 18.24. Вход в менеджер библиотек

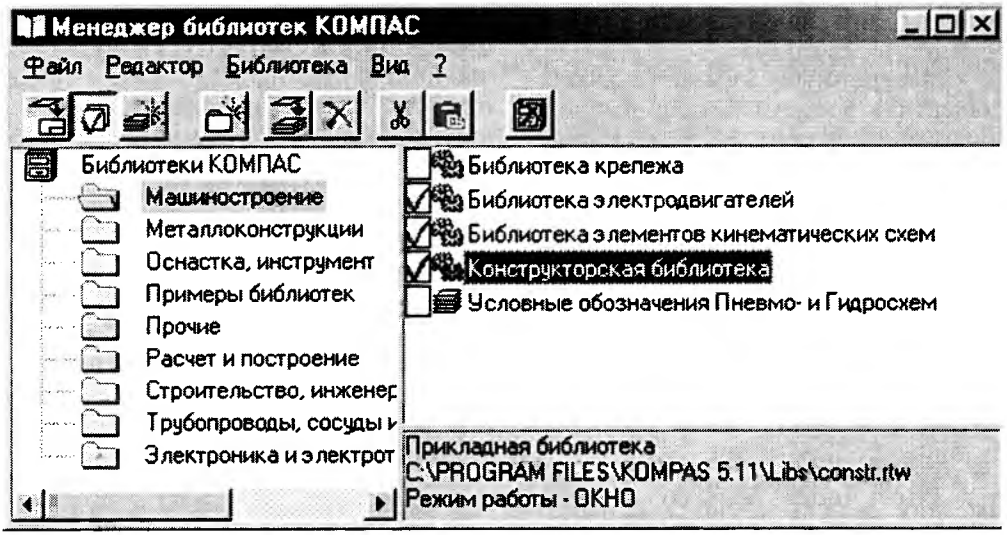


Рис. 18.25. Выбор конструкторской библиотеки

rusautomobile.ru



Рис. 18.26. Выбор типа подшипника

2. В появившемся диалоговом окне выберите библиотеку «Машиностроение». После этого в развернувшихся разделах библиотеки откройте «Конструкторскую библиотеку» (рис. 18.25).

3. Откроется следующее окно, в котором необходимо в разделе «Подшипники» открыть подраздел «Подшипники шариковые» и раскрыть страницу «Подшипники ГОСТ 831—75». В правой части окна появится рисунок шарикового радиально-упорного однорядного подшипника с обозначением основных размеров *D*, *d*, *B* (рис. 18.26).

4. В открывшемся диалоговом окне выберите согласно ранее проведенным расчетам исполнение подшипника и его номер по диаметрам *d* (внутреннее кольцо подшипника) и *D* (наружное кольцо подшипника). Кроме того, необходимо выбрать тип изображения (разрез, разрез/упрощенно, упрощенно), при необходимости установить параметры штриховки, выбрать тип отрисовки (прямая или обратная), решить — рисовать ось или нет, создать объект для автоматического занесения подшипника в спецификацию. Нажмите кнопку OK (рис. 18.27).

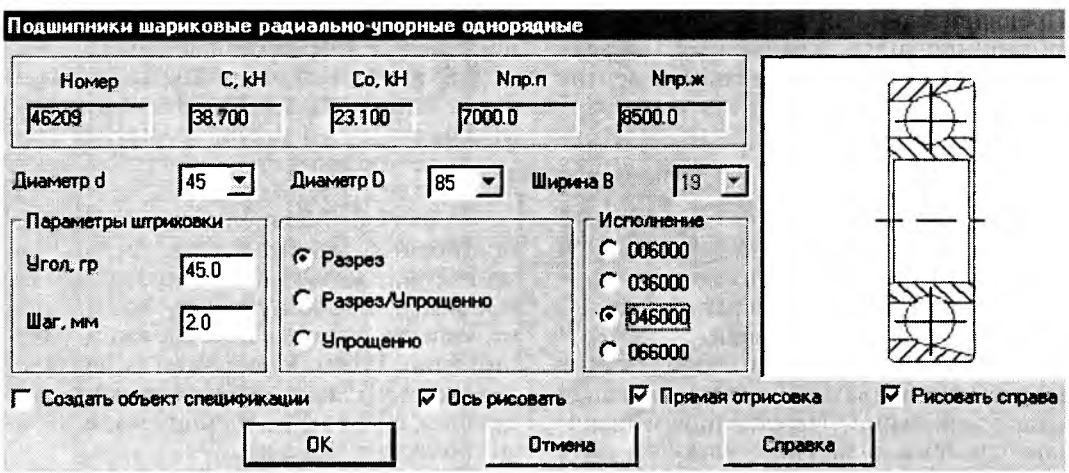


Рис. 18.27. Выбор параметров и стиля изображения подшипника

rusautomobile.ru

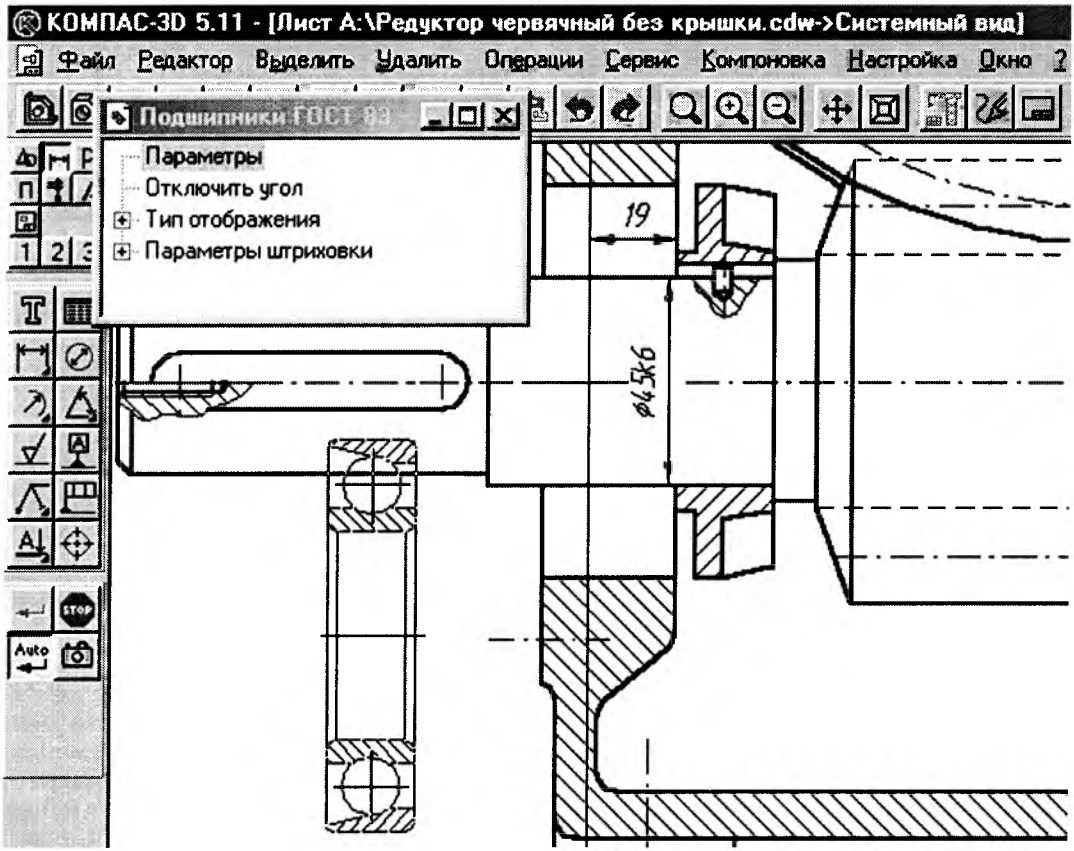


Рис. 18.28. Фантом изображения подшипника на сборочном чертеже

5. Система перенесет изображение выбранного подшипника на рабочее поле чертежа в виде фантома (рис. 18.28). Предварительно с целью точного позиционирования переносимого объекта постройте вспомогательную вертикальную прямую, отступив от торцевой части разбрызгивателя на расстояние, равное ширине подшипника (19 мм).

6. С помощью мыши переместите фантом изображения подшипника на свое место, используя в качестве привязки точку пересечения вспомогательной прямой с осью червяка.

7. Для закрепления изображения подшипника дважды щелкните левой клавишей мыши. Перед вторым щелчком система позволяет устанавливать угол наклона оси подшипника. В нашем случае необходимо повернуть фантом изображения подшипника на 180°.

8. Оставшийся фантом изображения подшипника используйте еще раз для построения второй опоры червяка.

9. Удалите вспомогательную прямую через меню «Удалить → Вспомогательные прямые → В текущем виде». Изображение подшипника на сборочном чертеже построено (рис. 18.29).

Аналогично выполняют процедуру построения изображений резиновой манжеты, жезлового маслоуказателя, пробки к маслоспускному отверстию, отдушины, штифта и крепежных изделий (рис. 18.30). Изображения червяка, тихоходного вала, зубчатого колеса и крышек строят с использованием параметрических моделей.

При создании сборочного чертежа можно выполнять вспомогательные

rusautomobile.ru

операции, которые значительно облегчают работу при разработке рабочих чертежей деталей. Одна из них — объединение геометрических элементов в макроэлементы. Например, после того как на сборочном чертеже построено изображение вала, его выделяют рамкой и объединяют в макроэлемент с помощью команды «Операции → Объединить в макроэлемент». В этом случае изображение вала, без «захватывания» геометрических примитивов сопрягаемых деталей, легко выделяется на сборочном чертеже как целый объект и переносится в другой документ с минимальной коррекцией.

Система проектирования спецификаций КОМПАС-ГРАФИК следит за согласованием номеров позиций в спецификации и на сборочном чертеже, дублирует информацию из штампов чертежей, поддерживает требования стандартов по последовательности создания соответствующих разделов. Спецификации можно создавать как в ручном, так и в полуавтоматическом режимах.

Создание рабочих чертежей деталей редуктора. В КОМПАС-ГРАФИК создание рабочих чертежей деталей на основе сборочного чертежа и наоборот — создание сборки на основе рабочих чертежей входящих в нее деталей основано на использовании буфера обмена. Буфер обмена — это временный файл на жестком диске, в который можно поместить любые объекты (изображения, тексты и таблицы) из одного документа, а затем вставить их в нужную точку другого документа. Через буфер обмена можно переносить как простые фрагменты, так и целые чертежи.

Рассмотрим последовательность действий на примере создания рабочего чертежа вала червячного редуктора

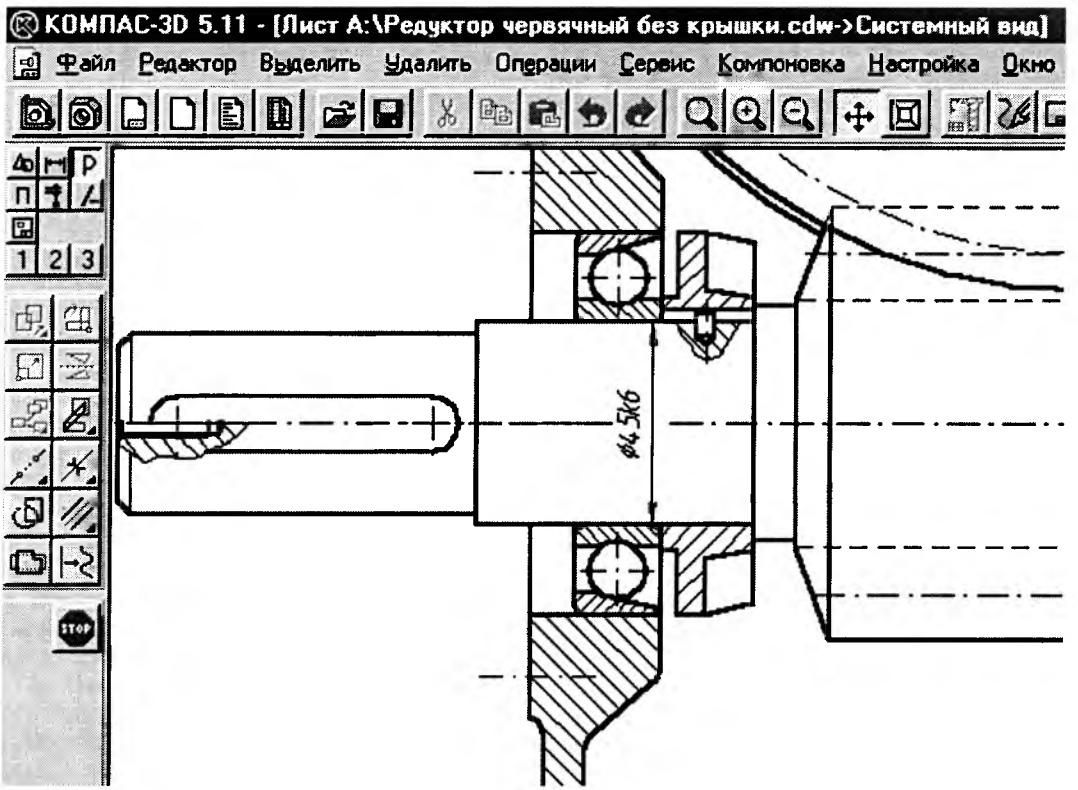
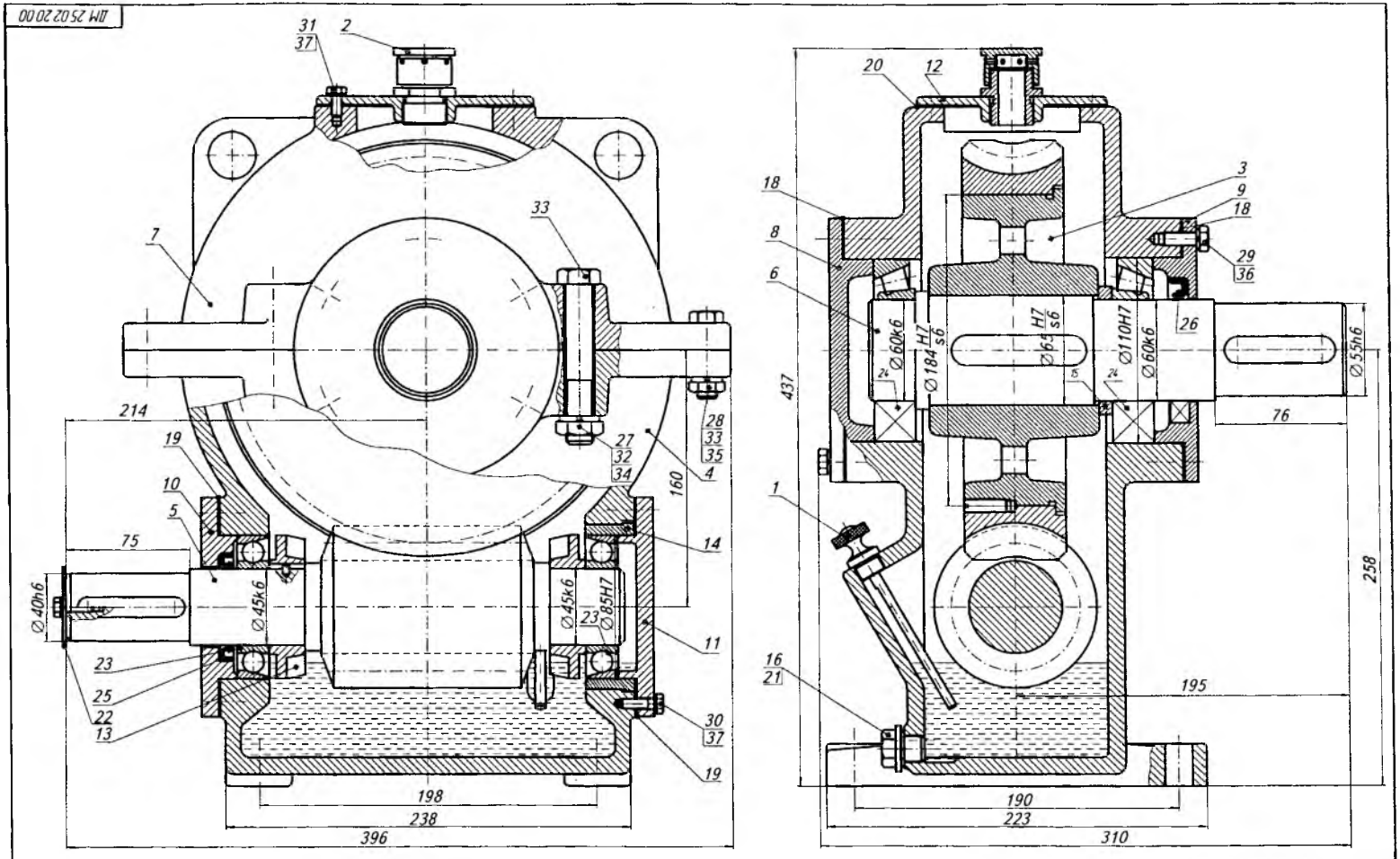


Рис. 18.29. Привязка изображения подшипника по месту установки

rusautomobile.ru



1 Плоскости разъема покрыть герметиком при окончательной сборке
2 Необработанные поверхности красить внутри маслостойкой краской, снаружи серой нитроэмалью
3 В редуктор залить 18 л масла индустриального И-Г-А-32 ГОСТ 17479.4-87.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ 25.02.20.00		
Разраб.					Редуктор червячный	Лит. У	Масса	Масштаб 11
Пров.						Лист	Листов
Т. контр.							
Н. контр.							
Утв.							

Рис. 18.30. Сборочный чертеж червячного редуктора в КОМПАС-ГРАФИК

rusautomobile.ru

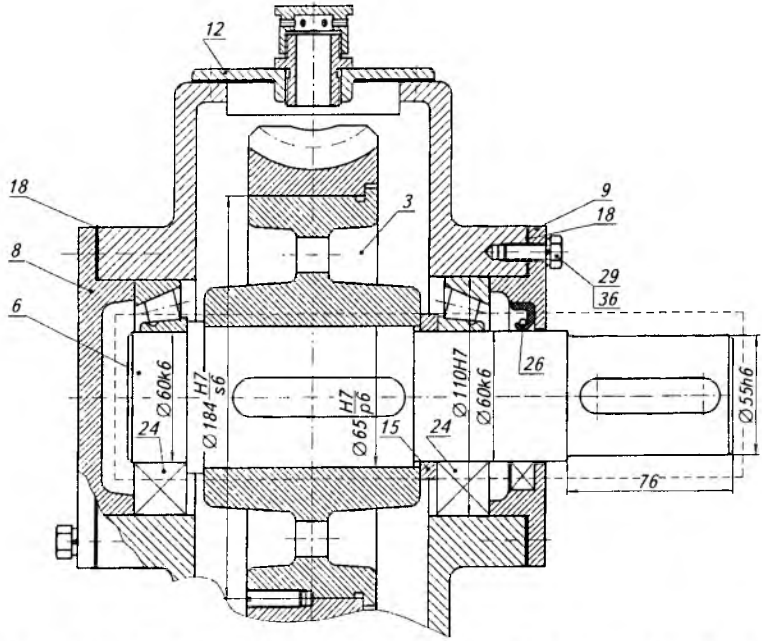


Рис. 18.31. Выделение вала для копирования в буфер обмена (номера позиций те же, что и на рис. 18.30)

по ранее созданному сборочному чертежу.

1. Откройте документ ДМ 25.02.20.00 — сборочный чертеж редуктора.

2. На виде слева редуктора (рис. 18.31) выделите вал командой «Выделить → Рамкой» или простым щелчком мыши на любом из его элементов, если он был оформлен при составлении сборочного чертежа как пользовательский макроэлемент.

3. Задайте положение базовой точки на оси вала и с помощью кнопки «Копировать в буфер» на панели управления скопируйте выделенный объект в буфер обмена.

4. Закройте сборочный чертеж червячного редуктора.

5. Для рабочего чертежа вала создайте документ командой «Новый лист» и настройте параметры листа на формат А3 в горизонтальном положении.

6. После того как на экране появится новый лист, разверните его во весь экран кнопкой «Показать все» и создайте локальную систему координат.

7. Щелчком мыши на кнопке «Вставить из буфера» скопируйте изображение вала из буфера обмена в новый лист чертежа. На экране появится фантом вала, который можно перемещать мышью по полю чертежа.

Примечание: если масштаб вводимого объекта слишком мал или велик для выбранного формата, необходимо создать для него вид с новым масштабом.

8. Для указания положения базовой точки выполните клавиатурную команду <Ctrl> + <0>. При этом фантом вала переместится с привязкой базовой точки в начало координат локальной системы координат.

9. Для фиксации изображения вала нажмите клавишу **Enter** — копирование объекта из буфера обмена в новый лист чертежа закончено (рис. 18.32).

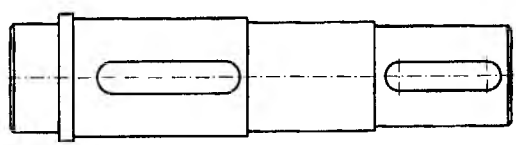


Рис. 18.32. Изображение вала, перенесенное из сборочного чертежа на новый лист

rusautomobile.ru

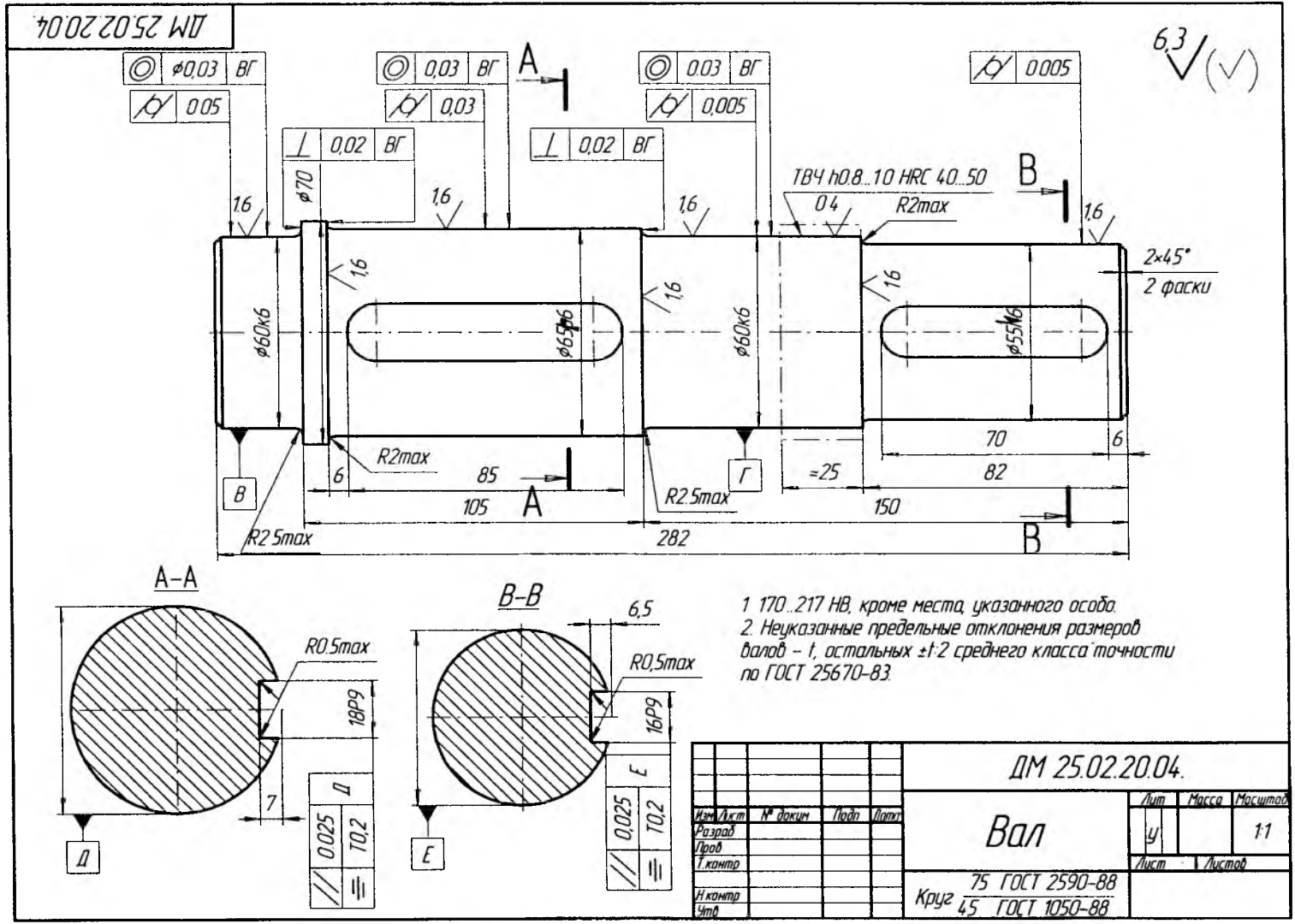


Рис. 18.33. Рабочий чертеж вала в КОМПАС-ГРАФИК

rusautomobile.ru

10. Скопированное из сборочного чертежа изображение вала нуждается в редактировании. Для полного отображения геометрии добавьте недостающие скругления, выполните построение сечений вала с использованием конструкторской библиотеки.

11. Для окончательного оформления рабочего чертежа вала проставьте размеры, введите технологические обозначения, значения неуказанной шероховатости поверхностей, а также заполните технические требования и основную надпись (рис. 18.33).

12. Щелчком левой клавиши мыши на кнопке «Сохранить документ» запишите чертеж с именем «Вал» на диск.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие задачи выполняют САПР в современном производстве? 2. Что включает в себя САПР как организационно-техническая система? 3. Какие CAD/CAM системы вы знаете? 4. Назовите основные приложения КОМПАС-ГРАФИК. 5. Каковы общие рекомендации при создании чертежа на компьютере? 6. В чем заключается особенность создания сборочных чертежей в системе КОМПАС-ГРАФИК.

rusautomobile.ru

Глава 19
ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Техническое задание. Спроектировать двухступенчатый горизонтальный коническо-цилиндрический редуктор и цепную передачу для привода ленточного конвейера (рис. 19.1). Вращающий момент на валу привода конвейера $T_п = 600$ Н · м; частота вращения приводного вала конвейера $n_п = 40$ мин$^{-1}$; срок службы $L_h \geq 10\,000$ ч; работа в одну смену; нагрузка спокойная.

19.1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ

Выбор электродвигателя. Определяем потребную мощность по формуле (4.1):

$$P' = T_п \frac{\omega_п}{\eta_0} = \frac{600 \cdot 4{,}2}{0{,}81} = 3111 \approx 3{,}1 \text{ кВт}.$$

Здесь угловая скорость привода в соответствии с формулой (4.2):

$$\omega_п = \frac{\pi n_п}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 40}{30} = 4{,}2 \text{ с}^{-1}.$$

КПД привода

$$\eta_0 = \eta_м \eta_{1,2} \eta_{3,4} \eta_{5,6} \eta^3_{под} = \\ = 0{,}98 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}81,$$

где $\eta_м = 0{,}98$ — КПД муфты; $\eta_{1,2} = \eta_{3,4} = 0{,}97$ — КПД конической и цилиндрической передач; $\eta_{5,6} = 0{,}9$ — КПД цепной передачи; $\eta_{под} = 0{,}99$ — КПД пара подшипников. Значения КПД назначены по рекомендациям, приведенным в табл. 4.1.

Условия для выбора электродвигателя по мощности $P' \leq P_{ном}$ (допустимая перегрузка не более 5 %). По каталогу из приложения 1 выбираем ближайшее значение мощности электродвигателя $P_{ном} = 3$ кВт.

Оценка перегрузки электродвигателя:

$$\Delta = \frac{P' - P_{ном}}{P_{ном}} \cdot 100\% = \frac{3{,}1 - 3}{3} \cdot 100\% = \\ = 3{,}3\% \leq [5\%].$$

Перегрузка не превышает допустимой, поэтому электродвигатель принимаем по мощности $P_{ном} = 3$ кВт.

Из приложения 1 выбираем трехфазные асинхронные электродвигатели серии 4А и записываем в табл. 19.1 марки электродвигателей, удовлетворяющие требованиям по номинальной мощности $P_{ном} = 3$ кВт, но имеющие различные частоты вращения вала.

Общее передаточное число привода

$$u_0 = \frac{n_{ном}}{n_п},$$

где $n_{ном}$ — номинальная частота вращения вала электродвигателя; $n_п$ — частота вращения приводного вала конвейера.

Во избежание получения большого диаметра ведомой звездочки для всех вариантов предварительно назначаем $u_{ц.п} = 2$.

Определяем возможное передаточное число редуктора для каждого из вариантов $u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{ц.п}}$.

На основе ориентировочных значений $u_{ред}$ назначаем электродвигатель, оптимальный для нашей кинематической схемы. Первый вариант с $u_{ред} = 35{,}5$ совершенно не подходит, так как двух-

rusautomobile.ru

19.1 Сравнительная таблица выбора электродвигателя по частоте вращения

№ варианта	Марка электродвигателя	Номинальная частота вращения, мин$^{-1}$	$u_0 = \frac{n_{ном}}{n_п}$,	$u_{ц.п}$	$u_{ред}$
1	4А90L2	2840	71	2	35,5
2	4А100S4	1435	35,88	2	17,94
3	4А112МА6	955	23,88	2	11,94
4	4А112МВ8	700	17,5	2	8,75

ступенчатым коническо-цилиндрическим редуктором такое передаточное число обеспечить невозможно. Передаточные числа второго ($u_{ред} = 17{,}94$) и четвертого вариантов ($u_{ред} = 8{,}75$) для данной кинематической схемы близки к предельным, поэтому принимаем электродвигатель 4А112МА6, имеющий $P_{ном} = 3$ кВт, $n_{ном} = 955$ мин$^{-1}$.

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням привода. В многоступенчатых редукторах передаточные числа должны сочетаться между собой. Связано это с тем, что передачи компонуют в одном корпусе. По табл. 4.7 принимаем общее передаточное число редуктора $u_{ред} = 11{,}2$; передаточное число быстроходной ступени $u_{б(1,2)} = 2{,}8$; передаточное число тихоходной ступени $u_{т(3,4)} = 4$. С учетом выбранных стандартных передаточных чисел для ступеней редуктора уточняем передаточное число цепной передачи: $u_{ц.п} = \frac{u_0}{u_{ред}} = \frac{23{,}88}{11{,}2} = 2{,}13$. Окончательно принимаем $u_{ц.п} = 2{,}13$.

Кинематический расчет привода. Цель расчета — определение частоты вращения всех элементов привода:

$$n_1 = n_{дв} = 955 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{1,2}} = \frac{955}{2{,}8} = 341 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = n_2 = 341 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{3,4}} = \frac{341}{4} = 85 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = n_5 = 85 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = \frac{n_5}{u_{5,6}} = \frac{85}{2{,}13} = 40 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = n_п = 40 \text{ мин}^{-1}.$$

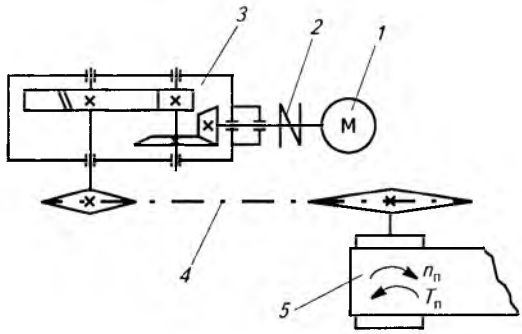


Рис. 19.1. Привод ленточного конвейера с коническо-цилиндрическим редуктором и цепной передачей:

1 — электродвигатель; *2* — муфта с торообразной оболочкой; *3* — двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор; *4* — цепная передача; *5* — ленточный транспортер

Силовой расчет привода. Цель расчета — определение вращающего момента на всех элементах привода.

$$T_6 = T_п = 600 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_5 = \frac{T_6}{u_{5,6}\,\eta_{5,6}} = \frac{600}{2{,}13 \cdot 0{,}9} = 313 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = \frac{T_5}{\eta_{под}} = \frac{313}{0{,}99} = 316 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{T_4}{u_{3,4}\,\eta_{3,4}} = \frac{316}{4 \cdot 0{,}97} = 81 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{T_3}{\eta_{под}} = \frac{81}{0{,}99} = 82 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u_{1,2}\,\eta_{1,2}} = \frac{82}{2{,}8 \cdot 0{,}97} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{дв} = \frac{T_1}{\eta_м \cdot \eta_{п.ц}} = \frac{30}{0{,}98 \cdot 0{,}99} = 31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На основе данных кинематического и силового расчета привода в дальнейшем выполняют прочностные расчеты деталей механизмов привода.

19.2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

При проектировании многоступенчатых редукторов расчет зацепления начинают с тихоходной ступени редуктора, так как она нагружена большим

rusautomobile.ru

моментом и имеет большее передаточное отношение, чем быстроходная ступень.

Расчет тихоходной ступени редуктора. По табл. 5.1 назначаем для колеса и для шестерни сталь 40Х, улучшенную с твердостью для колеса *HB* 230...260, для шестерни *HB* 260...280.

В данном случае вероятность обеспечения ресурса не задана, поэтому в качестве расчетной контактной твердости материала принимаем ее среднее значение.

Для шестерни по формуле (5.10):

$$HB_3 = 0{,}5\,(HB_{\max} + HB_{\min}) = \\ = 0{,}5\,(280 + 260) = 270 \text{ МПа};$$

для колеса по той же формуле:

$$HB_4 = 0{,}5(HB_{\max} + HB_{\min}) = \\ = 0{,}5(260 + 230) = 245 \text{ МПа}.$$

Оцениваем возможность приработки колес по формуле (5.1):

$$HB_3 \geq HB_4 + (10...15); \\ 270 \geq 255...260.$$

Таким образом, условия приработки колес выполнены.

Для определения допустимых контактных напряжений принимаем коэффициент запаса прочности $S_{H\min} = 1{,}1$ (см. с. 58); предел контактной выносливости зубьев по табл. 5.2 $\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70$:

для шестерни

$$\sigma_{H\lim b3} = 2HB_3 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = \\ = 610 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{H\lim b4} = 2HB_4 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = \\ = 560 \text{ МПа}.$$

Расчетное число циклов напряжений $N_к$ при постоянном режиме нагружения определяем по формуле (5.7):

для шестерни

$$N_{к3} = 60 n_3 c L_h = 60 \cdot 341 \cdot 1 \cdot 10000 = \\ = 204{,}6 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$N_{к4} = 60 n_4 c L_h = 60 \cdot 85 \cdot 1 \cdot 10000 = 51 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов напряжений рассчитываем по формуле (5.6) в зависимости от твердости материала:

$$N_{H\lim} = 30 N_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6;$$

для шестерни

$$N_{H\lim 3} = 30 \cdot 270^{2,4} = 20{,}53 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

для колеса

$$N_{H\lim 4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 16{,}26 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Коэффициент долговечности Z_N при расчете по контактной выносливости находим по формуле (5.5а).

При $N_к > N_{H\lim}$ коэффициент

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim}}{N_к}}:$$

для шестерни

$$Z_{N3} = \sqrt[20]{\frac{20{,}53 \cdot 10^6}{204{,}6 \cdot 10^6}} = 0{,}89;$$

для колеса

$$Z_{N4} = \sqrt[20]{\frac{16{,}26 \cdot 10^6}{51 \cdot 10^6}} = 0{,}94.$$

Определяем допустимые контактные напряжения по формуле (5.4)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} Z_N:$$

для шестерни

$$\sigma_{HP3} = \frac{610}{1{,}1} \cdot 0{,}89 = 494 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{HP4} = \frac{560}{1{,}1} \cdot 0{,}94 = 479 \text{ МПа}.$$

С учетом рекомендаций (см. параграф 5.2) вычисляем расчетное допустимое контактное напряжение по формуле (5.13):

$$\sigma_{HP} = 0{,}45\,(\sigma_{HP4} + \sigma_{HP3}) = 0{,}45 \cdot (479 + 494) = \\ = 438 \text{ МПа}.$$

rusautomobile.ru

В нашем случае $\sigma_{HP} < \sigma_{HPmin}$, поэтому принимаем в качестве расчетного допустимые контактные напряжения колеса $\sigma_{HP} = 479$ МПа.

Для определения допустимых напряжения изгиба по табл. 5.3 принимаем коэффициент запаса прочности $S_F = 1{,}7$; предел выносливости зубьев на изгиб согласно табл. 5.3 для данного материала определится как $\sigma^0_{Flimb} = 1{,}75\,HB$.

Коэффициент долговечности Y_N при расчете на изгибную выносливость находим по формуле (5.17):

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_\kappa}},$$

где N_{Flim} — базовое число напряжений при изгибе; $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$.

Для шестерни

$$Y_{N3} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{51 \cdot 10^6}} = 0{,}65;$$

для колеса

$$Y_{N4} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{204{,}6 \cdot 10^6}} = 0{,}52.$$

Согласно условию (5.17) принимаем $Y_{N3} = Y_{N4} = 1$. По рекомендациям, содержащимся в параграфе 5.2, находим коэффициент Y_A, учитывающий двухстороннее нагружение; в нашем случае $Y_{A3} = Y_{A4} = 1$ (для одностороннего нагружения).

Определяем допустимые напряжения изгиба по формуле (5.21)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma^0_{F\lim b}}{S_F} Y_N Y_A.$$

Для шестерни

$$\sigma'_{FP3} = \frac{1{,}75 \cdot 270}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 278 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{FP4} = \frac{1{,}75 \cdot 245}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 252 \text{ МПа}.$$

Чтобы найти межосевое расстояние передачи, согласно параграфу 5.3 принимаем коэффициент относительной ширины колес $\psi_{ba} = 0{,}35$; расчетный коэффициент для косозубых передач $K_a = 430$; коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактной линии $K_{H\beta} = 1{,}15$. Тогда межосевое расстояние [см. формулу (5.22)]

$$a_{w3,4} = K_a (u_{3,4} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_4 K_{H\beta}}{\Psi_{ba} u^2_{3,4} \sigma^2_{HP}}} =$$

$$= 430 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{316 \cdot 1{,}15}{0{,}35 \cdot 4^2 \cdot 479^2}} = 141{,}1 \text{ мм}.$$

Полученное значение a_w межосевого расстояния округляем до ближайшего значения по ГОСТ 2185—66*; принимаем $a_{w3,4} = 140$ мм.

Определяем необходимую ширину зубчатого венца: $b_w = a_w \psi_{ba} = 140 \cdot 0{,}35 = 49$ мм. Полученное значение уточняем по приложению 5. Выбираем ширину колеса $b_4 = 50$ мм; ширину венца шестерни принято принимать на 3...5 мм больше, чем у колеса, поэтому для шестерни $b_3 = 53$ мм.

Принимаем значение нормального модуля зубчатых колес в пределах: $m_n = (0{,}01...0{,}02)\ a_w = (0{,}01...0{,}02)140 = 1{,}4...2{,}8$ мм. В соответствии с ГОСТ 9563—60 (см. параграф 5.3) назначаем $m_n = 2$ мм.

Предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 10°$, и проверяем условие (5.28), обеспечивающее двухпарное зацепление:

$$b_w \geq \frac{2{,}5 m_n}{\sin\beta};$$

в нашем случае $b_w = 50 > \frac{2{,}5 \cdot 2}{\sin 10°} = 28{,}79$ и условие выполняется.

Определяем суммарное число зубьев по формуле (5.24):

$$z_\Sigma = \frac{2 a_{w3,4} \cos\beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0{,}985}{2} = 137{,}9;$$

принимаем $z_\Sigma = 137$. С целью сохранения стандартных значений межосевого расстояния и модуля корректируем угол наклона зубьев:

rusautomobile.ru

$$\cos\beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_{w3,4}} = \frac{137 \cdot 2}{2 \cdot 140} = 0{,}97857.$$

Принимаем угол наклона зубьев $\beta = 11{,}87°$ или $\beta = 11°52'2''$.

Находим число зубьев шестерни и колеса:

для шестерни

$$z_3 = \frac{z_\Sigma}{u_{3,4}+1} = \frac{137}{4+1} = 27{,}4.$$

Значение округляем до ближайшего целого числа, принимаем $z_3 = 27$.

Для колеса

$$z_4 = z_\Sigma - z_3 = 137 - 27 = 110.$$

Определяем диаметры делительных окружностей зубчатых колес:

$$d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 27}{\cos 11{,}87°} = 55{,}18 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{m_n z_4}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 110}{\cos 11{,}87°} = 224{,}82 \text{ мм};$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_{w3,4} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{55{,}18 + 224{,}82}{2} = 140 \text{ мм}.$$

Рассчитываем диаметры вершин колес:

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 55{,}18 + 2 \cdot 2 = 59{,}18 \text{ мм};$$
$$d_{a4} = d_4 + 2m_n = 224{,}82 + 2 \cdot 2 = 228{,}82 \text{ мм}.$$

Вычисляем диаметры впадин колес:

$$d_{f3} = d_3 - 2{,}5\, m_n = 55{,}18 - 2{,}5 \cdot 2 = 50{,}18 \text{ мм};$$
$$d_{f4} = d_4 - 2{,}5\, m_n = 224{,}82 - 2{,}5 \cdot 2 = 219{,}82 \text{ мм}.$$

Проводим проверочный расчет передачи по контактным напряжениям.

Чтобы определить действующие контактные напряжения, находим коэффициент Z_E, учитывающий механические свойства колес. Согласно параграфу 5.3 (см. с. 63) $Z_E = 190$ МПа. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных колес, по формуле (5.34):

$$Z_H = 2{,}5\sqrt{\cos\beta} = 2{,}5\sqrt{\cos 11{,}87°} = 2{,}47.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии, по формуле (5.36):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}7}} = 0{,}77,$$

где ε_α — коэффициент торцевого перекрытия.

По формуле (5.37):

$$\varepsilon_a = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4}\right)\right]\cos\beta =$$

$$= \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{27} + \frac{1}{110}\right)\right]\cos 11{,}87° = 1{,}7.$$

Определяем окружную силу:

$$F_t = \frac{2T_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 316}{224{,}82 \cdot 10^{-3}} = 2811 \text{ Н}.$$

Коэффициент нагрузки по формуле (5.38):

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha} = 1 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}01 \cdot 1{,}06 = 1{,}13,$$

где K_A — коэффициент внешней динамической нагрузки (см. табл. 5.4); $K_A = 1$; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии согласно рис. 5.7; при $\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{w3}} = \frac{50}{55{,}18} = 0{,}9$ и выполнении передачи по схеме 5 $K_{H\beta} = 1{,}06$; K_{Hv} — коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку; по формуле (5.39):

$$K_{Hv} = 1 + \left(\frac{W_{Hv}}{W_{tp}}\right) = 1 + \left(\frac{0{,}65}{56{,}22}\right) = 1{,}01.$$

Здесь W_{Hv} — удельная окружная динамическая сила; по формуле (5.40):

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v_3 \sqrt{\frac{a_w}{u_{3,4}}} = 0{,}02 \cdot 5{,}6 \cdot 0{,}98 \cdot \sqrt{\frac{140}{4}} =$$

$$= 0{,}65 \text{ Н·мм},$$

где δ_H — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи; согласно табл. 5.8 $\delta_H = 0{,}02$; g_0 — коэффициент; при изготовлении по 8-й степени точности согласно табл. 5.9 $g_0 = 5{,}6$; v_3 — окружная скорость;

$v_3 = \frac{\pi d_3 n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 55{,}18 \cdot 341}{60 \cdot 10^3} = 0{,}98$ м/с; W_{tp} — удельная расчетная сила; по формуле (5.41):

$$W_{tp} = \frac{F_t}{b_w} K_A = \frac{2811}{50} \cdot 1 = 56{,}22 \text{ Н·мм};$$

rusautomobile.ru

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; согласно графику (см. рис. 5.8) для 8-й степени точности $K_{H\alpha} = 1{,}06$.

Таким образом, контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок согласно формуле (5.32):

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u_{3,4}+1)}{b_4 d_3 u_{3,4}}} =$$

$$= 190 \cdot 2{,}47 \cdot 0{,}77 \cdot \sqrt{\frac{2811 \cdot (4+1)}{50 \cdot 55{,}18 \cdot 4}} = 408 \text{ МПа}.$$

Согласно ГОСТ 21354—87 выполняем проверку на выносливость по условию (5.31):

$$\sigma_H = \sigma_{H0}\sqrt{K_H} \le \sigma_{HP} = 408 \cdot \sqrt{1{,}13} =$$
$$= 434 \text{ МПа} \le 479 \text{ МПа}.$$

Определяем степень недогрузки материала по контактным напряжениям:

$$\Delta = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% = \frac{479 - 434}{479} \cdot 100 = 9{,}4\%,$$

что допустимо. Допускается 10%-ная недогрузка материала.

Проводим проверочный расчет по напряжениям изгиба.

Чтобы определить действующие напряжения изгиба, находим коэффициент нагрузки $K_{F\text{v}}$ по формуле (5.50):

$$K_F = K_A K_{F\text{v}} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1{,}03 \cdot 1{,}23 \cdot 0{,}91 =$$
$$= 1{,}15,$$

где K_A — коэффициент внешней динамической нагрузки (см. с. 64); $K_A = 1$; $K_{F\text{v}}$ — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; согласно формуле (5.51):

$$K_{F\text{v}} = 1 + \frac{W_{F\text{v}}}{W_{lp}} = 1 + \frac{1{,}95}{56{,}22} = 1{,}03.$$

Здесь $W_{F\text{v}}$ — удельная окружная динамическая сила; по формуле (5.52):

$$W_{F\text{v}} = \delta_F g_0 v_3 \sqrt{\frac{a_{w3,4}}{u_{3,4}}} =$$

$$= 0{,}06 \cdot 5{,}6 \cdot 0{,}98 \sqrt{\frac{140}{4}} = 1{,}95 \text{ Н·мм};$$

δ_F — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи; согласно параграфу 5.3 $\delta_F = 0{,}06$ (см. с. 68); $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии при изгибе согласно рис. 5.7; для $\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{w3}} = \frac{50}{55{,}18} = 0{,}91$ коэффициент $K_{F\beta} = 1{,}23$; $K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{F\alpha} = 0{,}91$ (см. с. 69).

Чтобы определить коэффициент формы зуба Y_{FS}, находим число зубьев эквивалентного колеса:

для шестерни

$$z_{v3} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{27}{\cos^3 11{,}87^\circ} = 28{,}8;$$

для колеса

$$z_{v4} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{z_2}{\cos^3 11{,}87^\circ} = 117{,}4.$$

Тогда коэффициенты формы зуба (см. параграф 5.3 — с. 67): для шестерни $Y_{FS3} = 3{,}82$; для колеса $Y_{FS4} = 3{,}6$.

Коэффициент, учитывающий наклон зуба [см. формулу (5.54)],

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1{,}64 \cdot \frac{11{,}87^\circ}{120} = 0{,}838,$$

где ε_β — коэффициент осевого перекрытия; в соответствии с формулой:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{50 \cdot \sin 11{,}87^\circ}{3{,}14 \cdot 2} = 1{,}64.$$

Коэффициет, учитывающий перекрытие зубьев [см. с. 69],

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}7} = 0{,}59.$$

Для проверки по напряжению изгиба колес целесообразно определить элемент зацепления, имеющий меньшую прочность: $\frac{\sigma_{Fp3}}{Y_{FS3}} = \frac{278}{3{,}8} = 73$; $\frac{\sigma_{Fp4}}{Y_{FS4}} = \frac{252}{3{,}6} = 70$. В данном случае более слабым элементом являются зубья колеса. Максимальные местные напряжения изгиба в нашем случае — в соответствии с формулой (5.49):

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_n} K_F Y_{FS4} Y_\beta Y_\varepsilon =$$

$$= \frac{2811}{50 \cdot 2} \cdot 1{,}15 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}838 \cdot 0{,}59 =$$

$$= 58 \text{ МПа} \le [\sigma_{F4}] = 252 \text{ МПа}.$$

rusautomobile.ru

Условие прочности (5.48) выполнено.

Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

$$|F_{t3}| = |F_{t4}| = \frac{2T_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 316 \cdot 10^3}{224{,}82} = 2811 \text{ Н}.$$

$$|F_{R3}| = |F_{R4}| = \frac{F_{t4} \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{2811 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 11{,}87^\circ} = 1046 \text{ Н}.$$

$$|F_{a3}| = |F_{a4}| = F_{t4} \operatorname{tg}\beta = 2811 \operatorname{tg} 11{,}87^\circ = 590 \text{ Н}.$$

Расчет быстроходной ступени редуктора. Чтобы обеспечить смазку конической передачи самоокунанием в масляную ванну, принимаем диаметр внешней делительной окружности колеса в пределах

$$d_{e2} = (1{,}4 \ldots 1{,}6)\, a_{w3,4} = (1{,}4 \ldots 1{,}6) \cdot 140 = 196 \ldots 224 \text{ мм},$$

где $a_{w3,4}$ — межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора.

Окончательно назначаем $d_{e2} = 200$ мм (см. табл. 5.17). В соответствии со стандартным d_{e2} по табл. 5.17 ширину венца колеса и шестерни принимаем $b_w = 30$ мм; диаметр внешней делительной окружности шестерни $d_{e1} = d_{e2} / u_{1,2} = 200/2{,}8 = 71{,}43$ мм.

Согласно рис. 5.24, *а* определяем число зубьев для шестерни $z_1 = 20$, тогда $z_2 = z_1 u_{1,2} = 20 \cdot 2{,}8 = 56$.

Определяем внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/z_2 = 200/56 = 3{,}57$ мм.

По табл. 5.15 определяем внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0{,}5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 3{,}57 \cdot \sqrt{20^2 + 56^2} = 106{,}14 \text{ мм}.$$

Угол делительного конуса шестерни находим по формуле: $\operatorname{tg}\delta_1 = 1/u_{1,2} = 1/2{,}8 = 0{,}357$. В этом случае $\delta_1 = 19{,}654^\circ$. Угол делительного конуса колеса $\delta_2 = 90 - 19{,}654 = 70{,}346^\circ$.

Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0{,}5\, b_w = 106{,}14 - 0{,}5 \cdot 30 = 91{,}14 \text{ мм}.$$

Коэффициент относительной ширины

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = \frac{30}{106{,}14} = 0{,}283.$$

Средний делительный диаметр колеса

$$d_{m2} = (1 - 0{,}5 K_{be}) d_{e2} = (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}283) \cdot 200 = 171{,}7 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = (1 - 0{,}5 K_{be}) d_{e1} = (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}283) \cdot 71{,}43 = 61{,}32 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль

$$m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 3{,}57 \cdot \frac{91{,}14}{106{,}14} = 3{,}07 \text{ мм}.$$

Проверочный расчет передачи на контактную выносливость. Согласно рекомендациям параграфа 5.3 (см. с. 63) принимаем коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных колес, $Z_E = 190$ МПа; для прямозубой передачи коэффициент, учитывающий форму колес, $Z_H = 2{,}5$.

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}663}{3}} = 0{,}88,$$

где ε_α — коэффициент торцевого перекрытия;

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{20} + \frac{1}{56}\right) = 1{,}663.$$

Окружная скорость колес на среднем диаметре

$$v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 61{,}32 \cdot 955}{60 \cdot 10^3} = 3{,}06 \text{ м/с}.$$

По табл. 5.7 назначаем 8-ю степень точности передачи.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для прямозубых передач, $K_{H\alpha} = 1$. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактной линии согласно рис. 5.7 (кривая 1 при $HB \le 350$), $K_{H\beta} = 1{,}06$. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, находим по табл. 5.11, для 8-й степени точности и твердости HB_1 или $HB_2 \le 350$; интерполируя принимаем $K_{Hv} = 1{,}15$.

rusautomobile.ru

Окружная сила на среднем диаметре колеса

$$F_{tm}=\frac{2T_2}{d_{m2}}=\frac{2\cdot 82\cdot 10^3}{171{,}74}=955\text{ Н}.$$

Действующие контактные напряжения согласно формуле (5.77)

$$\sigma_H=Z_E Z_H Z_\varepsilon\sqrt{\frac{F_{tm}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}\sqrt{u_{1,2}^2+1}}{\nu\, b_w\, d_{m1}\, u_{1,2}}}=$$

$$=2{,}5\cdot 190\cdot 0{,}88\sqrt{\frac{955\cdot 1\cdot 1{,}06\cdot 1{,}15\cdot\sqrt{2{,}8^2+1}}{0{,}85\cdot 30\cdot 61{,}34\cdot 2{,}8}}=$$

$$=372\,\text{МПа},$$

где ν — нагрузочный коэффициент для конических прямозубых колес; $\nu=0{,}85$.

Изготовление конических колес из материала такого же, что и для цилиндрических, экономически не обоснованно, так как коническая пара будет существенно недогружена. Поэтому целесообразно принять материал для конических колес, имеющий меньшую твердость. Расчетное число циклов напряжений

$$N_{к1}=60n_1cL_h=60\cdot 955\cdot 1\cdot 10000=573\cdot 10^6;$$
$$N_{к2}=60n_2cL_h=60\cdot 341\cdot 1\cdot 10000=204{,}6\cdot 10^6.$$

Базовое число циклов напряжений

$$N_{H\lim}=30N_{HB}^{2,4}\le 120\cdot 10^6;$$
$$N_{H\lim 1}=30\cdot 242^{2,4}=15{,}79\cdot 10^6;$$
$$N_{H\lim 2}=30\cdot 216^{2,4}=12{,}02\cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности

$$Z_{N1}=\sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{к1}}}=\sqrt[20]{\frac{15{,}79\cdot 10^6}{573\cdot 10^6}}=0{,}84;$$

$$Z_{N2}=\sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{к2}}}=\sqrt[20]{\frac{12{,}02\cdot 10^6}{204{,}6\cdot 10^6}}=0{,}87.$$

Исходя из условия приработки материалов колеса и шестерни, следует принимать материал колеса меньшей твердости, чем для шестерни на 10...15 единиц по Бринеллю. При небольших различиях в значениях σ_{HP1} и σ_{HP2} расчетное контактное напряжение, определяемое по формуле $\sigma_{HP}=0{,}45(\sigma_{HP2}+\sigma_{HP1})$, оказывается меньше допустимых контактных напряжений колеса. Следовательно, материал выбираем по требуемому значению контактных напряжений материала колеса.

Рассчитываем требуемый предел контактной выносливости зубьев колес

$$G_{H\lim b2}=\frac{\sigma_{HP}S_H}{Z_N}=\frac{372\cdot 1{,}1}{0{,}87}=470\text{ МПа}.$$

Требуемая твердость колеса

$$HB_2=\frac{G_{H\lim b2}}{2}=\frac{470-70}{2}=200\text{ МПа}.$$

Согласно табл. 5.1 назначаем для колеса Сталь 45 улучшенную твердостью *HB* 192...240. Расчетная контактная твердость $HB_2=\frac{240+192}{2}=216$ МПа. С учетом условия приработки колес для шестерни назначаем Сталь 50 улучшенную твердостью *HB* 228...255. Расчетная контактная твердость для шестерни

$$HB_1=\frac{255+228}{2}=242\text{ МПа};$$
$$242\ge 216+(10...15)=226...231\text{ МПа}.$$

Условие приработки колес выполнено.

Допустимые контактные напряжения:

шестерни

$$\sigma_{HP1}=\frac{2\cdot 242+70}{1{,}1}\cdot 0{,}84=423\text{ МПа};$$

колеса

$$\sigma_{HP2}=\frac{2\cdot 216+70}{1{,}1}\cdot 0{,}87=397\text{ МПа}.$$

Расчетное допустимое напряжение [см. формулу (5.13)] в нашем случае $\sigma_{HP}<\sigma_{HP\min}$, поэтому принимаем в качестве расчетного допустимое контактное напряжение колеса $\sigma_{HP}=397$ МПа. Оцениваем недогрузку материала

$$\Delta=\frac{\sigma_{HP}-\sigma_H}{\sigma_{HP}}100\%=\frac{397-372}{397}100=6{,}3\%,$$

что допустимо.

rusautomobile.ru

Определение допустимых напряжений изгиба. Согласно табл. 5.3 коэффициент запаса прочности $S_F = 1{,}7$; предел выносливости зубьев на изгиб согласно табл. 5.3 для шестерни $\sigma^0_{Flim1} = 1{,}75HB_1 = 1{,}75 \cdot 242 = 424$ МПа; для колеса $\sigma^0_{Flim2} = 1{,}75HB_2 = 1{,}75 \cdot 216 = 378$ МПа. Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_к}},$$

где N_{Flim} — базовое число напряжений при изгибе; для всех сталей $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$.

Для шестерни

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{573 \cdot 10^6}} = 0{,}44;$$

для колеса

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{204{,}6 \cdot 10^6}} = 0{,}52.$$

По условию (5.17) принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$. При одностороннем нагружении $Y_{A1} = Y_{A2} = 1$.

Допустимые напряжения изгиба для шестерни и колеса соответственно

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma^0_{F\lim b1}}{S_F} Y_{N1} Y_{A1} = \frac{424}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 249 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma^0_{F\lim b2}}{S_F} Y_{N2} Y_{A2} = \frac{378}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 222 \text{ МПа}.$$

Для определения напряжений изгиба подсчитаем число зубьев эквивалентных колес:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1} = \frac{20}{\cos 19{,}654^\circ} = 21{,}24;$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2} = \frac{56}{\cos 70{,}346^\circ} = 166{,}5.$$

В зависимости от числа зубьев эквивалентных колес находим коэффициенты формы $Y_{F1} = 3{,}6$; $Y_{F2} = 4{,}04$. Коэффициент $Y_\varepsilon = Y_\beta = K_{F\alpha} = 1$. Из соотношения

$$K_{be}\frac{u_{1,2}}{2} - K_{be} = 0{,}283 \cdot \frac{2{,}8}{2} - 0{,}283 = 0{,}1132$$

по графику на рис. 5.7 для схемы *1* находим коэффициент $K_{F\beta} = 1{,}08$.

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} определяем при 8-й степени точности и окружной скорости

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 341}{60 \cdot 10^3} = 3{,}57 \text{ м/с}.$$

Согласно табл. 5.11 интерполированием принимаем $K_{Fv} = 1{,}34$.

Находим $\frac{G_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{249}{4{,}03} = 61{,}79$ МПа и

$\frac{G_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{222}{3{,}6} = 61{,}66$ МПа.

Проверку зубьев по напряжениям изгиба проводим для колеса согласно формуле (5.82)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_{tm} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{v b_w m_{nm}} =$$

$$= 3{,}6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{955 \cdot 1 \cdot 1{,}08 \cdot 1{,}34}{0{,}85 \cdot 30 \cdot 3{,}07} =$$

$$= 63{,}55 \text{ МПа} \le [\sigma_{FP}] = 222 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

Определяем силы, действующие в зацеплении:

$$|F_{t1}| = |F_{t2}| = 955 \text{ Н};$$

$$|F_{R1}| = |F_{a2}| = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_2 =$$

$$= 955 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 70{,}346 = 327 \text{ Н};$$

$$|F_{R2}| = |F_{a1}| = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 =$$

$$= 955 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 19{,}654 = 117 \text{ Н}.$$

19.3. ПЕРВЫЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Цель данного этапа компоновки — определение положения опор относительно действующих в зацеплении сил и консольных нагрузок на вал. Вычерчиваем редуктор в двух проекциях на формате А1 : в верхней части листа — главный вид, в нижней — разрез редуктора по осям валов. Согласно расчету тихоходной ступени редуктора вычерчиваем зацепление цилиндрических

rusautomobile.ru

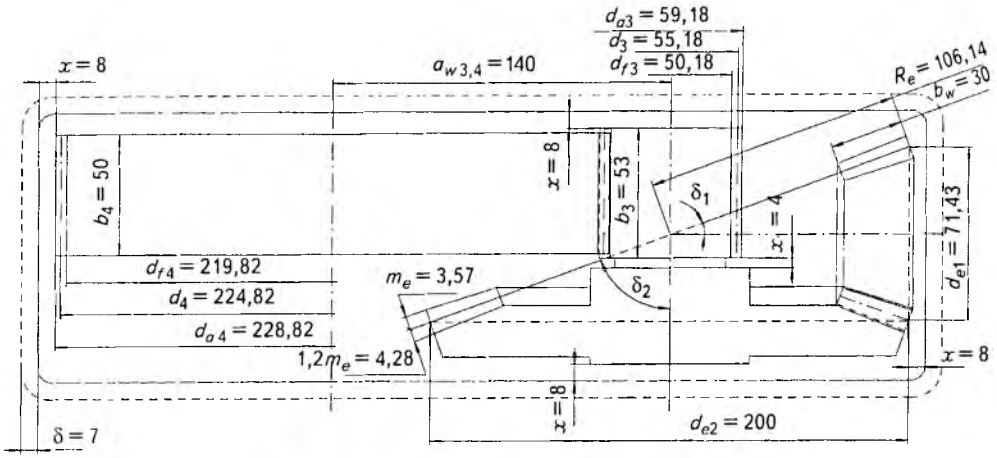


Рис. 19.2. Первый этап компоновки редуктора

колес при расчетном межосевом расстоянии $a_{w3,4} = 140$ мм (рис. 19.2) для полученных значений b_3, b_4, d_3, d_4, d_{f3}, d_{f4}, d_{a3}, d_{a4}. Минимальный зазор между внутренней стенкой корпуса и торцевой поверхностью зубчатых колес согласно формуле (5.88) $x = (1{,}1...1{,}2)\,\delta$; где δ — толщина стенки корпуса по формуле (5.89); $\delta = 0{,}04a_т + 1 = 0{,}04 \cdot 140 + 1 = 6{,}6$ мм принимаем толщину стенки редуктора $\delta = 7$ мм; в этом случае $x = (1{,}1...1{,}2) \cdot 7 = 7{,}7...8{,}4$ мм. Принимаем $x = 8$ мм. Расстояние между торцем цилиндрической шестерни и ступицы конического колеса $x_1 = (0{,}3...0{,}5)x = (0{,}3...0{,}5) \cdot 8 = 2{,}4...4$ мм. Принимаем $x_1 = 4$ мм. Зацепление конической пары вычерчиваем согласно рекомендациям параграфа 5.7 по расчетным значениям параметров конического зацепления: d_{e1}, d_{e2}, R_e, b_w, δ_1, δ_2, m_e.

19.4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Диаметры валов определяем по пониженным допустимым напряжениям кручения.

Быстроходный вал. Находим диаметр выходного конца вала

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2[\tau_к]}} = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} = 19{,}6 \text{ мм}.$$

Согласно схеме привода (рис. 19.3) быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя муфтой с торообразной оболочкой, поэтому целесообразно согласовать диаметр вала с диаметром посадочного места одной из полумуфт. В соответствии с ГОСТ 20884—93 выбираем упругую муфту с торообразной оболочкой 125-25-2.2.-32-1.1. Окончательно назначаем $d_1 = 25$ мм; диаметр посадочного места второй полумуфты $d = 32$ мм соответствует диаметру вала электродвигателя; назначаем диаметр под уплотнение $d_{y1} = 28$ мм; диаметр под подшипник $d_{п1} = 35$ мм; диаметр упорного буртика $d_{б1} = 42$ мм.

Промежуточный вал. Определяем необходимый диаметр вала для передачи момента от конического колеса к цилиндрической шестерне:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0{,}2[\tau_к]}} = \sqrt[3]{\frac{81 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 15}} = 30 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр под подшипник $d_{п2} = 35$ мм, под колесо $d_{к2} = 40$ мм; диаметр упорного буртика $d_{б2} = 46$ мм.

Тихоходный вал. Находим диаметр выходного конца вала:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0{,}2[\tau_к]}} = \sqrt[3]{\frac{316 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} = 42{,}9 \text{ мм}.$$

Согласовываем диаметр с рядом

rusautomobile.ru

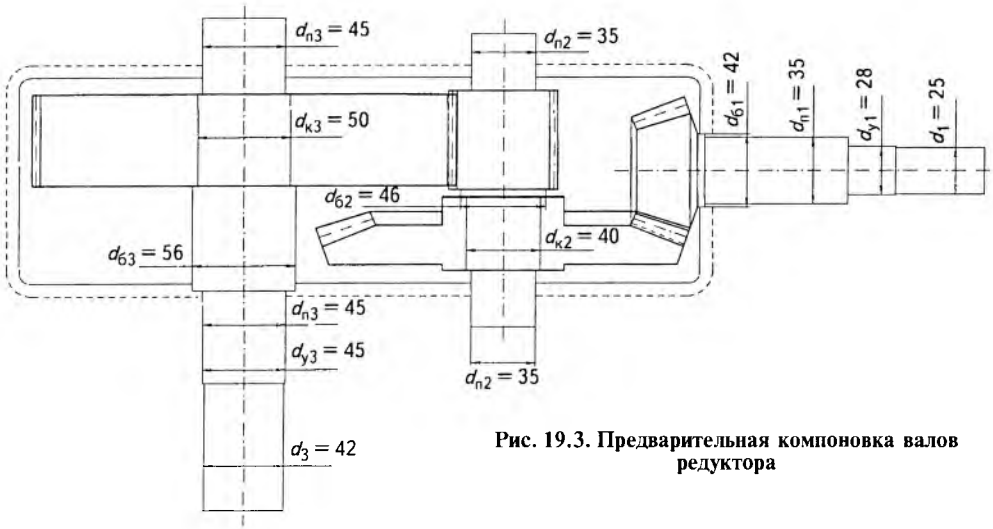


Рис. 19.3. Предварительная компоновка валов редуктора

нормальных линейных размеров (приложение 5). Принимаем $d_3 = 42$ мм; $d_{у3} = d_{п3} = 45$ мм; $d_{к3} = 50$ мм; $d_{63} = 56$ мм.

Для составления расчетных схем валов, а именно для определения точек реакции опор, необходимо выбрать способ смазывания подшипников. Оцениваем возможность смазывания подшипников промежуточного и тихоходного валов масляным туманом от разбрызгивания масла колесами при окунании их в масляную ванну. Скорость быстроходного колеса $v = 3{,}57$ м/с, а масляный туман образуется при скорости более 3 м/с, что отражено в рекомендациях. Следовательно, смазка подшипников промежуточного и тихоходного валов от образовавшегося тумана будет достаточной. Для подшипников быстроходного вала назначаем пластичную смазку. В связи с этим перед подшипником первой опоры следует ставить мазеудерживающее кольцо.

19.5. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Для выбора подшипников необходимо оценить нагрузки на опоры валов. Для этого определяем положение подшипников по отношению к приложенным силам.

Быстроходный вал (рис. 19.4). Коническое зацепление нуждается в регулировке зацепления, поэтому на валах конической ступени редуктора применяют радиально-упорные подшипники. Чтобы уменьшить габариты быстроходного вала по длине, подшипники устанавливаем по схеме «врастяжку». Предварительно назначаем шариковый радиально-упорный подшипник 36207К6 (приложение 22), у которого габаритные размеры $d = 35$ мм; $D = 72$ мм; $b = 17$ мм.

По компоновочному чертежу находим расчетную точку приложения сил, действующих в зацеплении, к валу. Для этого из середины делительного конуса опускаем перпендикуляр на ось вала. Положение первого подшипника определится с учетом толщины мазеудерживающего кольца $l_{м.к} = 10$ мм, которое устанавливают на вал на 1...2 мм вовнутрь от контура внутренней стенки корпуса редуктора. Точку первой опоры находим из точки пересечения прямой, построенной под углом $\alpha = 15°$, образованным вертикальной прямой и прямой, проходящей через центр тела качения подшипника. Измерением определяем расстояние от точки приложения сил, действующих в зацеплении, до расчетной точки первой опоры $a_1 = 40$ мм. Расстояние между опорами принимаем равным $a_2 = (1{,}4...2{,}3)\ a_1 = (1{,}4...2{,}3)\ 40 = 56...92$ мм. Принимаем $a_2 = 0{,}056$ м. Точку приложения консольной нагрузки принято выбирать по середине посадочного места на вал полумуфты. С учетом расположения фиксирующей гайки и крышки с манжетным уплотнением между второй опорой и точкой приложения консольной нагрузки измерением определяем расстояние $a_3 = 60$ мм.

rusautomobile.ru

На основании полученной расчетной схемы определяем реакции опор от сил действующих на вал:

$F_{t1} = 955$ Н; $F_{r1} = 327$ Н; $F_{a1} = 117$ Н;

Консольная нагрузка из силового расчета привода согласно формуле (10.1):

$$F_к = 125\sqrt{T_1} = 125\sqrt{30} = 685\,H.$$

В плоскости *XOZ* действует окружная сила.

Из условия

$$\Sigma M_1^{XOZ} = 0;\ F_{t1} a_1 = R_{x2} a_2;$$

тогда $R_{x2} = \dfrac{F_{t1} a_1}{a_2} = \dfrac{955 \cdot 0{,}04}{0{,}056} = 682$ Н.

Из условия

$$\Sigma M_2^{XOZ} = 0\ \ R_{x1} = \frac{F_{t1}(a_1 + a_2)}{a_2} =$$

$$= \frac{955 \cdot (0{,}04 + 0{,}056)}{0{,}056} = 1637 \text{ Н}.$$

Проверка: $F_{t1} - R_{x1} + R_{x2} = 955 - 1637 + 682 = 0$.

В плоскости *YZ* действуют радиальная и осевая силы:

$$\Sigma M_1^{YOZ} = 0;\ F_{r1} a_1 - F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} - R_{y2} a_2 = 0;$$

$$R_{y2} = \frac{F_{r1} a_1 - F_{a1} \dfrac{d_{m1}}{2}}{a_2} =$$

$$= \frac{327 \cdot 0{,}04 - 117 \cdot \dfrac{0{,}06132}{2}}{0{,}056} = 170 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_2^{YOZ} = 0;\ F_{r1}(a_1 + a_2) - F_a \frac{d_{m1}}{2} - R_{y1} a_2 = 0;$$

$$R_{y1} = \frac{F_{r1}(a_1 + a_2) - F_a \dfrac{d_{m1}}{2}}{a_2} =$$

$$= \frac{327(0{,}04 + 0{,}056) - 117 \dfrac{0{,}06132}{2}}{0{,}056} = 497 \text{ Н}.$$

Проверка: $F_{r1} - R_{y1} + R_{y2} = 327 - 497 + 170 = 0$.

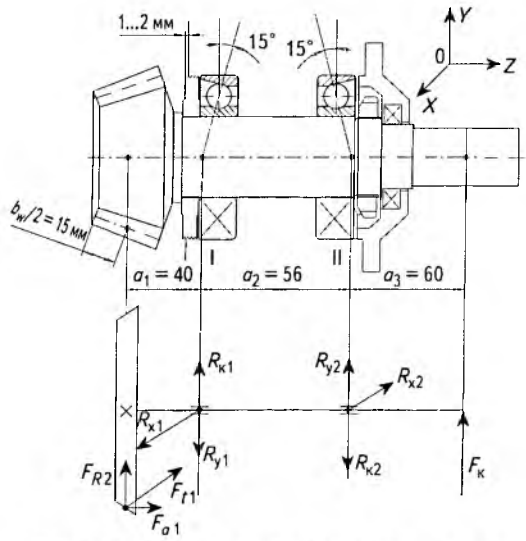


Рис. 19.4. Расчетная схема быстроходного вала

Плоскость действия консольной нагрузки:

$$\Sigma M_1^к = 0;\ F_к(a_2 + a_3) = R_{к2} a_2;$$

$$R_{к2} = \frac{F_к(a_2 + a_3)}{a_2} = \frac{685 \cdot (0{,}056 + 0{,}06)}{0{,}056} =$$

$$= 1419 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_2^к = 0;\ F_к a_3 - R_{к1} a_2 = 0;$$

$$R_{к1} = \frac{F_к a_3}{a_3} = \frac{685 \cdot 0{,}06}{0{,}056} = 734 \text{ Н}.$$

Проверка: $R_{к1} + F_к - R_{к2} = 734 + 685 - 1419 = 0$.

Определяем суммарную реакцию в опорах

$$F_{r1} = \sqrt{(R_{x1})^2 + (R_{y1})^2} + R_{к1} =$$

$$= \sqrt{1637^2 + 497^2} + 734 = 2445 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \sqrt{(R_{x2})^2 + (R_{y2})^2} + R_{к2} =$$

$$= \sqrt{682^2 + 170^2} + 1419 = 2122 \text{ Н}.$$

Оцениваем долговечность подшипников на быстроходном валу по приложению 22: для подшипника 36207К6 $C_r = 20$ кН; $C_{0r} = 15{,}3$ кН; $D_w = 11{,}11$ мм; $Z = 12$.

rusautomobile.ru

По формулам (11.6)...(11.8) определяем внутренние осевые силы, обеспечивающие нормальную работу подшипников:

для первой опоры:

$$F_{s1} = e' F_{r1} = 0{,}451 \cdot 2445 = 1103 \text{ Н},$$

где $e' = 0{,}579\left(\frac{F_{r1}}{C_{or}}\right)^{0{,}136} = 0{,}579 \cdot \left(\frac{2445}{15300}\right)^{0{,}136} = 0{,}451;$

для второй опоры:

$$F_{s2} = e' F_{r2} = 0{,}443 \cdot 2122 = 940 \text{ Н},$$

где $e' = 0{,}579\left(\frac{F_{r2}}{C_{or}}\right)^{0{,}136} = 0{,}579 \cdot \left(\frac{2122}{15300}\right)^{0{,}136} = 0{,}443.$

Определяем результирующие осевые составляющие. При данной схеме и приложенных нагрузках фиксирующей является первая опора, поэтому результирующие осевые составляющие:

для первой опоры $F_{A1} = F_{s1} - F_{a1} = 1103 - 117 = 986$ Н;

для второй опоры $F_{A2} = F_{s2} = 940$ Н;

Рассчитываем соотношения

$$\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}} = \frac{11{,}11 \cdot \cos 15^\circ}{53{,}5} = 0{,}2,$$

где $D_{pw} = 0{,}5\,(D + d) = 0{,}5 \cdot (72 + 35) = 53{,}5$ мм. По табл. 11.13 принимаем значение коэффициента $f_0 = 14$. Значение параметра осевого нагружения определяем по табл. 11.14 из соотношения $\frac{f_0 F_A}{C_{0r}}$:

для первой опоры

$$\frac{f_0 F_{A1}}{C_{0r}} = \frac{14 \cdot 985}{15300} = 0{,}9; \; e = 0{,}46;$$

для второй опоры

$$\frac{f_0 F_{A2}}{C_{0r}} = \frac{14 \cdot 940}{15300} = 0{,}86; \; e = 0{,}46.$$

Из соотношения нагрузок на первой опоре $\frac{F_{A1}}{V F_{r1}} = \frac{986}{1 \cdot 2445} = 0{,}4 < e$, коэффициенты $X = 1$, $Y = 0$ (табл. 11.14); на второй $\frac{F_{A2}}{V F_{r2}} = \frac{940}{1 \cdot 2122} = 0{,}44 < e$. Тогда $X = 1$, $Y = 0$; здесь $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо).

Следовательно, действие осевых составляющих при расчете эквивалентной нагрузки не учитываем, а долговечность оцениваем по опоре, воспринимающей бóльшую радиальную нагрузку

$$P_{r1} = VXF_{r1}K_6K_т = 1 \cdot 1 \cdot 2445 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 3423 \text{ Н},$$

где $K_6 = 1{,}4$ (табл. 11.12), $K_т = 1$ — см. пояснения к формуле (11.4).

Определяем ресурс подшипника в часах согласно формулам (11.14), (11.15):

$$L_h = a_1 a_{23}\left(\frac{C_r}{P_{r1}}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 n_1} =$$

$$= 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{20000}{3423}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 955} = 3481 \text{ ч}.$$

Здесь m — показатель степени; $m = 3$ для шариковых подшипников; n_1 — частота вращения быстроходного вала; $n_1 = 955$ мин$^{-1}$; $a_1 = 1$ (см. табл. 11.20); $a_2 = 1$ (см. табл. 11.21 для условий 2).

Долговечность выбранных подшипников оказалась меньше заданного срока службы $L_h = 10\,000$ ч. Поэтому необходимо принять подшипник, имеющий бóльшую грузоподъемность. Из приложения 22 выбираем подшипник 46207К6, имеющий такие же геометрические размеры, как и 36207К6, но характеризуемый большей нагрузочной способностью $C_r = 29$ кН; $C_0 = 16{,}4$ кН.

Данный подшипник более восприимчив к осевой нагрузке; соотношение $\frac{F_A}{V F_r} < e$ заведомо будет соблюдено и, следовательно, эквивалентная нагрузка не изменится.

Определяем ресурс подшипника 46207К6

$$L_r = a_1 a_{23}\left(\frac{C_r}{P_{r1}}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 n_1} =$$

$$= 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{29000}{3423}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 955} = 10613 \text{ ч}.$$

Выбранный подшипник удовлетворяет по сроку службы, окончательно назначаем на быстроходный вал подшипник 46207К6 ГОСТ 831—75.

Промежуточный вал (рис. 19.5). Предварительно назначаем шариковый радиально-упорный подшипник 36207К6, у которого $d = 35$ мм; $D = 72$ мм; $b = 17$ мм. Располагаем подшипники на расстоя-

rusautomobile.ru

нии 2 мм от внутренней стенки корпуса редуктора по схеме установки «враспор». Определяем положение расчетных точек приложения реакций опор. Данный подшипник имеет угол контакта $\alpha = 15°$. Поэтому под углом 15° к вертикальной прямой, проходящей через центр тела качения, проводим прямую, пересекающую ось вала. Из полюсов зацепления конического и цилиндрического колес опускаем перпендикуляры на ось вала. Измерением определяем расстояния $a_1 = 35$ мм, $a_2 = 44$ мм, $a_3 = 52$ мм. На основании полученной расчетной схемы находим реакции опор от действующих сил в коническом и цилиндрическом зацеплениях:

$F_{t3} = 2811$ Н; $F_{R3} = 1046$ Н; $F_{a3} = 590$ Н;
$F_{t2} = 955$ Н; $F_{R2} = 117$ Н; $F_{a2} = 327$ Н.

В плоскости *XOZ* действуют окружные силы:

$$\Sigma M_3^{XOZ} = 0.$$

Тогда $F_{t2}a_1 + R_{x4}(a_1 + a_2 + a_3) = F_{t3}(a1 + a_2)$;

$$R_{x4} = \frac{F_{t3}(a_1 + a_2) - F_{t2}a_1}{a_1 + a_2 + a_3} =$$

$$= \frac{2811 \cdot (0{,}035 + 0{,}052) - 955 \cdot 0{,}035}{(0{,}035 + 0{,}052 + 0{,}044)} = 1612 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_4^{XOZ} = 0.$$

Тогда $F_{t2}(a_2 + a_3) + R_{x3}(a_1 + a_2 + a_3) = F_3 a_3$;

$$R_{x3} = \frac{F_{t3}a_3 - F_{t2}(a_2 + a_3)}{(a_1 + a_2 + a_3)} =$$

$$= \frac{2811 \cdot 0{,}044 - 955 \cdot (0{,}052 + 0{,}044)}{0{,}035 + 0{,}052 + 0{,}044} = 244 \text{ Н}.$$

Проверка: $R_{x3} + F_{t2} + R_{x4} - F_{t3} = 244 + 955 + 1612 - 2811 = 0$.

В плоскости *YOZ* действуют радиальная и осевая силы:

$$M^{Fa2} = 327 \cdot \frac{0{,}01717}{2} = 2{,}8 \text{ Н·м};$$

$$M^{Fa3} = F_{a3}\frac{d_3}{2} = 590 \cdot \frac{0{,}005518}{2} = 1{,}6 \text{ Н·м};$$

$$\Sigma M_3^{YOZ} = 0;$$

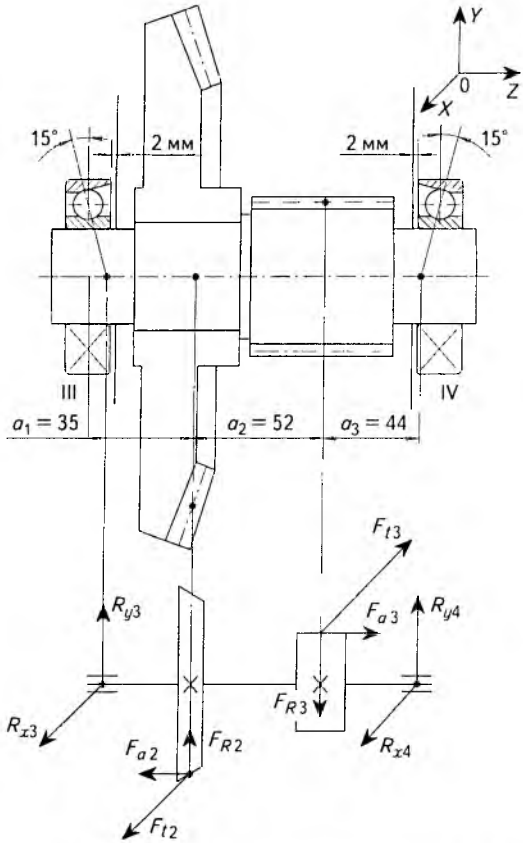


Рис. 19.5. Расчетная схема промежуточного вала

$$-F_{R2}a_1 + M^{Fa2} + F_{R3}(a_1 + a_2) +$$
$$+ M^{Fa3} - R_{y4}(a_1 + a_2 + a_3) = 0;$$

$$R_{y4} = \frac{-F_{R2}a_1 + M^{Fa2} +}{(a_1 + a_2 + a_3)}$$
$$\frac{+F_{R3}(a_1 + a_2) + M^{Fa3}}{(a_1 + a_2 + a_3)} =$$
$$= \frac{-117 \cdot 0{,}035 + 2{,}8 +}{0{,}131}$$
$$\frac{+1046(0{,}035 + 0{,}052) + 1{,}6}{0{,}131} =$$
$$= 697 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_4^{XOZ} = 0;$$

$$R_{y3}(a_1 + a_2 + a_3) + M^{Fa2} +$$
$$+ F_{R2}(a_2 + a_3) + M^{Fa3} - F_{R3}a_3 = 0;$$

rusautomobile.ru

$$R_{y3}=\frac{-M^{Fa2}-F_{R2}(a_2+a_3)-}{(a_1+a_2+a_3)}$$

$$\frac{-M^{Fa3}+F_{R3}a_3}{(a_1+a_2+a_3)}=$$

$$=\frac{-2{,}8-117\cdot(0{,}052+0{,}044)-}{0{,}131}$$

$$\frac{-1{,}6+1046\cdot0{,}044}{0{,}131}=232\text{ Н}.$$

Проверка: $R_{y3}+R_{y4}+F_{R2}-F_{R3}=232+697+117-1046=0$.

Определяем суммарную реакцию в опорах:

$$F_{r3}=\sqrt{(R_{x3})^2+(R_{y3})^2}=\sqrt{244^2+232^2}=337\text{ Н};$$

$$F_{r4}=\sqrt{(R_{x4})^2+(R_{y4})^2}=\sqrt{1612^2+697^2}=1756\text{ Н}.$$

Оцениваем долговечность подшипников согласно данным приложения 22 для подшипника 36207К6 $C_r=20$ кН; $C_{0r}=15{,}3$ кН; $D_w=11{,}11$ мм; $Z=12$ мм.

Внутренние осевые силы в соответствии с формулой (11.6):

для 3-й опоры

$$F_{s3}=e'F_{r3}=0{,}345\cdot337=116\text{ Н},$$

где e' находим по формуле (11.8):

$$e'=0{,}579\left(\frac{F_{r3}}{C_{0r}}\right)^{0{,}136}=0{,}579\left(\frac{337}{15300}\right)^{0{,}136}=0{,}345;$$

для 4-й опоры

$$F_{s4}=e'F_{r4}=0{,}431\cdot1756=757\text{ Н},$$

где $e'=0{,}579\left(\frac{F_{r4}}{C_{0r}}\right)^{0{,}136}=0{,}579\left(\frac{1756}{15300}\right)^{0{,}136}=0{,}431.$

Определяем, какая опора является фиксирующей: $F_{s3}+F_{a3}<F_{a2}+F_{s2}$. Из этого следует, что фиксирующей опорой является третья; в этом случае результирующие осевые составляющие:

$$F_{A3}=F_{a2}+F_{s4}-F_{a3}=327+757-590=494\text{ Н};\quad F_{A4}=F_{s4}=757\text{ Н}.$$

Параметры осевого нагружения получим по табл. 11.14 из соотношения $\frac{f_0F_A}{C_{0r}}$:

для третьей опоры

$$\frac{f_0F_{A3}}{C_{0r}}=\frac{59{,}9\cdot494}{15300}=1{,}93;\ e=0{,}38;$$

для четвертой опоры

$$\frac{f_0F_{A4}}{C_{0r}}=\frac{59{,}9\cdot757}{15300}=2{,}96;\ e=0{,}39.$$

Из соотношения нагрузки на третьей опоре $\frac{F_{A3}}{VF_{r3}}=\frac{494}{1\cdot337}=1{,}47>e$; $X=0{,}56$, $Y=1{,}15$ (табл. 11.14); на четвертой опоре $\frac{F_{A4}}{VF_{r4}}=\frac{757}{1\cdot1756}=0{,}43>e$; $X=0{,}56$, $Y=1{,}14$.

Эквивалентная нагрузка в опорах:

$$P_{экв3}=(VXF_{r3}+YF_{A3})K_бK_т=(1\cdot0{,}56\cdot337+1{,}15\cdot494)\cdot1{,}4\cdot1=1060\text{ Н};$$

$$P_{экв4}=(VXF_{r4}+YF_{A4})K_бK_т=(1\cdot0{,}56\cdot1756+1{,}14\cdot757)\cdot1{,}4\cdot1=2585\text{ Н}.$$

Определяем долговечность подшипников по наиболее нагруженной, четвертой опоре

$$L_r=a_1a_{23}\left(\frac{C_r}{P_{экв4}}\right)^m\cdot\frac{10^6}{60n_3}=$$

$$=1\cdot1\cdot\left(\frac{20000}{2585}\right)^3\cdot\frac{10^6}{60\cdot341}=22636\text{ ч}>[L_h]=10^4\text{ ч}.$$

Окончательно принимаем для промежуточного вала редуктора подшипник 36207К6 ГОСТ 831—75*.

Тихоходный вал (рис. 19.6). Предварительно назначаем шариковые радиальные подшипники. Из приложения 17 для подшипника 209 легкой серии диаметров 2 и узкой серии ширин 0 $d=45$ мм; $D=85$ мм; $b=19$ мм. Располагаем подшипники в корпусе редуктора на расстоянии 2 мм от его внутренней стенки. Определяем положение

rusautomobile.ru

расчетных точек реакций опор. Через центр тела качения проводим прямую, пересекающую ось вала; из полюса зацепления цилиндрического колеса опускаем перпендикуляр, измерением определяем расстояния $a_1 = 52$ мм, $a_2 = 94$ мм, $a_3 = 75$ мм. На основании полученной расчетной схемы определяем реакции опор от действующих сил:

$F_{t4} = 2811$ Н; $F_{R4} = 1046$ Н; $F_{a4} = 590$ Н;

величина консольной нагрузки согласно формуле (10.2)

$$F_к = 250\sqrt{T_4} = 250 \cdot \sqrt{316} = 4444 \text{ Н}.$$

Окружная сила действует в плоскости *XOZ*:

$$\Sigma M_5^{XOZ} = 0;$$

$$F_{t4}\, a_1 = R_{x6}(a_1 + a_2);$$

$$R_{x6} = \frac{F_{t4}\, a_1}{a_1 + a_2} = \frac{2811 \cdot 0{,}052}{0{,}052 + 0{,}094} = 1001 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_6^{XOZ} = 0;$$

$$R_{x5}(a_1 + a_2) = R_{t4}\, a_2;$$

$$R_{x5} = \frac{F_{t4}\, a_2}{a_1 + a_2} = \frac{2811 \cdot 0{,}094}{0{,}052 + 0{,}094} = 1810 \text{ Н}.$$

Проверка: $-R_{x5} + F_{t4} - R_{x6} = -1810 + 2811 - 1001 = 0$.

В плоскости *YOZ* действуют радиальная и осевая силы:

$$\Sigma M_{y5}^{YOZ} = 0;$$

$$F_{R4}\, a_1 - F_{a4}\frac{d_2}{2} + R_{y6}(a_1 + a_2) = 0;$$

$$R_{y6} = \frac{-F_{R4}\, a_1 + F_{a4}\dfrac{d_2}{2}}{(a_1 + a_2)} = \frac{-1046 \cdot 0{,}052 + 590 \cdot \dfrac{0{,}22482}{2}}{0{,}052 + 0{,}094} = 82 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_{y6}^{YOZ} = 0;$$

$$R_{y5}(a_1 + a_2) - F_{a4}\frac{d_2}{2} - F_{R4}\, a_2 = 0;$$

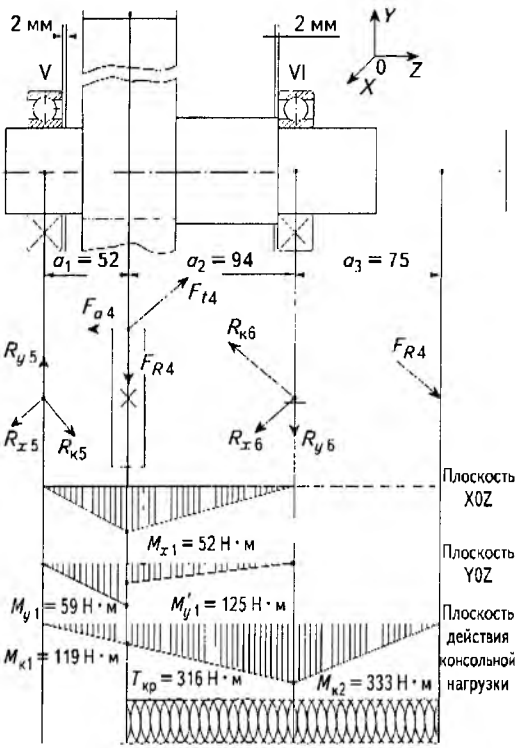


Рис. 19.6. Расчетная схема тихоходного вала

$$R_{y5} = \frac{F_{a4}\dfrac{d_2}{2} + F_{R4}\, a_2}{(a_1 + a_2)} = \frac{590 \cdot \dfrac{0{,}22482}{2} + 1046 \cdot 0{,}094}{0{,}052 + 0{,}094} = 1128 \text{ Н}.$$

Проверка: $R_{y5} + F_{R4} + R_{y6} = 1128 - 1046 - 82 = 0$.

В плоскости действия консольной нагрузки:

$$\Sigma M_5^к = 0;\ F_к(a_1 + a_2 + a_3) = R_{к6}(a_1 + a_2);$$

$$R_{к6} = \frac{F_к(a_1 + a_2 + a_3)}{a_1 + a_2} = \frac{4444(0{,}052 + 0{,}094 + 0{,}075)}{0{,}052 + 0{,}094} = 6727 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_6^к = 0;\ F_к\, a_3 - R_{к5}(a_1 + a_2) = 0;$$

$$R_{к5} = \frac{F_к a_3}{a_1 + a_2} = \frac{4444 \cdot 0{,}075}{0{,}052 + 0{,}094} = 2283 \text{ Н}.$$

rusautomobile.ru

Проверка: $-R_{к5} + R_{к6} - F_к = -2283 + 6727 - 4444 = 0$.

Оцениваем суммарные реакции в опорах:

$$F_{r5} = \sqrt{(R_{x5})^2 + (R_{y5})^2} + R_{к5} = \sqrt{1001^2 + 1128^2} + 2283 = 3791 \text{Н};$$

$$F_{r6} = \sqrt{(R_{x6})^2 + (R_{y6})^2} + R_{к6} = \sqrt{1810^2 + 82^2} + 6727 = 8539 \text{Н}.$$

Согласно схеме нагружения вала осевую нагрузку воспринимает пятая опора. Из соотношения $\frac{F_{a4}}{F_{r5}} = \frac{590}{3791} \approx 0{,}16$ принимаем шариковые радиальные подшипники.

Из приложения 17 определяем, что для подшипника 209: $C_r = 33{,}2$ кН, $C_{0r} = 18{,}6$ кН, $d = 45$ мм, $D = 85$ мм, $D_w = 12{,}7$ мм.

Согласно отношению $\frac{D_w \cos\alpha}{D_{pw}} = \frac{12{,}7\cos 0^\circ}{65} = 0{,}19$; значение $f_0 = 14{,}2$ (табл. 11.13), где $D_{pw} = 0{,}5(d + D) = 0{,}5(45 + 85) = 65$ мм.

Из соотношения $\frac{f_0 F_{a4}}{C_{0r}} = \frac{14{,}2 \cdot 590}{18600} = 0{,}45$ по табл. 11.14 интерполированием получаем $e = 0{,}24$.

Из соотношения $\frac{F_a}{V F_{r5}} = \frac{590}{1 \cdot 3791} = 0{,}16 < e$; принимаем $X = 1$, $Y = 0$.

В этом случае определяем эквивалентные нагрузки по формулам:

$$P_{экв5} = VXF_{r5}K_б K_т = 1 \cdot 1 \cdot 3791 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 5307 \text{ Н};$$

$$P_{экв6} = VXF_{r6}K_б K_т = 1 \cdot 1 \cdot 8539 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 11955 \text{ Н},$$

здесь $V = 1$ (вращение внутреннего кольца), $K_б = 1{,}4$ (табл. 11.12, $K_т = 1$ [см. расшифровку формулы (11.4)].

Ресурс подшипника рассчитываем по шестой опоре, так как $P_{экв6} > P_{экв5}$:

$$L_h = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{экв6}}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 n_4} = 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{33200}{11955}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 85} = 4199 \text{ ч} < [L_h] = 10^4 \text{ ч}.$$

Следовательно, подшипник 209 не подходит для заданного срока службы. Назначаем подшипник 309 средней серии диаметров 3, узкой серии ширин 0, у которого $C_r = 52{,}7$ кН, $C_{0r} = 30$ кН, $d = 45$ мм, $D = 100$ м, $D_w = 17{,}46$ мм.

Эквивалентная нагрузка на опорах не изменится, так как данный подшипник более восприимчив и осевой нагрузке, следовательно, наиболее нагруженной опорой останется та же.

$$L_h = a_1 a_{23} \left(\frac{52700}{11955}\right)^2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 85} = 16796 \text{ ч} > [L_h] = 10^4 \text{ ч}.$$

Окончательно принимаем для тихоходного вала редуктора подшипники 309 ГОСТ 8338—75*.

19.6. ВТОРОЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

Цель данного этапа (рис. 19.7) — конструирование подшипниковых узлов, регулировочных механизмов зацепления, крышек и уплотнительных элементов, а также конструктивное оформление колес и валов редуктора. Для регулировки положения быстроходного вала подшипники заключаем в стакан *5*. Между стаканом и корпусом с одной стороны и стаканом и крышкой с другой стороны устанавливаем комплект металлических регулировочных прокладок *6*. Положение промежуточного вала регулируем регулировочными винтами *2*, расположенными во врезных крышках *3* и действующими через промежуточную шайбу *4* на наружное кольцо подшипника. Крышки *1* на тихоходном валу редуктора конструируем врезными.

19.7. ПРОВЕРКА ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для передачи крутящего момента от ступицы цилиндрического колеса на тихоходный вал редуктора согласно

rusautomobile.ru

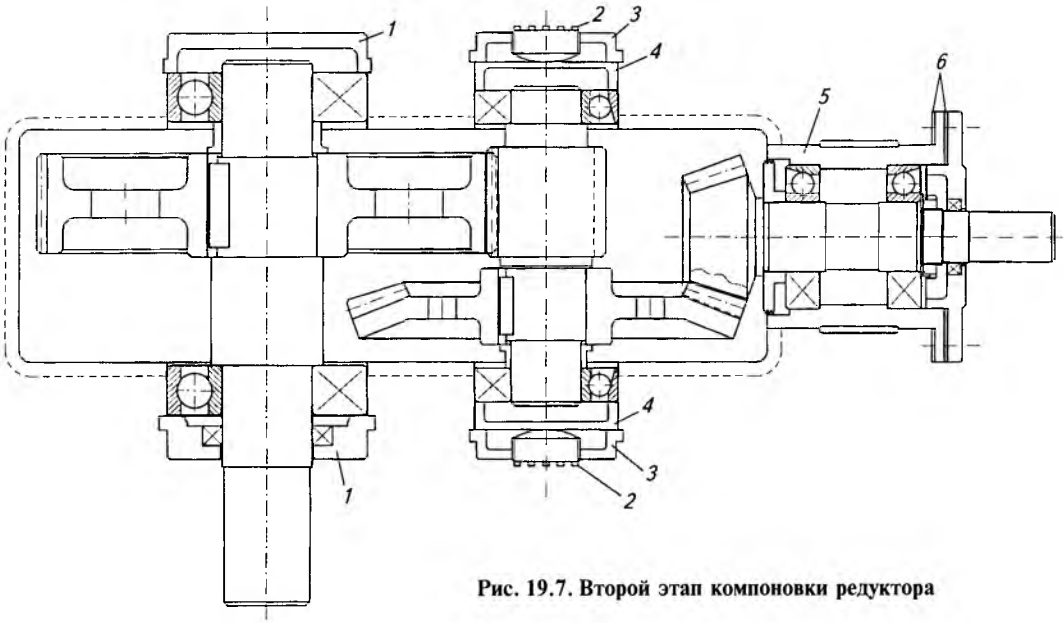


Рис. 19.7. Второй этап компоновки редуктора

ГОСТ 23360—78* (приложение 6) назначаем призматическую шпонку $14 \times 9 \times 45$.

Проверочный расчет шпоночных соединений выполняем согласно формуле (10.24)

$$\sigma_{см3} = \frac{2T_4 \cdot 10^3}{d_{к3} l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 316 \cdot 10^3}{50 \cdot 31 \cdot (9 - 5{,}5)} = 116 \text{ МПа},$$

где диаметр вала $d_{к3} = 50$ мм — это диаметр посадочного места под цилиндрическим колесом; $l_p = l_ш - b = 45 - 14 = 31$ мм; глубина паза на валу $t_1 = 5{,}5$ мм (приложение 6).

Для передачи вращающего момента от редуктора к ведущей звездочке назначаем шпонку $12 \times 8 \times 56$ по ГОСТ 23360—78* на выходном конце тихоходного вала. Напряжение смятия в этом случае

$$\sigma_{см} = \frac{2T_5 \cdot 10^3}{d_3 l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 313 \cdot 10^3}{42 \cdot (56 - 12) \cdot (8 - 5)} = 113 \text{ МПа}.$$

Во всех случаях условие прочности шпонок на смятие выполнено, так как $[\sigma_{см}] = 110...190$ МПа.

19.8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА

Проверку осуществляют в наиболее опасном сечении, которое определяют на основании эпюр изгибающих и крутящих моментов, действующих на вал (см. рис. 19.6).

Рассмотрим на валу два сечения: *1—1* — находящееся под колесом и сечение *2—2* — находящееся под шестой опорой.

Определяем изгибающие моменты от действующих сил:

в плоскости *XOY* (сечение *1—1*): $M_{x1} = R_{x5} a_1 = 1001 \cdot 0{,}052 = 52$ Н · м;

в плоскости *YOZ* (сечение *1—1*): $M_{y1} = R_{y5} a_1 = 1128 \cdot 0{,}052 = 59$ Н · м;

$$M'_{y1} = R_{y5} a_1 + M^{F_{a4}} = R_{y5} a_1 + F_{a4} \frac{d_4}{2} = 59 + 590 \cdot \frac{0{,}22482}{2} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В данном уравнении $M^{F_{a4}}$ взят со знаком «+», т. е. рассмотрен самый неблагоприятный случай, когда возникает необходимость изменить направление вращения колес в редукторе.

В плоскости консольной нагрузки:

в сечении *1—1* $M_{к1} = R_{к5} a_1 = 2283 \times 0{,}052 = 119$ Н · м;

rusautomobile.ru

в сечении *2—2* $M_{к2} = R_{к5}(a_1 + a_2) = 2283(0{,}052 + 0{,}094) = 333$ Н · м.

Строим эпюры изгибающих моментов (см. рис. 19.6).

Определяем суммарные изгибающие моменты в сечении *1—1*:

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{(M_{x1})^2 + (M_{y1})^2} + M_{к1} = \sqrt{52^2 + 59^2} + 119 = 198 \text{ Н·м};$$

$$M'_{\Sigma 1} = \sqrt{(M_{x1})^2 + (M'_{y1})^2} + M_{к1} = \sqrt{52^2 + 125^2} + 119 = 254 \text{ Н·м}.$$

В сечении *2—2*: $M_{\Sigma 2} = M_{к2} = 333$ Н · м.

Кроме изгибающих моментов вал испытывает деформации кручения на участке от ступицы колеса до ступицы ведущей звездочки $T_{кр} = T_4 = 316$ Н · м.

Согласно уравнению (10.8) рассчитаем коэффициент запаса прочности в сечении *2—2*, так как в этом сечении согласно эпюрам крутящий и максимальный изгибающий моменты наибольшие, а площадь сечения *2—2* вала меньше, чем сечения *1—1*:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s].$$

Здесь S_σ и S_τ — коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и кручения в соответствии с формулами (10.9) и (10.10):

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m};$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \Psi_\tau \tau_m}.$$

Назначаем для изготовления тихоходного вала материал — сталь 40Х $HB \geq 270$ (см. табл. 10.7), у которой $\sigma_{-1} = 410$ МПа; $\tau_{-1} = 240$ МПа; $\psi_\sigma = 0{,}1$; $\psi_\tau = 0{,}05$; $\sigma_в = 900$ МПа.

Переменные составляющих циклов напряжений согласно формуле (10.11):

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma 2} \cdot 10^3}{W_0} = \frac{333 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 45^3} = 37 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{0{,}5T \cdot 10^3}{W_p} = \frac{0{,}5 \cdot 316 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 45^3} = 9 \text{ МПа}.$$

Постоянные составляющие циклов напряжения

$$\sigma_m = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_{a4}}{\pi d_{n3}^2} = \frac{4 \cdot 590}{3{,}14 \cdot 45^2} = 0{,}37 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \tau_a = 9 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты концентрации напряжений:

при изгибе

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_F - 1\right) / K_y = (4{,}28 + 1 - 1)/1 = 4{,}28;$$

при кручении

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_F - 1\right) / K_y = (3{,}07 + 1 - 1)/1 = 3{,}07,$$

где K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении для посадки с натягом;

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 4{,}28; \quad \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 3{,}07.$$

Коэффициент, учитывающий качество поверхности при тонком шлифовании согласно (см. табл. 10.13), $K_F = 1$.

Коэффициент упрочнения материала не учитываем, так как для выбранного материала поверхность имеет твердость $HB < 350$.

Значит

$$s_\sigma = \frac{410}{4{,}28 \cdot 37 + 0{,}1 \cdot 0{,}37} = 2{,}59;$$

$$s_\tau = \frac{240}{3{,}07 \cdot 9 + 0{,}05 \cdot 9} = 8{,}55;$$

$$s = \frac{2{,}59 \cdot 8{,}55}{\sqrt{2{,}59^2 + 8{,}55^2}} = 2{,}48 > [S] = 2 \ldots 2{,}5.$$

Условия прочности вала на сопротивление усталости выполнены.

rusautomobile.ru

19.9. ТРЕТИЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

На этом этапе согласно рекомендациям по конструированию корпусов (см. параграф 13.3) вычерчиваем корпус редуктора в двух проекциях (рис. 19.8). Положение дна редуктора определяем расстоянием $x_2 \geq 4x = 4 \cdot 8 = 32$ мм до вершины зуба цилиндрического колеса. Верхний уровень масла при горизонтальном положении редуктора должен находиться выше ширины конического колеса для смазывания зуба при окунании по всей длине. В соответствии с уровнем масла в редукторе вычерчиваем контрольный щуп для его проверки и маслосливную пробку. Количество заливаемого масла принимаем из расчета 0,4...0,8 л на 1кВт передаваемой мощности:

$$V = (0{,}4...0{,}8)P = (0{,}4...0{,}8) \cdot 3{,}1 = 1{,}24...2{,}48 \text{ л}.$$

Картер редуктора конструируем в соответствии с объемом заливаемого масла. В результате разработки конструкции картера редуктора окончательно принимаем количество заливаемого в редуктор масла 2,6 л. Назначаем сорт масла И-Г-А 32 ГОСТ 17479.4—87*. В верхней части редуктора конструируем крышку люка для заливки масла, а также для сообщения внутренней полости редуктора с атмосферой. В нижней части корпуса конструируем маслосливную пробку. Посадки на сопрягаемые детали редуктора назначаем согласно рекомендациям, приведенным в параграфе 10.3. Размеры проставляем согласно требованиям к сборочным чертежам (см. рис. 19.8). Далее составляем к сборочному чертежу редуктора спецификацию (см. с. 376—378).

Вычерчиваем зубчатое колесо (рис. 19.9) и вал (рис. 19.10).

19.10. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определяем число зубьев ведущей звездочки по рекомендациям параграфа 8.2.

Число зубьев ведущей звездочки $z_5 = 29 - 2u_{5,6} = 29 - 2 \cdot 2{,}13 = 24{,}74$; принимаем $z_5 = 25$.

Число зубьев ведомой звездочки $z_6 = z_5 u_{5,6} = 25 \cdot 2{,}13 = 53{,}25$; принимаем $z_6 = 53$.

Чтобы определить шаг цепи, по рекомендациям параграфа 8.3 с учетом принятых условий эксплуатации принимаем $K_д = 1$; $K_a = 1$; $K_н = 1$; $K_{см} = 1{,}5$; $K_{рег} = 1{,}25$; $K_н = 1$; $K_{реж} = 1$.

Согласно формуле (8.14) коэффициент эксплуатации $K_э = K_д K_a K_н K_{см} K_{рег} \times K_{реж} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}875$.

Вычисляем шаг цепи согласно уравнению (8.15):

$$t \geq 2{,}8\sqrt[3]{\frac{T_5 K_э}{z_5 [p] m}} = 2{,}8\sqrt[3]{\frac{313 \cdot 10^3 \cdot 1{,}875}{25 \cdot 34 \cdot 1}} = 24{,}74 \text{ мм},$$

где $[p]$ — допустимое давление, определяемое по табл. 8.2; ориентируясь на $n_5 = 85$ мин$^{-1}$, получаем $[p] = 34$ МПа. Для однорядных цепей коэффициент $m = 1$.

Согласно ГОСТ 13568—97 (ИСО 606—94) (см. табл. 8.1) предварительно назначаем цепь ПР-25,4-6000, у которой шаг цепи $t = 25{,}4$ мм, $A_{оп} = 180$ мм. Опорная поверхность шарнира $A_{оп} = 180$ мм^2, разрушающая нагрузка $F_{разр} = 60$ кН, масса 1 м цепи $q = 2{,}6$ кг.

В соответствии с назначенной цепью определяем ее геометрические параметры.

Принимаем значение межосевого расстояния в шагах $a_t = 40$.

Определяем число звеньев цепи по формуле (8.2):

$$L_t = 2a_t + \frac{z_5 + z_6}{2} + \frac{\left[(z_6 - z_5)/2\pi\right]^2}{a_p} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 53}{2} + \frac{\left[(53 - 25)/2 \cdot 3{,}14\right]^2}{40} = 119{,}5.$$

Принимаем $L_t = 120$.

Межосевое расстояние по формуле (8.1)

rusautomobile.ru

$$a=0{,}25t\left[L_t-\frac{z_6+z_5}{2}+\right.$$
$$\left.+\sqrt{\left(L_t-\frac{z_5+z_6}{2}\right)^2-8\left(\frac{z_6-z_5}{2\pi}\right)^2}\right]=$$
$$=0{,}25\cdot 25{,}4\left[120-\frac{53+25}{2}+\right.$$
$$\left.+\sqrt{\left(120-\frac{25+53}{2}\right)^2-8\left(\frac{53-25}{2\cdot 3{,}14}\right)^2}\right]=$$
$$=1022 \text{ мм}.$$

Длина цепи по формуле (8.3): $L = L_t \cdot t = 120 \cdot 25{,}4 = 3048$ мм.

Определяем геометрические размеры звездочек.

Диаметры делительной окружности звездочек в соответствии с формулой (8.4):

$$d_{д5}=\frac{t}{\sin\frac{180^\circ}{z_5}}=\frac{25{,}4}{\sin\frac{180^\circ}{25}}=202{,}66 \text{ мм};$$

$$d_{д6}=\frac{t}{\sin\frac{180^\circ}{z_6}}=\frac{25{,}4}{\sin\frac{180^\circ}{53}}=428{,}76 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности выступов зубьев в соответствии с формулой (8.5):

$$D_{e5}=t\left(0{,}5+\operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z_5}\right)=$$
$$=25{,}4\cdot\left(0{,}5+\operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{25}\right)=213{,}76 \text{ мм};$$
$$D_{e6}=t\left(0{,}5+\operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z_6}\right)=$$
$$=25{,}4\cdot\left(0{,}5+\operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{53}\right)=440{,}23 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности впадин зубьев в соответствии с формулой (8.6):

$D_{i5} = d_{д5} - (0{,}5\, d_3 + 0{,}05) \cdot 2 = 202{,}66 - (0{,}5 \cdot 15{,}88 + 0{,}05) \cdot 2 = 186{,}68$ мм;

$D_{i6} = d_{д6} - (0{,}5\, d_3 + 0{,}05) \cdot 2 = 428{,}76 - (0{,}5 \cdot 15{,}88 + 0{,}05) \cdot 2 = 412{,}78$ мм.

Здесь скорость цепи

$$v=\frac{z_5 t n_5}{60000}=\frac{25\cdot 25{,}4\cdot 85}{60000}=0{,}9 \text{ м/с}.$$

Окружная сила

$$F_t=\frac{P_5}{v}=\frac{T_5\pi n_5}{v\cdot 30}=\frac{313\cdot 3{,}14\cdot 85}{0{,}9\cdot 30}=3094 \text{ Н}.$$

Проверочный расчет на износостойкость проводим по формуле (3.1):

$$p=\frac{F_t K_э}{A_{оп}}=\frac{3094\cdot 1{,}875}{180}=32{,}2\le[p]=34 \text{ МПа}.$$

Прочность цепи проверяем согласно формуле (8.17):

$$s=\frac{F_{разр}}{F_{max}}\ge[s]=5...6,$$

где F_{max} — максимальная сила в цепи.

Определяем $F_{1max} = K_д F_t + F_q + F_ц$. Натяжение от силы тяжести $F_q = K_f a q g = 6 \cdot 1{,}022 \cdot 2{,}6 \cdot 9{,}8 = 156{,}24$ Н, здесь $K_f = 6$ (передача горизонтальная); $a = 1{,}022$ м — межосевое расстояние.

Натяжение от действия центробежных сил согласно формуле (8.10)

$$F_ц = qV^2 = 2{,}6 \cdot 0{,}9^2 = 2{,}1 \text{ Н}.$$

Коэффициент запаса прочности

$$s=\frac{60000}{1\cdot 3094+156{,}24+2{,}1}=18{,}4.$$

Условие прочности выполнено: $s \ge [s] = 5...6$.

Определяем нагрузку на вал

$$F_в = (1{,}1...1{,}15)\, F_t = 1{,}15 \cdot 3094 = 3558 \text{ Н}.$$

После окончания расчета цепной передачи вычерчиваем общий вид привода (рис. 19.11) и составляем к нему спецификацию (см. с. 381, 382). Затем детально прорабатываем конструкцию рамы (рис. 19.12).

rusautomobile.ru

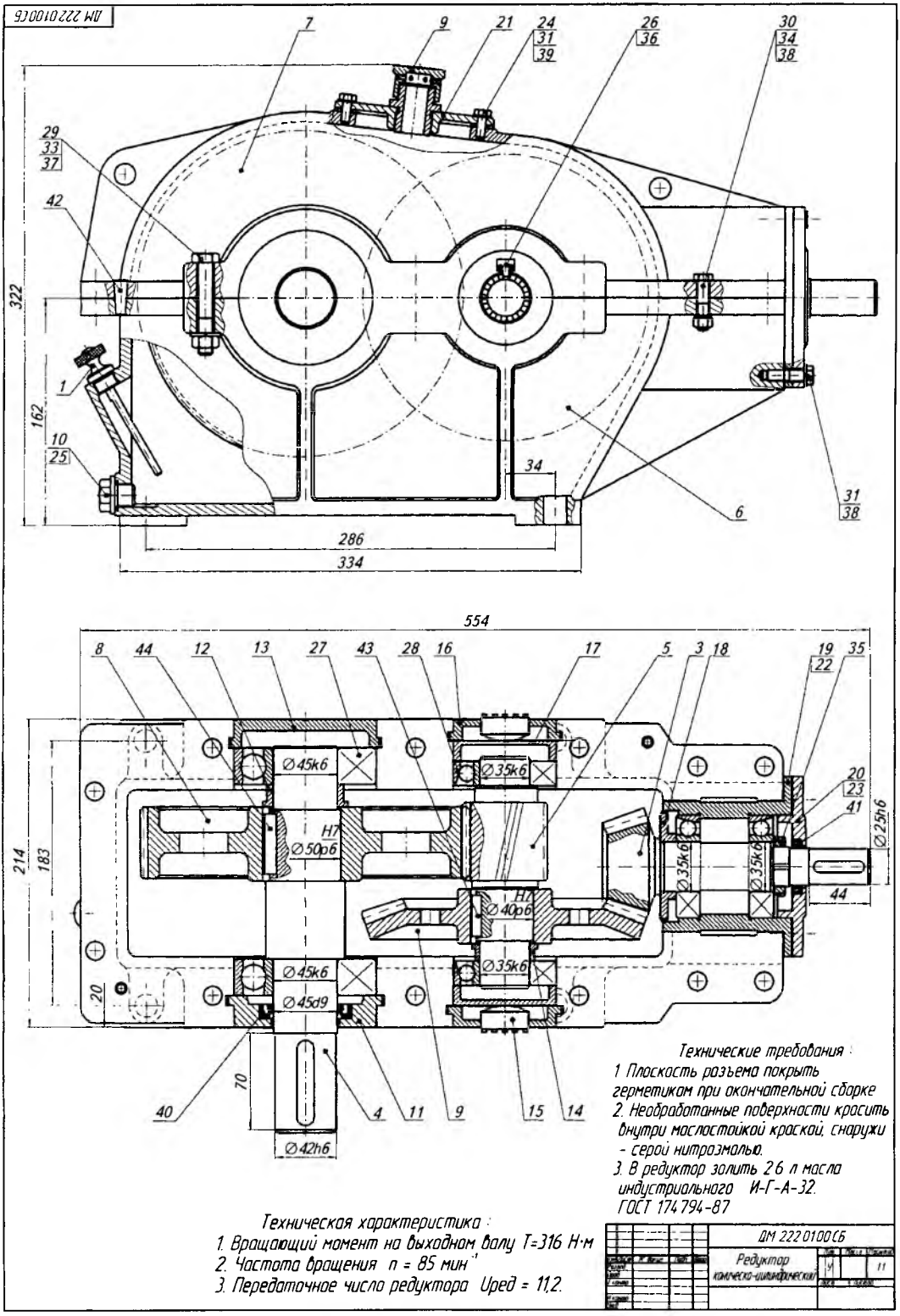


Рис. 19.8. Сборочный чертеж коническо-цилиндрического редуктора

rusautomobile.ru

Спецификация к сборочному чертежу коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. 19.8)

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1			ДМ 222.01.00 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1	ДМ 222.01.01	Маслоуказатель	1	
		2	ДМ 222.01.02	Отдушина	1	
				Детали		
		3	ДМ 222.01.03	Вал-коническая шестерня	1	
		4	ДМ 222.01.04	Вал ведомый	1	
		5	ДМ 222.01.05	Вал-шестерня	1	
		6	ДМ 222.01.05	Корпус	1	
		7	ДМ 222.01.07	Крышка корпуса	1	
		8	ДМ 222.01.08	Колесо цилиндрическое	1	
		9	ДМ 222.01.09	Колесо коническое	1	
		10	ДМ 222.01.10	Пробка сливная	1	
		11	ДМ 222.01.11	Крышка закладная	1	
		12	ДМ 222.01.12	Кольцо распорное	1	
		13	ДМ 222.01.13	Крышка закладная	2	
		14	ДМ 222.01.14	Кольцо распорное	1	
		15	ДМ 222.01.15	Винт нажимной	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ 222.01.00 СБ			
Разраб.					Редуктор коническо-цилиндрический	Лит.	Лист 1	Листов 3
Пров.								
Н.контр.								
Утв.								

rusautomobile.ru

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
		16	ДМ 222.01.16	Крышка закладная	1	
		17	ДМ 222.01.17	Шайба промежуточная	2	
		18	ДМ 222.01.18	Кольцо мазеудерживающее	1	
		19	ДМ 222.01.19	Стакан	1	
		20	ДМ 222.01.20	Крышка подшипника	1	
		21	ДМ 222.01.21	Крышка люка редуктора	1	
		22	ДМ 222.01.22	Прокладка	1	
		23	ДМ 222.01.23	Прокладка	1	
		24	ДМ 222.01.24	Прокладка	1	
		25	ДМ 222.01.25	Прокладка	1	
		26	ДМ 222.01.26	Фиксатор	1	
				Стандартные изделия		
				Подшипники :		
		27		Шариковый радиальный	2	
				309 ГОСТ 8338-75		
		28		Шариковый радиально-	4	
				упорный 36207 ГОСТ 831-75		
				Болты ГОСТ 7798-70		
		29		М10 х 65	6	
		30		М8 х 35	6	
		31		М6 х 15	4	
		32		М8 х 25	6	
				Гайки ГОСТ 5916-70		
		33		М12	6	
		34		М10	6	
		35		Гайка шлицевая М27х1.5	1	
				ГОСТ 11871-88		
		36		Винт М3х6 ГОСТ 17473-72	2	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ 222.01.00 СБ	Лист 2

rusautomobile.ru

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Шайбы пружинные		
				ГОСТ 6402-70		
		37		10	6	
		38		8	12	
		39		6	4	
				Манжеты ГОСТ 8752-79		
		40		1.1-45 х 65-1	1	
		41		1.1-26 х 45-1	1	
		42		Штифт конический	1	
				6 х24 ГОСТ 3129-70		
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		43		12 х 8 х 28	1	
		44		14 х 9 х 45	1	
				Материалы		
				Масло И-Г.-А-32		2,6 л
				ГОСТ 174.794-87		

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	ДМ 222.01.00 СБ	Лист 3

rusautomobile.ru

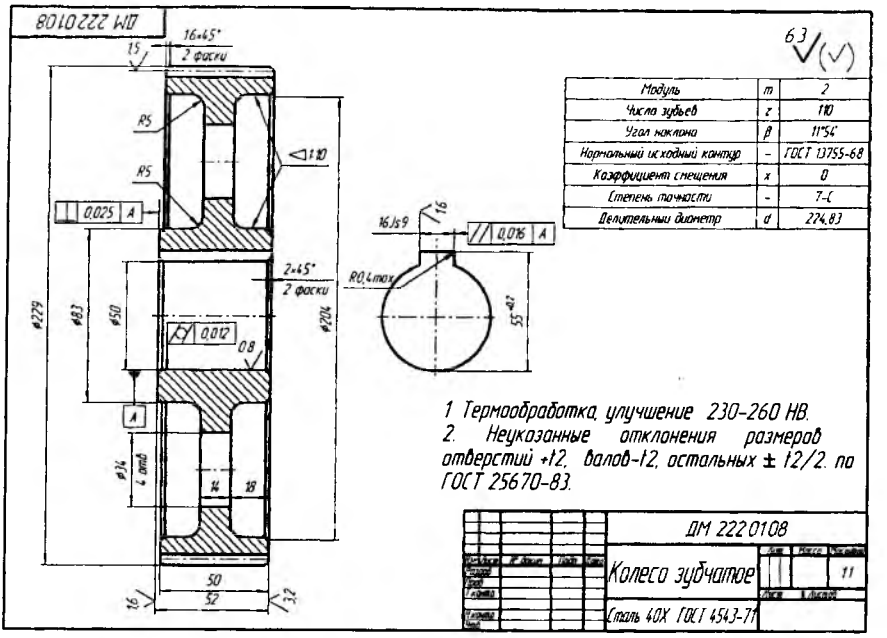


Рис. 19.9. Чертеж зубчатого колеса

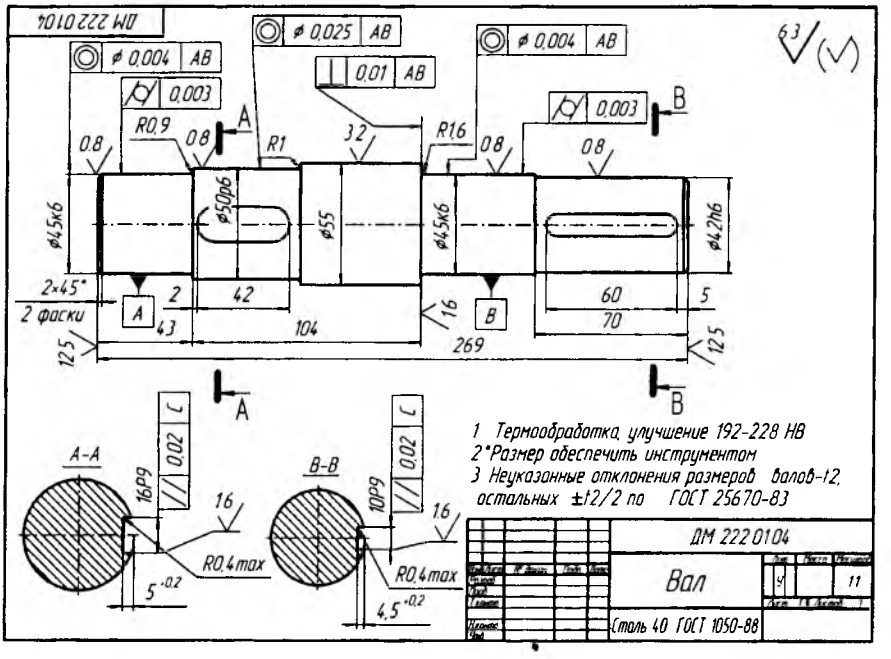


Рис. 19.10. Чертеж тихоходного вала

rusautomobile.ru

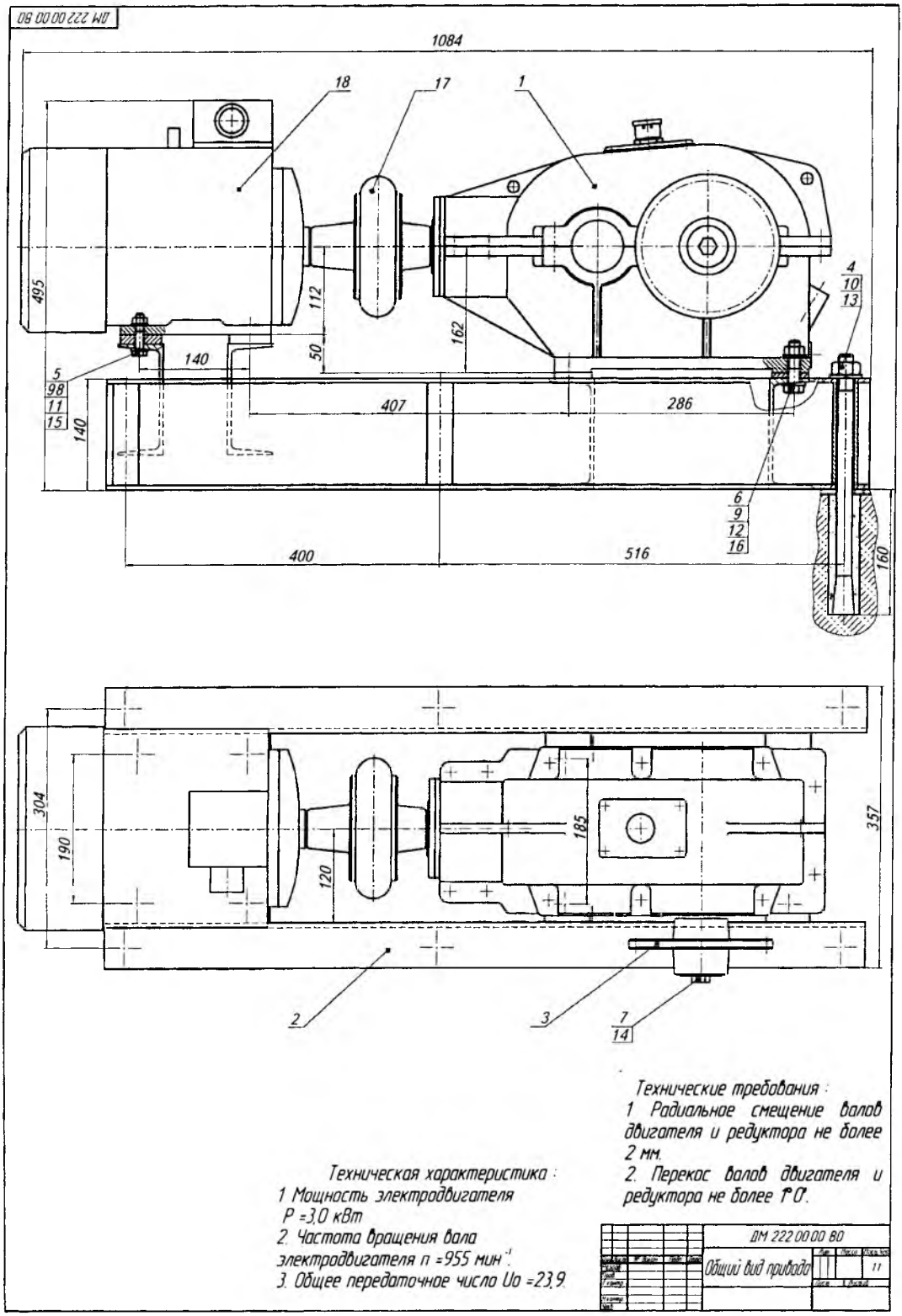


Рис. 19.11. Общий вид привода

rusautomobile.ru

Спецификация к сборочному чертежу привода к ленточному конвейеру (см. рис. 19.11)

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1			ДМ 222.00.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1	ДМ 222.01.00.00 СБ	Редуктор коническо-	1	
				цилиндрический		
		2	ДМ 222.02.00.00	Рама	1	
				Детали		
		3	ДМ 222.00.00.03	Звездочка ведущая	1	
		4	ДМ 222.00.00.04	Болт фундаментный	6	
				Стандартные изделия		
		7		Болт ГОСТ 7798-70		
		5		М12×56	4	
		6		М16×72	4	
		7		М6×16	1	
				Гайка ГОСТ 5916		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ 222.00.00.00			
Разраб.					Привод к ленточному конвейеру	Лит.	Лист 1	Листов 2
Пров.								
Н.контр.								
Утв.								

rusautomobile.ru

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		8		М12	4	
		9		М16	4	
		10		М20	6	
				Шайба пружинная		
				ГОСТ 6402-70		
		11		12	4	
		12		16	4	
		13		20	6	
		14		Шайба концевая	1	
				ГОСТ 14734-69		
				Шайба косая		
				ГОСТ 10906-66		
		15		12	4	
		16		16	4	
				Прочие изделия		
		17		Муфта упругая с тороидальной оболочкой 40-25-1 ГОСТ 20884-82	1	
		18		Электродвигатель 4А112МА6У3 ГОСТ19523-81	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ 222.00.00.00	Лист 2

rusautomobile.ru

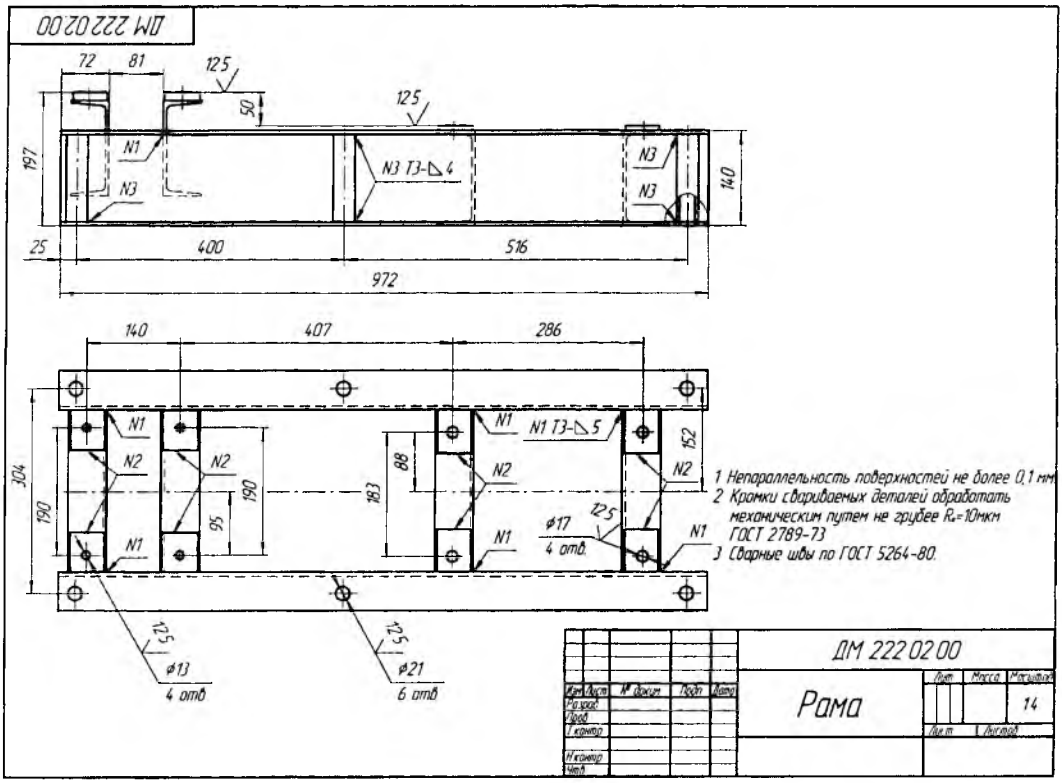


Рис. 19.12. Чертеж рамы

Курсовой проект считают завершенным после выполнения необходимых расчетов, проектирования всех элементов привода, оформления чертежей со спецификацией и пояснительной записки.

Выполняя курсовой проект, студент осваивает методики расчета и приобретает навыки конструирования техники, которые могут быть использованы им в производственной деятельности.

rusautomobile.ru

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Технические данные электродвигателей

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность P, кВт	Асинхронная частота вращения n, мин$^{-1}$	$T_{max}/T_{ном}$
Двигатели серии АИР (ГОСТ 183—74			
Синхронная частота вращения 3000 мин$^{-1}$			
АИР71А2	0,75	2820	2,2
АИР71В2	1,1	2805	2,2
АИР80А2	1,5	2850	2,2
АИР80В2	2,2	2850	2,2
АИР90L2	3	2850	2,2
АИР100S2	4	2850	2,2
АИР100L2	5,5	2850	2,2
АИР112М2	7,5	2895	2,2
АИР132М2	11	2910	2,2
АИР160S2	15	2910	2,7
АИР160М2	18,5	2910	2,7
АИР180S2	22	2919	2,7
АИР180М2	30	2925	2,7
Синхронная частота вращения 1500 мин$^{-1}$			
АИР71А4	0,55	1358	2,2
АИР71В4	0,75	1350	2,2
АИР80А4	1,1	1395	2,2
АИР80В4	1,5	1395	2,2
АИР90L4	2,2	1395	2,2
АИР100S4	3	1410	2,2
АИР100L4	4	1410	2,2
АИР112М4	5,5	1432	2,2
АИР132S4	7,5	1440	2,2
АИР132М4	11	1448	2,2
АИР160S4	15	1455	2,9
АИР160М4	18,5	1455	2,9
АИР180S4	22	1462	2,4
АИР180М4	30	1470	2,7
Синхронная частота вращения 1000 мин$^{-1}$			
АИР71А6	0,37	915	2,2
АИР71В6	0,55	915	2,2
АИР80А6	0,75	920	2,2
АИР80В6	1,1	920	2,2
АИР90L6	1,5	925	2,2
АИР100L6	2,2	945	2,2
АИР112МА6	3	950	2,2
АИР112МВ6	4	950	2,2
АИР132S6	5,5	960	2,2

rusautomobile.ru

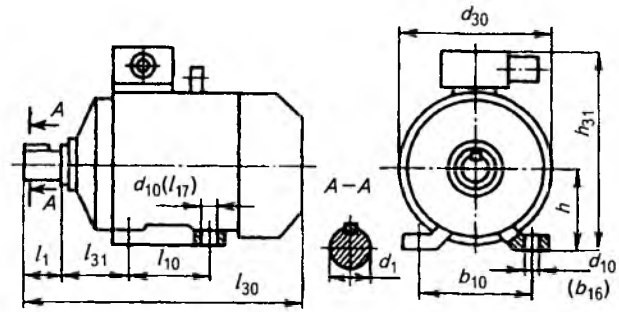
Продолжение

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность P, кВт	Асинхронная частота вращения n, мин$^{-1}$	$T_{max}/T_{ном}$
АИР132М6	7,5	960	2,2
АИР160S6	11	970	2,5
АИР160М6	15	970	2,6
АИР180М6	18,5	980	2,4
Синхронная частота вращения 750 мин$^{-1}$			
АИР132S8	4	716	2,2
АИР132М8	5,5	712	2,2
АИР160S8	7,5	728	2,4
АИР160М8	11	728	2,4
АИР180М8	15	732	2,2
Трехфазные асинхронные двигатели серии 4А (ГОСТ 19523—81)			
Синхронная частота вращения 3000 мин$^{-1}$			
4А71А2	0,75	2840	2,2
4А71В2	1,1	2810	2,2
4А80А2	1,5	2850	2,6
4А80В2	2,2	2850	2,6
4А90L2	3	2840	2,5
4А100S2	4	2880	2,5
4А100L2	5,5	2880	2,5
4А112М2	7,5	2900	2,8
4А132М2	11	2900	2,8
Синхронная частота вращения 1500 мин$^{-1}$			
4А71В4	0,75	1390	2,2
4А80А4	1,1	1420	2,2
4А80В4	1,5	1415	2,2
4А90L4	2,2	1425	2,4
4А100S4	3	1435	2,4
4А100L4	4	1430	2,4
4А112М4	5,5	1445	2,2
4А132S4	7,5	1455	3
4А132М4	11	1460	3
Синхронная частота вращения 1000 мин$^{-1}$			
4А80А6	0,75	915	2,2
4А80В6	1,1	920	2,2
4А90L6	1,5	935	2,2
4А100L6	2,2	950	2,2
4А112МА6	3	955	2,5
4А112МВ6	4	950	2,5
4А132S6	5,5	965	2,5
4А132М6	7,5	970	2,5
4А160S6	11	975	2
Синхронная частота вращения 750 мин$^{-1}$			
4А90LА8	0,75	700	1,9
4А90LВ8	1,1	700	1,9
4А100L8	1,5	700	1,9
4А112МА8	2,2	700	2,2
4А112МВ8	3	700	2,2
4А132S8	4	720	2,6
4А132М8	5,5	720	2,6
4А160S8	7,5	730	2,2
4А160М8	11	730	2,2

rusautomobile.ru

rusautomobile.ru

2. Основные размеры двигателей серии АИР исполнения MI081 (MI082)



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм							Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}; l_{17}; b_{16}	b_{10}	h	
АИР71А	2; 4; 6	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71	8,6(10,5)*
АИР71В		272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71	9,4(10,8)*
АИР80А		296,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80	11,9(13,8)*
АИР80В		320,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80	13,8(15,7)*
АИР90L		337	224,5	210	50	125	56	24	(10/12)	140	90	18,6(20,2)*
АИР100S		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100	23(27,9)*
АИР100L		391	246,5	240	60	140	63	28	(12/16)	160	100	29(33,4)*

АИР112М	2; 4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112	49/41
АИРХ112М	2; 4											49/41
АИР112МА	6											43/35
АИРХ112МА	8											43,5/36
АИР112МВ	6											48/40,5
АИРХ112МВ	8											48,5/41
АИР132S	4	460	325	288	80	140	89	38	12	216	132	70/58
АИРХ132S	6; 8	460				140						68,5/56,5
АИР132М	2	498				178						77,5/64,5
АИРХ132М	4	498				178						83,5/70,5
	6											81,5/68,5
	8											82/70
АИР160S	2	630	385	334	110	178	108	42	15	254	160	125/100
АИРХ160S	4							48				130/100

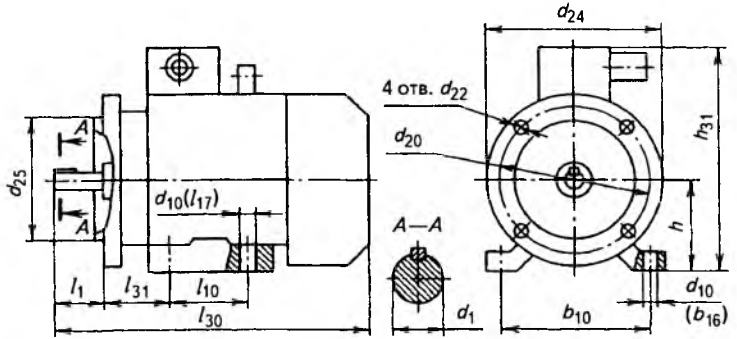
Примечания: 1. В скобках указана масса асинхронного двигателя со щитами из чугуна.
2. В числителе указана масса асинхронного двигателя с чугунными станиной и щитами, в знаменателе – с алюминиевой станиной и чугунными щитами.

---

* Для двигателя с числом пар полюсов $2p = 4$.

russiontools.ru

3. Основные размеры двигателей серии АИР исполнения М2081 (М2082)



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм										Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} $(l_{17}; b_{16})$	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_{10}	h	
АИР71А	2; 4; 6														9,1(12)*
АИР71В		272,5	188	200	40	90	45	19	(7/10)	165	12	130	112	71	9,9(13,3)*
АИР80А		296,5	204,5	200	50	100	50	22	(10/12)	165	12	130	125	80	12,5(14,4)
АИР80В		320,5													14,4(16,3)*
АИР90		337	224,5	250		125	56	24		215	15	180	140	90	19,3(21,8)*
АИР100S		360				112							160	100	23,8(24,4)*
АИР100L	2; 4	391	246,5	250	60	140	63	28	(12/14)	215	15	180			29,8(34,9)*
АИР112М	6												190	112	51,5/44
АИРХ112М	8	435	285	300	80	140	70	32	12	265	15	180			45,5/38
АИРХ112МА															46,3/85

Примечания: 1. В скобках указана масса асинхронных двигателей с чугунными щитами.
2. В числителе указана масса двигателей с чугунными станиной и щитами, в знаменателе — с алюминиевой станиной и чугунными щитами.

* Для двигателей с числом пар полюсов $2p = 4$.

russiontools.ru

4. Значение функции $\Phi(t)$

t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$
0,01	0,0040	0,26	0,1026	0,52	0,1985	1,05	0,3531	2,60	0,4953
0,02	0,0080	0,27	0,1064	0,54	0,2054	1,10	0,3643	2,70	0,4965
0,03	0,0120	0,28	0,1103	0,56	0,2123	1,15	0,3749	2,80	0,4974
0,04	0,0160	0,29	0,1141	0,58	0,2190	1,20	0,3849	2,90	0,4981
0,05	0,0199	0,30	0,1179	0,60	0,2257	1,25	0,3944	3,00	0,49865
0,06	0,0239	0,31	0,1217	0,62	0,2324	1,30	0,4032	3,20	0,49931
0,07	0,0279	0,32	0,1255	0,64	0,2389	1,35	0,4115	3,40	0,49966
0,08	0,0319	0,33	0,1293	0,66	0,2454	1,40	0,4192	3,60	0,49984
0,09	0,0359	0,34	0,1331	0,68	0,2517	1,45	0,4265	3,80	0,499928
0,10	0,0398	0,35	0,1368	0,70	0,2580	1,50	0,4332	4,00	0,499968
0,11	0,0438	0,36	0,1406	0,72	0,2642	1,55	0,4394	4,50	0,499997
0,12	0,0478	0,37	0,1443	0,74	0,2703	1,60	0,4452	5,00	0,4999997
0,13	0,0517	0,38	0,1480	0,76	0,2764	1,65	0,4505		
0,14	0,0557	0,39	0,1517	0,78	0,2823	1,70	0,4554		
0,15	0,0596	0,40	0,1554	0,80	0,2881	1,75	0,4599		
0,16	0,0636	0,41	0,1591	0,82	0,2939	1,80	0,4641		
0,17	0,0675	0,42	0,1628	0,84	0,2995	1,85	0,4678		
0,18	0,0714	0,43	0,1664	0,86	0,3051	1,90	0,4713		
0,19	0,0753	0,44	0,1700	0,88	0,3106	1,95	0,4744		
0,20	0,0793	0,45	0,1736	0,90	0,3159	2,00	0,4772		
0,21	0,0832	0,46	0,1772	0,92	0,3212	2,10	0,4821		
0,22	0,0871	0,47	0,1808	0,94	0,3264	2,20	0,4861		
0,23	0,0910	0,48	0,1844	0,96	0,3315	2,30	0,4893		
0,24	0,0948	0,49	0,1879	0,98	0,3365	2,40	0,4918		
0,25	0,0987	0,50	0,1915	1,00	0,3413	2,50	0,4938		

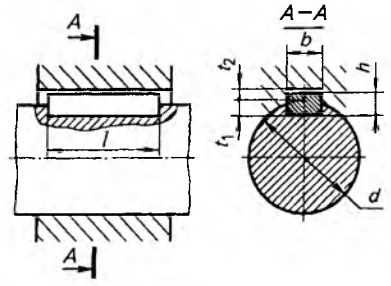
5. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636—69*)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. В знаменателе указаны размеры посадочных мест для подшипников качения.

rusautomobile.ru

6. Призматические шпонки (ГОСТ 23360—78)



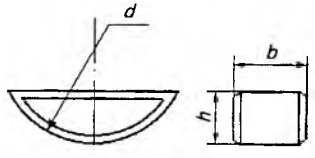
Диаметр вала d, мм	Размеры сечения шпонки, мм		Длина s фаски у шпонки, мм	Глубина паза, мм		Длина шпонки l, мм
	b	h		на валу t_1	в ступице t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14
» 22 » 30	8	7		4	3,3	70
» 30 » 38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8		5	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10		6	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11		7	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14		9	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14		9	5,4	70...280

Примечания: 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

2. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм:

Шпонка 18 × 11 × 80 ГОСТ 23360—78

7. Основные размеры, мм, соединений с сегментными шпонками (ГОСТ 24071—97)



Диаметр вала		Размеры шпонок	Глубина паза	
тип I	тип II	ширина × высота × × диаметр $b \times h \times d$	на валу t_1	во втулке t_2
Св. 12 до 14	Св. 18 до 20	4 × 6,5 × 6	5,3	1,5
» 14 » 16	» 20 » 22	4 × 7,5 ×19	5,0	1,8
» 16 » 18	» 22 » 25	5 × 6,5 × 16	6,0	1,8
» 18 » 20	» 25 » 28	5 × 7,5 × 19	4,5	2,3
» 20 » 22	» 28 » 32	5 × 9 × 22	5,5	2,3
» 22 » 25	» 32 » 36	6 × 9 × 22	7,0	2,3
» 25 » 28	» 36 » 40	6 × 10 × 25	6,5	2,8
» 28 » 32	Св. 40	8 × 11 × 28	8,0	3,3

rusautomobile.ru

8. Шлицевые прямобочные соединения (ГОСТ 1139—80; рис. 10.15, 10.16)

Основные параметры	*d*, мм															
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
Легкая серия																
D, мм	—	—	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	—	—	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b, мм	—	—	6	6	7	7	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	—	—	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Средняя серия																
D, мм	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b, мм	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тяжелая серия																
D, мм	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
b, мм	3	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
f, мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

rusautomobile.ru

9. Шлицевые эвольвентные соединения (ГОСТ 6033—80; рис. 10.15, 10.16)

Модуль m, мм	Число зубьев z при номинальном диаметре D, мм																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
1,25	14	18	22	26	30	34	38										
2				16	18	21	24	26	28	31	34	35	38				
3								17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5														15	16	18	18

10. Посадки элементов соединений прямобочных шлицев

Поверхность центрирования	Соединение	Передача	Посадки поверхностей	
			центрирующих	боковых
Наружный диаметр	Неподвижное	Нереверсивная	$H7/j_s6$	$D9/j_s7$
	»	Реверсивная	$H7/n6$	$F8/j_s7$
	Подвижное	Нереверсивная	$H7/f7$	$D9/e8$
	»	Реверсивная	$H7/h7$	$F8/f7$
Внутренний диаметр	Подвижное	Нереверсивная	$H7/f7$	$D9/f8$
	»	Реверсивная	$H7/h7$	$H8/j_s7$

Примечания: 1. Пример обозначения прямобочного соединения с центрированием по наружному диаметру, числом зубьев $z = 8$, внутренним $d = 62$ мм и наружным $D = 68$ мм диаметрами, шириной $b = 12$ мм, посадками по наружному диаметру $H7/j_s6$ и ширине $D9/j_s7$:

D-8× 62× 68H7/j$_s$6× 12D9/j$_s$7 ГОСТ 1139—80.

В этом соединении обозначение отверстия в ступице

D-8× 62× 68H7× 12D9 ГОСТ 1139—80,

обозначение вала

D-8× 62× 68j$_s$6× 12j$_s$7 ГОСТ 1139—80.

2. Пример обозначения прямобочного соединения с центрированием по внутреннему диаметру, числом зубьев $z = 8$, внутренним $d = 62$ мм и наружным $D = 68$ мм диаметрами, шириной $b = 12$ мм, посадками по внутреннему диаметру $H7/f7$ и ширине $D9/f8$:

d-8× 62H7/f7× 68× 12D9/f8 ГОСТ 1139—80.

В этом соединении обозначение отверстия в ступице

d-8× 62H7× 68× 12D9 ГОСТ 1139—80,

обозначение вала

d-8× 62f7× 68× 12f8 ГОСТ 1139—80.

rusautomobile.ru

11. Посадки элементов соединений эвольвентных шлицев

Поверхность центрирования	Соединение	Передача	Посадки поверхностей	
			центрирующих	боковых
Наружный диаметр	Неподвижное	Нереверсивная	$H7/j_s6$	$H11/h16$
	»	Реверсивная	$H7/n6$	
	Подвижное	Нереверсивная	$H7/g6$	
	»	Реверсивная	$H7/h6$	
Боковая поверхность	Неподвижное	Нереверсивная	$H7/n7$	$D \rightarrow H16/h12$ $d \rightarrow H11/h16$
	»	Реверсивная	$H7/h9$	
	Подвижное	Нереверсивная	$H9/f8$	
	»	Реверсивная	$H9/g9$	

Примечания: 1. Пример обозначения эвольвентного соединения номинального размера $D = 60$ мм при модуле $m = 2$ мм, центрировании по боковым сторонам зубьев и посадке $H9/g9$:

60× 2× 9H/9g ГОСТ 6033—80.

В этом соединении обозначение отверстия в ступице

60× 2 × 9H ГОСТ 6033—80,

обозначение вала

60× 2× 9g ГОСТ 6033—80.

2. Пример обозначения эвольвентного соединения номинального размера $D = 60$ мм при модуле $m = 2$ мм, центрировании по наружному диаметру и посадке $H7/g6$:

60× H7/g6× 2 ГОСТ 6033—80.

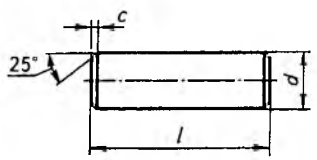
В этом соединении обозначение отверстия в ступице

60× H7× 2 ГОСТ 6033—80,

обозначение вала

60× g6× 2 ГОСТ 6033—80.

12. Размеры, мм, цилиндрических штифтов (ГОСТ 3128—70)



d	6	8	10	12	16
c	1,2	1,6	2	2,5	3
l	10...110	14...140	16...140	20...140	25...140

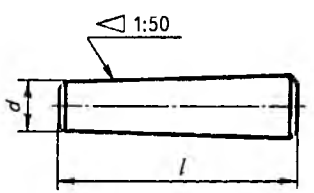
Примечания: 1. Длину l штифта выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 мм.

2. Предельные отклонения диаметра d принимают по $h8$.

3. Пример условного обозначения цилиндрического штифта размерами $d = 10$ мм, $l = 60$ мм:

Штифт 10× 60 ГОСТ 3128—70.

13. Размеры, мм, конических штифтов (ГОСТ 3129—70)



d	6	8	10	12
l	20...100	22...120	26...180	32...220

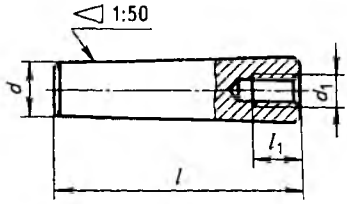
Примечания: 1. Длину l в заданных пределах брать из стандартного ряда.

2. Пример условного обозначения конического штифта размерами $d = 10$ мм, $l = 50$ мм:

Штифт 10× 50 ГОСТ 3129—70.

rusautomobile.ru

14. Размеры, мм, конических штифтов с внутренней резьбой (ГОСТ 9464—79)



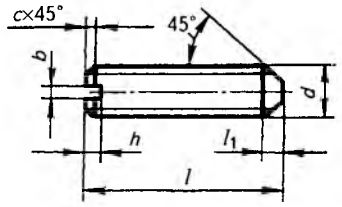
d	6	8	10	12
d_1	M4	M5	M6	M8
l_1	6	8	10	12
l	18...80	22...100	26...120	32...160

Примечания: 1. Размер l в заданных пределах брать из стандартного ряда.
2. Пример условного обозначения конического штифта с внутренней резьбой и размерами $d = 10$ мм, $l = 60$ мм:

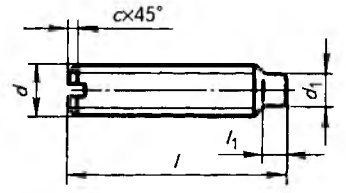
Штифт 10× 60 ГОСТ 9464—79.

15. Размеры, мм, установочных винтов с прямым шлицем классов точности А и В

С коническим концом (ГОСТ 1476—93, ИСО 7434—83)



С цилиндрическим концом (ГОСТ 1478—93, ИСО 7435—83)



d	b	h	c	l_1	l	d_1	r_1	l_1	l
5	0,8	1,8	1	—	5...25	3,5	0,3	2,5	8...25
6	1	2	1	2,5	6...30	4,5	0,4	3	8...35
8	1,2	2,5	1,6	3	8...40	6	0,4	4	10...40
10	1,6	3	1,6	4	10...50	7,5	0,5	4,5	12...50
12	2	3,5	1,6	5	12...50	9	0,6	6	10...50

Примечания: 1. Длину винта l выбирают из ряда: 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50 мм.
2. Пример условного обозначения винта с цилиндрическим концом класса точности В, диаметром резьбы $d = 10$ мм, с полем допуска *g*6, длиной $l = 25$ мм, класса точности 14*H*:

Винт В.М10—g6× 25.14Н ГОСТ 1478—93.

16. Параметры шероховатости поверхностей

Вид поверхности	*Ra*, мкм
Посадочные поверхности валов и корпусов из стали под подшипники качения класса точности 0:	
при d (или D) ≤ 80 мм	1,25
d (или D) > 80 мм	2,5
Посадочные поверхности корпусов из чугуна под подшипники качения класса точности 0:	
при $D \le 80$ мм	2,5
$D > 80$ мм	3,2
Торцы заплечиков валов и корпусов для базирования подшипников качения класса точности 0	2,5

rusautomobile.ru

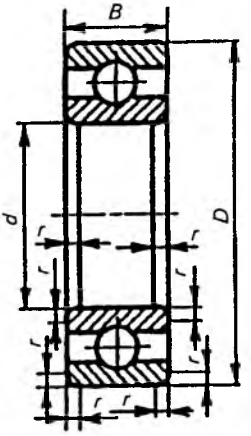
Продолжение

Вид поверхности	*Ra*, мкм
Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия ступицы *l* к его диаметру *d*:	
$l/d < 0,7$	1,6
$l/d \geq 0,7$	3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,63
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочие	3,2
нерабочие	6,3
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес, шкивов:	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
Поверхности шлицев на валах:	
боковая поверхность зуба соединения:	
неподвижного	1,6
подвижного	0,8
цилиндрические центрирующие поверхности соединения:	
неподвижного	0,8
подвижного	0,4
цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2
Поверхности шлицев в отверстиях колес, шкивов, звездочек:	
боковая поверхность зуба соединения:	
неподвижного	1,6
подвижного	0,8
цилиндрические центрирующие поверхности соединения:	
неподвижного	1,6
подвижного	0,8
цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, базирующихся по торцу заплечиков валов, при отношении длины *l* отверстия в ступице к его диаметру *d*:	1,6
$l/d < 0,7$	6,3
$l/d \geq 0,7$	3,2
Торцы ступиц зубчатых и червячных колес, служащие базой для подшипников качения класса точности 0	1,6
Свободные (нерабочие) торцовые поверхности зубчатых и червячных колес	6,3
Рабочие поверхности зубьев зубчатых колес внешнего зацепления:	
с $m \leq 5$ мм	1,25
с $m > 5$ мм	2,5
Рабочие поверхности витков червяков:	
цилиндрических	0,63
глобоидных	1,25
Поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, зубьев звездочек цепных передач	6,3
Фаски и выточки на колесах	6,3
Рабочая поверхность шкивов ременных передач	2,5
Рабочая поверхность зубьев звездочек цепных передач	3,2
Поверхности отверстий под болты, винты, шпильки	12,5
Опорные поверхности под головки болтов, винтов, гаек	6,3

Шероховатость поверхностей можно определить по формуле $Ra \approx 0,05t$, где t — допуск размера.

rusautomobile.ru

17. Шариковые радиальные однорядные подшипники (ГОСТ 8338—75)



Обозначение подшипников	d	D	B	r	Шарики		Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
					D_w	Z	C	C_0		
Особо легкая серия диаметров 1, нормальная серия ширин 0										
100	10	26	8	0,5	4,76	7	4 620	1 960	30	0,019
101	12	28	8	0,5	4,76	8	5 070	2 240	26	0,022
104	20	42	12	1	6,35	9	9 360	4 500	17	0,07
105	25	47	12	1	6,35	10	11 200	5 600	15	0,08
106	30	55	13	1,5	7,14	11	13 300	6 800	12	0,12
107	35	62	14	1,5	7,94	11	15 900	8 500	10	0,16
108	40	68	15	1,5	7,94	12	16 800	9 300	9,5	0,19
109	45	75	16	1,5	8,73	13	21 200	12 200	9	0,24
110	50	80	16	1,5	8,73	12	21 600	13 200	8,5	0,25
111	55	90	18	2	10,32	13	28 100	17 000	7,5	0,39
112	60	95	18	2	11,11	12	29 600	18 300	6,7	0,39
113	65	100	18	2	10,32	15	30 700	19 600	6,3	0,45
114	70	110	20	2	12,3	13	37 700	24 500	6	0,60
115	75	115	20	2	12,3	14	39 700	26 000	5,6	0,66
116	80	125	22	2	13,5	14	47 700	31 500	5,3	0,85
117	84	130	22	2	13,5	14	49 400	33 500	5	0,91
118	90	140	24	2,5	14,3	15	57 200	39 000	4,8	1,20
120	100	150	24	2,5	14,3	15	60 500	41 500	4,3	1,29
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0										
200	10	30	9	1	5,95	6	5 900	2 650	24	0,030
201	12	32	10	1	5,56	7	6 890	3 100	22	0,037
202	15	35	11	1	5,95	8	7 800	3 550	19	0,045
203	17	40	12	1	7,14	7	9 560	4 500	17	0,060
204	20	47	14	1,5	7,94	8	12 700	6 200	15	0,10
205	25	52	15	1,5	7,94	9	14 000	6 950	12	0,12
206	30	62	16	1,5	9,53	9	19 500	10 000	10	0,20
207	35	72	17	2	11,11	9	25 500	13 700	9	0,29
208	40	80	18	2	12,7	9	32 000	17 800	8,5	0,36
209	45	85	19	2	12,7	9	33 200	18 600	7,5	0,41
210	50	90	20	2	12,7	10	35 100	19 800	7	0,47
211	55	100	21	2,5	14,29	10	43 600	25 000	6,3	0,60
212	60	110	22	2,5	15,88	10	52 000	31 000	6	0,80
213	65	120	23	2,5	16,67	10	56 000	34 000	5,3	0,98

rusautomobile.ru

Продолжение

Обозначение подшипников	d	D	B	r	Шарики		Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
					D_w	Z	C	C_0		
214	70	125	24	2,5	17,46	10	61 800	37 500	5	1,08
215	75	130	25	2,5	17,46	11	66 300	41 000	4,8	1,18
216	80	140	26	3	19,05	10	70 200	45 000	4,5	1,40
217	85	150	28	3	19,84	11	83 200	53 000	4,3	1,80
218	90	160	30	3	22,23	10	95 600	62 000	3,8	2,2
220	100	180	34	3,5	25,4	10	124 000	79 000	3,4	3,2
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0										
300	10	35	11	1	7,14	6	8 060	3 750	20	0,05
301	12	37	12	1,5	7,94	6	9 750	4 650	19	0,06
302	15	42	13	1,5	7,94	7	11 400	5 400	17	0,08
303	17	47	14	1,5	9,53	6	13 500	6 650	16	0,11
304	20	52	15	2	9,53	7	15 900	7 800	13	0,14
305	25	62	17	2	11,51	7	22 500	11 400	11	0,23
306	30	72	19	2	12,3	8	28 100	14 600	9	0,34
307	35	80	21	2,5	14,29	7	33 200	18 000	8,5	0,44
308	40	90	23	2,5	15,08	8	41 000	22 400	7,5	0,63
309	45	100	25	2,5	17,46	8	52 700	30 000	6,7	0,83
310	50	110	27	3	19,05	8	61 800	36 000	6,3	1,08
311	55	120	29	3	20,64	8	71500	41500	5,6	1,35
312	60	130	31	3,5	22,23	8	81 900	48 000	5	1,70
313	65	140	33	3,5	23,81	8	92 300	56 000	4,8	2,11
314	70	150	35	3,5	25,4	8	104 000	63 000	4,5	2,60
315	75	160	37	3,5	28,58	8	112 000	72 500	4,3	3,10
316	80	170	39	3,5	30,16	8	124 000	80 000	3,8	3,60
317	85	180	41	4	31,75	8	133 000	90 000	3,6	4,30
318	90	190	43	4	31,75	8	143 000	99 000	3,4	5,10
320	100	215	47	4	36,51	8	174 000	132 000	3	7,00
Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширин 0										
403	17	62	17	2	12,7	6	22 900	11 800	12	0,27
405	25	80	21	2,5	16,67	6	36 400	20 400	9	0,5
406	30	90	23	2,5	19,05	6	47 000	26 700	8,5	0,72
407	35	100	25	2,5	20,64	6	55 300	31 000	7	0,93
408	40	110	27	3	22,23	6	63 700	36 500	6,7	1,20
409	45	120	29	3	23,02	7	76 100	45 500	6	1,52
410	50	130	31	3,5	25,4	7	87 100	52 000	5,3	1,91
411	55	140	33	3,5	26,99	7	100 000	63 000	5	2,3
412	60	150	35	3,5	28,58	7	108 000	70 000	4,8	2,8
413	65	160	37	3,5	30,16	7	119 000	78 000	4,5	3,4
414	70	180	42	4	34,93	7	143 000	105 000	3,8	5,3
416	80	200	48	4	38,1	7	163 000	125 000	3,4	7,0
417	85	210	52	5	39,69	7	174 000	135 000	3,2	8,0
418	90	225	54	5	—	—	146 000	146 000	—	11,4

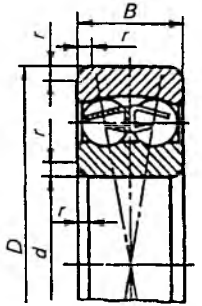
Примечания: 1. Масса подшипников рассчитана с сепаратором, штампованным из стального листа при плотности стали 7,85 кг/дм^3.

2. Пример обозначения радиального шарикового подшипника легкой серии диаметров 2, серии ширин 0 размерами $d = 60$ мм, $D = 110$ мм, $B = 22$ мм:

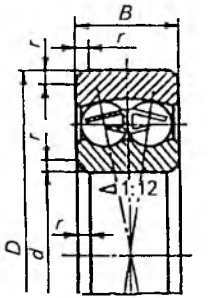
Подшипник 212 ГОСТ 8338—75.

rusautomobile.ru

18. Радиальные сферические двухрядные шариковые подшипники (ГОСТ 28428—90)



Тип 1000 с цилиндрическим отверстием



Тип 111000 с коническим отверстием

Обозначение подшипников типа		Размеры, мм				Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг	Расчетные параметры					
											Y			X	
1000	111000	d	D	B	r	C	C_0			e	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	Y_0	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
Легкая серия диаметров 2, серия ширин 0															
1200		10	30	9		5 530	1 370	24	0,033	0,32	1,96	3,03	2,05		
1201	—	12	32	10	1	5 590	1 500	22	0,04	0,33	1,88	2,92	1,97		
1202		15	35	11		7 410	2 040	19	0,05	0,33	1,90	2,94	1,99		
1203		17	40	12		7 930	2 420	18	0,073	0,31	2,05	3,18	2,15		
1204	111204	20	47	14		9 950	3 180	15	0,12	0,27	2,31	3,57	2,42		
1205	111205	25	52	15	1,5	12 100	4 000	13	0,14	0,27	2,32	3,60	2,44	1	0,65
1206	111206	30	62	16		15 600	5 800	10	0,22	0,24	2,58	3,99	2,70		
1207	111207	36	72	17	2	15 900	6 600	9	0,32	0,23	2,74	4,24	2,87		
1208	111208	40	80	18		19 000	8 550	8,5	0,42	0,22	2,87	4,44	3,01		
1209	111209	45	85	19	2	21 600	9 600	7,5	0,47	0,21	2,97	4,60	3,11	1	0,65
1210	111210	50	90	20		22 900	10 800	7	0,53	0,21	3,13	4,85	3,28		
1211	111211	55	100	21		26 500	13 300	6,3	0,71	0,20	3,20	5,00	3,39		
1212	111212	60	110	22		30 200	15 500	5,6	0,90	0,19	3,40	5,27	3,57		

russmotobile.ru

1213	111213	65	120	23	2,5	31 200	17 200	5,3	1,15	0,17	3,70	5,73	3,88		
1214	111214	70	125	24		34 500	18 700	5	1,26	0,18	3,50	5,43	3,68	1	0,65
1215	111215	75	130	25		39 000	21 500	4,8	1,36	0,18	3,60	5,57	3,77		
1216	111216	80	140	26		39 700	23 500	4,5	1,67	0,16	3,90	6,10	4,13		
1217	111217	85	150	28	3	48 800	28 500	4	2,10	0,17	3,69	5,71	3,87		
1218	111218	90	160	30		57 200	32 000	3,8	2,52	0,17	3,76	5,82	3,94		
Легкая широкая серия диаметров 5															
1506	111506	30	62	20	1,5	15 300	5 700	9,5	0,26	0,39	1,59	2,47	1,68		
1507	111507	35	72	23	2	21 600	8 200	8,5	0,40	0,37	1,69	2,62	1,77		
1508	111508	40	80	23	2	22 500	9 450	7,5	0,50	0,33	1,90	2,94	1,99		
1509	111509	45	85	23	2	23 400	10 700	7	0,54	0,31	2,06	3,19	2,16	1	0,65
1510	111510	50	90	23	2	23 400	11 500	6,3	0,59	0,29	2,20	3,41	2,31		
1511	111511	55	100	25	2,5	26 500	13 400	—	0,81	—	—				
1512	111512	60	110	28	2,5	33 800	16 600	—	1,09	—	—				
1513	111513	65	120	31	2,5	43 600	21 600	—	1,46	—	—				
Средняя серия диаметров 3															
1300		10	35	11	1	7 250	2 000	18	0,06	0,33	1,91	2,96	2		
1301	—	12	37	12	1,5	9 360	2 600	18	0,07	0,35	1,81	2,80	1,9	1	0,65
1302		15	42	13	1,5	9 560	2 800	17	0,09	0,33	1,89	2,92	1,98		
1303	—	17	47	14		12 500	3 660	14	0,13	0,33	1,92	2,97	2,01		
1304	111304	20	52	15		12 500	3 660	12	0,16	0,29	2,17	3,35	2,27		
1305	111305	25	62	17	2	17 800	6000	9,5	0,26	0,28	2,26	3,49	2,36		
1306	111306	30	72	19		21 200	7 700	9	0,39	0,26	2,46	3,80	2,58		
1307	111307	35	80	21		25 100	9 800	7,5	0,51	0,25	2,57	3,98	2,69		
1308	111308	40	90	23	2,5	29 600	12 200	6,7	0,71	0,23	2,61	4,05	2,74		
1309	111309	45	100	25		37 700	15 900	6,3	0,96	0,25	2,54	3,93	2,66		
1310	111310	50	110	27	3	43 600	17 500	5,6	1,21	0,24	2,68	4,14	2,80	1	0,65
1311	111311	55	120	29		50 700	22 500	5	1,58	0,23	2,70	4,17	2,82		
1312	111312	60	130	31		57 200	26 500	4,5	1,96	0,23	2,80	4,33	2,93		
1313	111313	65	140	33		61 800	29 500	4,3	2,5	0,23	2,79	4,31	2,92		
1314	111314	70	150	35	3,5	74 100	35 500	4	3,0	0,22	2,81	4,35	2,95		
1315	111315	75	160	37		79 300	38 500	3,8	3,6	0,22	2,84	4,39	2,97		

russianmobile.ru

Продолжение

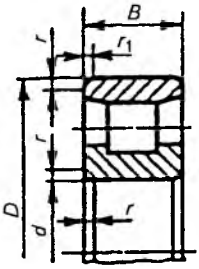
Обозначение подшипников типа		Размеры, мм				Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг	Расчетные параметры					
											Y			X	
1000	111000	d	D	B	r	C	C_0			e	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	Y_0	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
1316	111316	80	170	39		88 400	42 000	3,6	4,2	0,22	2,92	4,52	3,06		
1317	111317	85	180	41		97 500	48 500	3,4	5,0	0,22	2,90	4,49	3,04		
1318	111318	90	190	43	4	117 000	56 000	3,2	5,8	0,22	2,82	4,36	2,95		
1320	111320	100	215	47		133 600	64 000	2,8	8,3	0,24	2,67	4,14	2,80		
Средняя широкая серия диаметров 6															
1605	111506	25	62	24	2	24 200	7 500	9,5	0,34	0,47	1,34	2,07	1,40		
1606	111606	30	72	27		31 200	10 000	8,5	0,50	0,44	1,43	2,22	1,50		
1607	111607	35	80	31		39 700	12 900	7	0,68	0,46	1,36	2,11	1,43	1	0,65
1608	111608	40	90	33	2,5	44 900	15 700	6,3	0,93	0,43	1,46	2,25	1,52		
1609	111609	45	100	36		54 000	19 400	5,6	1,23	0,42	1,51	2,33	1,58		
1610	111610	50	110	40	3	63 700	23 600	5,3	1,61	0,43	1,48	2,29	1,55		
1611	111611	55	120	43		76 100	28 000	4,5	2,10	0,41	1,52	2,35	1,60		
1612	111612	60	130	46		87 100	33 000	4	2,60	0,41	1,56	2,41	1,63	1	0,65
1613	111613	65	140	48	3,5	95 600	38 500	3,6	3,20	0,38	1,65	2,55	1,73		
1614	111614	70	150	51		111 000	44 500	3,2	3,92	0,38	1,68	2,59	1,76		
1616	111616	80	170	58		135 000	58 000	2,6	6,10	0,37	1,68	2,61	1,76		

П р и м е ч а н и е. Пример обозначения двухрядного сферического радиального шарикового подшипника типа 1000, серии диаметров 2 с размерами d = 50 мм, D = 90 мм, B = 20 мм:

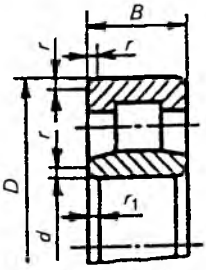
Подшипник 1210 ГОСТ 28428—90.

rusmonobile.ru

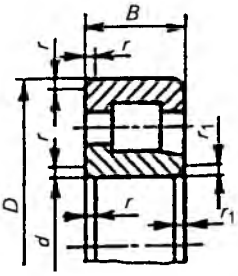
19. Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328—75)



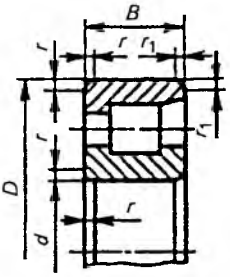
Тип 2000



Тип 32 000



Тип 42 000



Тип 12 000

Обозначение подшипников типа		Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
2100	32100	d	D	B	r	r_1	C	C_0		
Особо легкая серия диаметров 1, нормальная серия ширин 0										
2104	—	20	42	12	1	0,5	8 800	4 700		0,08
2106	32106	30	55	13	1,5	0,8	17 900	78 500	12	0,14
2107	32107	35	62	14	1,5	0,8	21 600	12 200		—
2108	32108	40	68	15	1,5	1	25 100	14 600		0,22
2109	32109	45	75	16	1,5	1	31 400	17 600	9	0,31
2110	32110	50	80	16	1,5	1	30 800	17 600	8,5	0,33
2111	32111	55	90	17	2	1,5	34 700	23 600	1,5	0,45
2112	32 112	60	95	18	2	1,5	35 800	22 800		0,48
2113	32 113	65	100	18	2	1,5	38 000	26 500	6,3	0,51
2114	32114	70	110	20	2	1,5	56 100	36 000	6	0,7
2115	32115	75	115	20	2	1,5	58 300	39 000		0,74
2116	32116	80	125	22	2	1,5	66 000	44 000	5,3	1
2117	32117	85	130	22	2	1,5	68 200	46 500		1,05
2118	32118	90	140	24	2,5	2	80 900	56 000	4,8	1,35

Продолжение

Обозначение подшипников типа				Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
2200	32200	42200	12200	d	D	B	r	r_1	C	C_0		
Легкая серия диаметров повышенной грузоподъемности 2, узкая серия ширин 0												
2202	32202	42202	12202	15	35	11	1	0,5	12 500	6 400	19	0,07
2203	32203	42203	12203	17	40	12	1	0,5	17 200	7 100	17	0,07
2204	32204	42204	12204	20	47	14	1,5	1	25 100	12 600	15	0,11
2205	32205	42205	12205	25	52	15	1,5	1	28 600	15 200	12	0,13
2206	32206	42206	12206	30	62	16	1,5	1	38 000	19 600	10	0,2
2207	32207	42207	12207	35	72	17	2	1	48 400	26 500	9	0,29
2208	32208	42208	12208	40	80	18	2	2	53 900	29 500	8,5	0,37
2209	32209	42209	12209	45	85	19	2	2	60 500	35 000	7,5	0,43
2210	32210	42210	12210	50	90	20	2	2	64 400	37 500	7	0,48
2211	32211	42211	12211	55	100	21	2,5	2	84 200	49 000	6,3	0,64
2212	32212	42212	12212	60	110	22	2,5	2,5	93 500	53 500	5,6	0,82
2213	32213	42213	12213	65	120	23	2,5	2,5	106 000	66 500	5,3	1,05
2214	32214	42214	12214	70	125	24	2,5	2,5	119 000	71 000	5	1,15
2215	32215	42215	12215	75	130	25	2,5	2,5	130 000	81 500	4,8	1,25
2216	32216	42216	12216	80	140	26	3	3	138 000	87 000	4,5	1,5
2217	32217	42217	12217	85	150	28	3	3	165 000	108 000	4,3	1,9
2218	32218	42218	12218	90	160	30	3	3	183 000	120 000	3,8	2,3
2220	32220	42220	12220	100	180	34	3,5	3,5	251 000	170 000	3,4	3,4

rusautomobile.ru

Продолжение

Обозначение подшипников типа				Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
7300	32300	42300	12300	d	D	B	b	$r = r_1$	C	C_0		
Серия диаметров 3 повышенной грузоподъемности, серия ширин 0												
2305	32305	42305	12305	25	62	17	4	2	40 200	23 200	9,5	0,24
2306	32306	42306	12306	30	72	19	5	2	51 200	26 000	8,5	0,36
2307	32307	42307	12307	35	80	21	6	2,5	64 400	35 000	8	0,48
2308	32308	42308	12308	40	90	23	7	2,5	80 900	44 500	6,7	0,66
2309	32309	42309	12309	45	100	25	7	2,5	99 000	56 000	6,3	0,87
2310	32310	42310	12310	50	110	27	8	3	110 000	70 500	5,6	1,15
2311	32311	42311	12311	55	120	29	9	3	138 000	87 500	5	1,45
2312	32312	42312	12312	60	130	31	9	3,5	151 000	98 000	4,8	1,85
2313	32313	42313	12313	65	140	33	10	3,5	183 000	107 000	4,5	2,25
2314	32314	42314	12314	70	150	35	10	3,5	205 000	124 000	4	2,75
2315	32315	42315	12315	75	160	37	11	3,5	242 000	149 000	3,8	3,25
2316	32316	42316	12316	80	170	39	11	3,5	260 000	163 000	3,6	3,9
2317	32317	42317	12317	85	180	41	12	4	297 000	190 000	3,4	4,5
2318	32318	42318	12318	90	190	43	12	4	319 000	206 000	3,2	5,4
2320	32320	42320	12320	100	215	47	13	4	391 000	250 000	2,8	7,7
2322	32322	42322	12322	110	240	50	14	4	468 000	310 000	2,4	10,5

Продолжение

Обозначения подшипников типа				Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
2600	32600	42600	12600	d	D	B	b	$r = r_1$	C	C_0		
Серия диаметров 6 повышенной грузоподъемности, серия ширин 0												
2605	32605	42605	12605	25	62	24	—	2	56 100	34 500	9	0,34
2606	32606	42606	12606	30	72	27	—	2	73 700	46 500	8	0,5
2607	32607	42607	12607	35	80	31	—	2,5	91 300	61 000	7	0,7
2608	32608	42608	12608	40	90	33	—	2,5	112 000	75 000	6,3	0,96
2609	32609	42609	12609	45	100	36	—	2,5	138 000	95 000	5,6	1,25
2610	32610	42610	12610	50	110	40	8	3	161 000	114 000	5	1,7
2611	32611	42611	12611	55	120	43	9	3	201 000	143 000	4,8	2,1
2612	32612	42612	12612	60	130	46	9	3,5	224 000	160 000	4,3	2,7
2613	32613	42613	12613	65	140	48	10	3,5	251 000	180 000	4	3,25
2614	32614	42614	12614	70	150	51	10	3,5	275 000	200 000	3,83	3,95
2615	32615	42615	12615	75	160	55	11	3,5	330 000	245 000	3,4	4,85
2616	32616	42616	12616	80	170	58	11	3,5	358 000	265 000	3,2	5,85
2617	32617	42617	12617	85	180	60	12	4	—	—	3	6,6
2618	32618	42618	12618	90	190	64	12	4	440 000	325 000	2,8	7,9
2620	32620	42620	12620	100	215	73	13	4	583 000	450 000	2,4	12

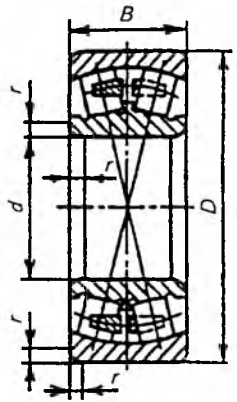
Примечание. Пример обозначения подшипника типа 42300 с размером $d = 30$ мм, $D = 72$ мм, $B = 19$ мм:

Подшипник 42306 ГОСТ 8328—75.

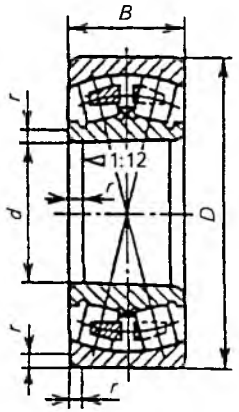
rusautomobile.ru

20. Роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники (ГОСТ 5721—75)

Тип 3000 с цилиндрическим отверстием



Тип 113000 с коническим отверстием



Обозначение подшипников типа		Размеры, мм				Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг	Расчетные параметры					
											Y			X	
3000	113000	d	D	B	r	C	C_0			e	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	Y_0	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
Легкая серия диаметров 5, широкая серия ширин 0															
3508	113508	40	80	23	2	57 000	33 000	4,5	0,58	0,321	2,1	3,13	2,06		
3509	113509	45	85	23	2	64 000	35 000	4,3	0,60	0,293	2,26	3,36	2,21		
3514	113514	70	125	31	2,5	132 000	93 800	2,6	1,67	0,27	2,51	3,74	2,48		
3516	113516	80	140	33	3	160 000	118 000	2,2	2,20	0,25	2,68	4	2,63	1	0,67
3518	113518	90	160	40	3	216 000	159 000	1,9	3,55	0,27	2,54	3,77	2,48		
3520	113520	100	180	46	3,5	275 000	212 000	1,8	5,20	0,27	2,47	3,68	2,41		

russianmobile.ru

Продолжение

Обозначение подшипников типа		Размеры, мм				Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг	Расчетные параметры					
											Y			X	
3000	113000	d	D	B	r	C	C_0			e	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	Y_0	$\frac{F_a}{F_r} \le e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$
Средняя серия диаметров 6, широкая серия ширин 0															
3608	113608	40	90	33	2,5	95 000	64 900	4,3	1,03	0,42	1,61	2,4	1,58	1	0,67
3609	113609	45	100	36	2,5	114 000	74 800	3,8	1,4	0,41	1,67	2,5	1,62		
3610	113610	50	110	40	3	150 000	101 000	3,4	1,9	0,42	1,62	2,42	1,59		
3611	113611	55	120	43	3	170 000	118 000	3,0	2,4	0,41	1,66	2,47	1,62		
3512	113612	60	130	46	3,5	196 000	128 000	2,8	3,1	0,4	1,68	2,5	1,64		
3613	113613	65	140	48	3,5	220 000	142 000	2,4	3,7	0,37	1,8	2,69	1,77		
3614	113614	70	150	51	3,5	270 000	181 000	2,2	4,35	0,37	1,81	2,7	1,78	1	0,67
3615	113615	75	160	55	3,5	300 000	207 000	2,0	5,4	0,38	1,78	2,65	1,74		
3616	113616	80	170	58	3,5	325 000	227 000	1,9	6,6	0,36	1,88	2,81	1,84		
3617	113617	85	180	60	4	365 000	270 000	1,8	7,4	0,37	1,84	2,74	1,8		
3618	113618	90	190	64	4	400 000	300 000	1,8	9,3	0,37	1,83	2,72	1,79		
3620	113620	100	215	73	4	520 000	410 000	1,7	13	0,37	1,81	2,7	1,77		

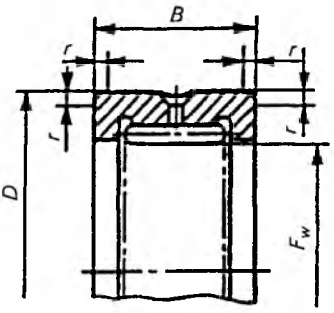
Примечание. Пример обозначения двухрядного сферического радиального роликового подшипника средней серии диаметров 6, широкой серии ширин 0 с размерами $d = 45$ мм, $D = 100$ мм, $B = 36$ мм:

Подшипник 3609 ГОСТ 5721—75.

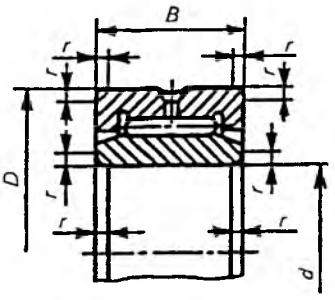
rusmonobile.ru

21. Роликовые радиальные игольчатые подшипники (ГОСТ 4657—82)

Тип 24 000



Тип 74 000



Диаметр отверстия для смазки, мм:

2 для D ≤ 30 мм,

3 для 30 < D ≤180 мм.

По согласованию с заказчиком на внутреннем кольце допускаются отверстия для смазки, а на наружной поверхности наружного кольца (посередине) — кольцевая проточка.

Обозначение подшипников типа		Размеры, мм							Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, $мин^{-1}$	Масса, кг, подшипников типа	
74000	24000	d	F_w номинальное значение	F_w отклонение верхнее	F_w отклонение нижнее	D	B	r	C	C_0		74000	24000
Сверхлегкая серия диаметров 9, серия ширин 4													
4074094	4024904	20	25	0,033	0,02	37	17	0,5	19 000	15 300	6,3	0,08	0,06
4074905	4024905	25	30	0,033	0,02	42	17	0,5	21 000	17 000	5	0,1	0,07
4074918	4024918	90	105	0,058	0,036	125	35	2	104 000	124 000	2	1,57	0,94
4074920	4024920	100	115	0,058	0,036	140	40	2	106 000	132 000	1,6	2,31	1,51
Предусмотрены также d = 110...160 мм													
Особо легкая серия диаметров 1, серия ширин 4													
4074103	4024103	17	24	0,033	0,02	35	18	0,5	19 300	10 600	6,7	0,1	0,07
4074104	4024104	20	28	0,033	0,02	42	22	1	22 000	17 900	6,3	0,18	0,12
4074105	4024105	25	34	0,041	0,025	47	22	1	25 000	21 700	5	0,2	0,13
4074106	4024106	30	40	0,041	0,025	55	25	1,5	30 000	29 500	4,5	0,31	0,20
4074107	4024107	35	46	0,041	0,025	62	27	1,5	37 200	38 500	4	0,42	0,27
4074108	4024108	40	52	0,049	0,03	68	28	1,5	40 800	43 500	3,4	0,50	0,31
4074109	4024109	45	58	0,049	0,03	75	30	1,5	42 000	54 500	3,2	0,63	0,39
4074110	4024110	50	62	0,049	0,03	80	30	1,5	45 000	58 000	2,6	0,69	0,44
4074111	4024111	55	70	0,049	0,03	90	35	2	59 000	72 000	2,6	0,97	0,60
4074112	4024112	60	75	0,049	0,03	95	35	2	62 000	77 500	2,2	1,13	0,69
4074113	4024113	65	80	0,049	0,03	100	35	2	65 000	82 500	2	1,19	0,73
4074114	4024114	70	88	0,058	0,036	110	40	2	89 000	117 000	1,8	1,74	1,04
4074115	4024115	75	92	0,058	0,036	115	40	2	92 000	122 000	1,6	1,80	1,10
4074116	4024116	80	100	0,058	0,036	125	45	2	97 500	132 000	1,3	2,46	1,46

Примечания: 1. Пример обозначения роликового радиального игольчатого подшипника типа 74000 серии диаметров 1, серии ширин 4 с размерами d = 50 мм, D = 80 мм, B = 30 мм:

Подшипник 4074110 ГОСТ 4657—82.

ГОСТ 4657—82 предусматривает изготовление подшипников других типов.

2. Технические требования. Предельные отклонения диаметра дорожек качения на валу подшипников типа 24000 — по*h5*. Твердость поверхности дорожек качения на валу под подшипники типа 24000 должна быть не менее *HRC*61. Параметры шероховатости поверхности дорожек качения на валу под подшипники типа 24000 должны быть $Ra \geq 0{,}32$ мкм.

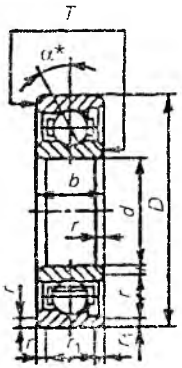
Съемные детали комплектных и некомплектных подшипников могут быть невзаимозаменяемыми.

Подшипники типа 24000 поставляют с невзаимозаменяемыми деталями в разобранном виде. Чтобы детали не перепутать, на коробки с роликами и наружную цилиндрическую поверхность колец наносят номер комплекта. Кольца и комплект упакованных роликов вкладывают в одну общую коробку.

rusautomobile.ru

22. Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (ГОСТ 831—75)

Типы 36000, 46000, 66000



α^* — угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника.

Для подшипников типа 36000К6 угол $\alpha = 15°$; типа 46000 $\alpha = 26°$; типа 66000 $\alpha = 36°$.

Обозначение подшипников типа		Размеры, мм					Шарики		Базовая грузоподъемность, Н				$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$		Масса, кг
									C, для типа		C_0, для типа				
36000	46000	d	D	b = T	r	r_1	D_w	z	36000	46000	36000	46000	36000	46000	
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0															
36202К6	46202	15	35	11	1	0,5	5,95	10	6000	8520	3750	3650	24	18	0,05
36203К6	46203	17	17	12			7,1	10	9200	—	5750	—	18	—	0,07
36204К6	46204	20	47	14			7,94	11	11900	14800	7450	7640	16	15	0,11
36205К6	46205	25	52	15	1,5	0,8	7,94	12	12400	15700	8000	8340	13	11	0,135
36206К6	46206	30	62	16			9,53	12	16300	21900	12000	12000	11	10	0,2
36207К6	46207	35	72	17			11,11	12	20000	29000	15300	16400	10	9	0,29
36208К6	46208	40	80	18	2	1	12,7	12	27000	36800	20400	21400	9,5	8	0,37
36209К6	46209	45	85	19			12,7	13	32000	38700	25500	23100	9	7	0,42
36210К6	46210	50	90	20			12,7	14	35500	40600	28500	24900	8	6,3	0,48
36211К6	46211	55	100	21			14,29	14	41500	50300	34500	31500	7	6,3	0,63
36212К6	46212	60	110	22			15,88	14	50000	60800	42500	38800	6,3	5,6	0,8
36213К6	46213	65	120	23	2,5	1,2	16,67	15	—	69400	—	45900	—	5,3	1
36214К6	46214	70	125	24			17,46	15	60000	—	52000	—	6	—	1,1
36215К6	46215	75	130	25			17,46	16	73500	78400	65500	53800	—	5	1,21
36216К6	46216	80	140	26			19,05	15	73500	87900	65500	60000	5,6	4,3	1,48
36217К6	46217	85	150	28	3	1,5	19,84	15	81500	94400	76500	65100	5	4	1,84
36218К6	46218	90	160	30			22,23	14	90000	111000	85000	76200	4,8	3,6	2,26
36220К6	46220	100	180	34	3,5	2	25,44	15	—	148000	—	107000	—	3,2	3,32

russianpolis.ru

Продолжение

Обозначение подшипников типа	Размеры, мм					Шарики		Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
	d	D	$b = T$	r	r_1	D_w	z	C	C_0		
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0											
46303	17	47	14	1,5	1	9,6		16100	8000	16	0,122
46304	20	52	15	2	1,1	10,24		17800	9000	16	0,159
46305	25	25	17	2	1	11,51	10	26900	14600	9	0,25
46306	30	30	19			12,30	11	32600	18300	8	0,38
46307	35	80	221		1,2	14,29	11	42600	24700	7,3	0,51
46308	40	90	23	2,5		15,08	12	50000	30100	6,3	0,69
46309	45	100	25			17,46	11	61400	37000	5,6	0,93
46310	50	110	27	3	1,5	19,09	11	71800	44000	5	1,2
463012	60	130	31			22,23	12	100000	65300	4,3	1,94
46313	65	140	33	3,5		23,81	12	113000	75000	4	2,38
46314	70	150	35		2	25,40	12	127000	85300	3,6	2,89
46318	90	190	43	4		31,75	12	165000	122000	2,8	5,65
46320	100	215	47			36,51	12	213000	177000	2,4	8,04
Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширин 0											
66406	30	90	23	2,5	1,2	19,2	10	43800	27600	6,3	0,77
66407	35	100	25	2,5	1,2	20,8	10	45400	33700	6,3	1,05
66408	40	110	27			20,64	10	72200	42300	4,3	1,37
66409	45	120	29	3	1,5	23,02	10	81600	47300	4	1,75
66410	50	130	31	3,5	2	24,61	10	98900	60100	2,8	2,17
66412	60	150	35			26,99	10	125000	79500	2,2	3,37
66414	70	180	42	4	2	36,51	10	152000	109000	1,4	5,7
66418	90	225	54	5	2,5	41,28	10	208800	162000	1,2	12

russianbobile.ru

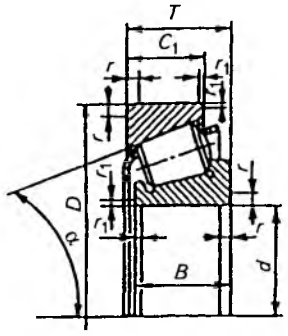
23. Предельные отклонения, мм, монтажной высоты T подшипника

Номинальные значения диаметра d	Предельные отклонения монтажной высоты T для подшипников типа							
	36200		46200		46300		66400	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Свыше 9 до 20		0,25		0,3		0,40	—	—
» 20 » 50	0,1	0,25	0	0,35	0	0,45	0,1	0,35
» 50 » 80		0,3		0,45		0,60	0,1	0,50
» 80 » 180		0,3		0,7		0,70	0,1	0,60

Пример обозначения однорядного радиально-упорного шарикового подшипника типа 36000 серии диаметров 2 при $\alpha = 15°$, $d = 17$ мм, $D = 40$ мм и $T = 12$ мм:

Подшипник 36203 К6 ГОСТ 831—75.

24. Роликовые конические однорядные подшипники с углом конуса 20...30° (ГОСТ 27365—87)



Для подшипников средней серии диаметров 3, серии ширин 1 угол конуса $\alpha = 28°48'39''$.

Обозначение подшипника	Размеры, мм							Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
	d	D	B	C_1	T	r	r_1	C	C_0		
1027305А	25	62	17	13	18,25	1,5	0,8	35800	23200	6,7	0,274
1027306А	30	72	19	14	20,75	1,5	0,8	44600	29000	5,6	0,399
1027307А	35	80	21	15	22,75	2,1	1	57200	39000	5	0,533
1027308А	40	90	23	17	25,25	2	1	69300	54000	4,5	0,747
1027309А	45	100	25	18	27,25	2	1	85800	60000	4	0,997
1027310А	50	110	27	19	29,25	2,5	1	99000	72500	3,6	1,27
1027311А	55	120	29	21	31,5	2,5	1	114000	80000	3,2	1,62
1027312А	60	130	31	22	33,5	3	1	134000	96500	3	2,01
1027313А	65	140	33	23	36	3	1	154000	112000	2,6	2,47
1027314А	70	150	35	25	38	3	1	176000	127000	2,4	3,01
1027315А	75	160	37	26	40	3	1	194000	143000	2,2	3,54
1027316А	80	170	39	27	42,5	3	1	212000	153000	—	4,2
1027317А	85	180	41	28	44,5	4	1,5	229000	166000	1,9	5,1
1027318А	90	190	43	30	46,5	4	1,5	251000	183000	1,8	5,90
1027319А	95	200	45	32	49,5	4	1,5	275000	204000	—	6,95
1027320А	100	215	51	35	56,5	4	1,5	352000	270000	—	9,07

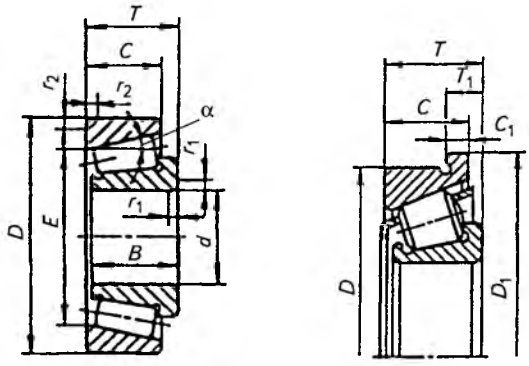
Примечания: 1. Расчетные параметры: $e = 0,83$; $Y = 0,72$; $Y_0 = 0,4$.

2. Пример обозначения роликового подшипника средней серии диаметров 3, серии ширин 1 при $d = 50$ мм, $D = 110$ мм и $T = 29,25$ мм:

Подшипник 1027310 ГОСТ 27365—87.

rusautomobile.ru

25. Роликовые конические однорядные подшипники повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365—87)



Значения размера T_1 определяют по формуле: $T_1 = T - C + C_1$. Значения C_1 принимают по таблице 26.

Обозначение подшипника	Размеры, мм								α	Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг	Расчетные параметры		
	d	D	B	C	T	E	r_1	r_2		C	C_0			e	Y	Y_0
Серия диаметров 2, серия ширин 0																
7203А	17	40	12	11	13,25	31,408	1	1	12°57′10″	17900	12000	9	0,081	0,31	1,91	1,05
7204А	20	47	14	12	15,25	37,304	1	1	12°57′10″	26000	16600	8	0,128	0,36	1,67	0,92
7205А	25	52	15	13	16,25	41,135	1	1	14°02′10″	29200	21000	7,5	0,157	0,36	1,67	0,92
7206А	30	62	16	14	17,25	49,990	1	1	14°02′10″	38000	25500	6,3	0,240	0,36	1,65	0,92
7207А	35	72	17	15	18,25	58,844	1,5	1,5	14°02′10″	48400	32500	5,3	0,340	0,37	1,62	0,89
7208А	40	80	18	16	19,75	65,730	1,5	1,5	14°02′10″	58300	40000	4,8	0,435	0,38	1,56	0,86
7209А	45	85	19	16	20,75	70,440	1,5	1,5	15°06′34″	64700	50000	4,5	0,499	0,41	1,45	0,80
7210А	50	90	20	17	21,75	75,078	1,5	1,5	15°38′32″	70400	55000	4,3	0,566	0,37	1,60	0,88
7211А	55	100	21	18	22,75	84,197	2	1,5	15°06′34″	84200	61000	3,8	0,732	0,41	1,46	0,80
7212А	60	110	22	19	23,75	91,876	2	1,5	12°57′10″	91300	70000	3,4	0,931	0,35	1,71	0,94
7113А	65	120	23	20	24,75	101,934	2	1,5	12°57′10″	108000	78000	—	1,17	—	—	—
7214А	70	125	24	21	26,25	105,748	2	1,5	14°02′10″	119000	89000	3	1,3	0,37	1,62	0,89
7215А	75	130	25	22	27,25	110,408	2	1,5	14°02′10″	130000	100000	2,8	1,41	0,39	1,55	0,85
7216А	80	140	26	22	28,25	119,169	2,5	2	14°02′10″	140000	114000	2,4	1,70	0,42	1,43	0,78
7217А	85	150	28	24	30,5	126,685	2,5	2	14°02′10″	165000	134000	2,2	2,14	0,43	1,38	0,76
7218А	90	160	30	26	32,5	134,901	2,5	2	15°06′34″	183000	150000	2	2,62	0,38	1,56	0,86
7219А	95	170	32	27	34,5	143,385	3	2,5	15°38′32″	205000	156000	1,9	3,16	0,41	1,48	0,81
7220А	100	180	34	29	37	151,310	3	2,5	15°06′34″	233000	190000	1,9	3,81	0,40	1,49	0,82
Серия диаметров 5, серия ширин 0																
7505А	25	52	18	16	19,25	41,331	1	1	13°30′	34100	25000	—	0,18	—	—	—
7506А	30	62	20	17	21,25	48,982	1	1	14°02′10″	47300	37000	6,3	0,50	0,37	1,65	0,90
7507А	35	72	23	19	24,25	57,087	1,5	1,5	14°02′10″	61600	45000	5,3	0,458	0,35	1,73	0,95

rusautomobile.ru

Продолжение

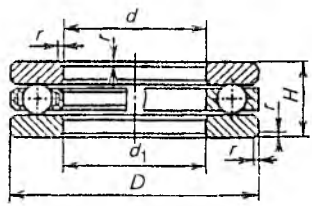
Обозначение подшипника	Размеры, мм								α	Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред}\ 10^{-1}$, мин$^{-1}$	Масса, кг	Расчетные параметры		
	d	D	B	C	T	E	r_1	r_2		C	C_0			e	Y	Y_0
7508A	40	80	23	19	24,75	64,715	1,5	1,5	14°02′10″	70400	50000	4,8	0,56	0,38	1,58	0,87
7509A	45	85	23	19	24,75	69,610	1,5	1,5	15°06′34″	74800	60000	4,5	0,598	0,42	1,44	0,80
7510A	50	90	23	19	24,75	74,226	1,5	1,5	15°38′32″	76500	64000	4,3	0,644	0,42	1,43	0,78
7511A	55	100	25	21	24,75	82,837	2	1,5	15°06′34″	99000	80000	3,8	0,878	0,36	1,67	0,92
7512A	60	110	28	24	26,75	90,236	2	1,5	15°06′34″	120000	100000	3,4	1,20	0,39	1,53	0,84
7513A	65	120	31	27	29,75	99,484	2	1,5	15°06′34″	142000	120000	3	1,58	0,37	1,62	0,89
7514A	70	125	31	27	32,75	103,765	2	1,5	15°38′32″	147000	118000	2,8	1,68	0,39	1,55	0,85
7515A	75	130	33	27	33,25	108,932	2	2	16°10′20″	157000	130000	2,6	1,76	0,41	1,48	0,81
7516A	80	140	36	28	35,25	117,466	2,5	2	15°38′32″	176000	155000	2,4	2,18	0,40	1,49	0,82
7517A	85	150	40	30	38,5	124,970	2,5	2	15°38′32″	201000	180000	2,2	2,75	0,39	1,55	0,85
7518A	90	160	43	34	42,5	132,615	2,5	2,5	15°38′32″	238000	193000	2	3,49	0,39	1,55	0,85
7519A	95	170	46	37	42,5	140,259	3	2,5	15°38′32″	264000	220000	1,9	4,32	0,38	1,56	0,86
7520A	100	180		39	49	148,184	3		15°38′32″	297000	280000	1,8	5,21	0,40	1,49	0,82
Серия диаметров 3, серия ширин 0																
7302A	15	42	13	11	14,25	33,272	1	1	10°45′29″	21100	12700	—	0,099	—	—	—
7303A	17	47	14	12	15,25	37,420	1	1	10°45′29″	26000	16000	—	0,133	—	—	—
7304A	20	52	15	13	16,25	41,318	1,5	1,5	11°18′36″	31900	20000	8	0,174	0,30	2,03	1,11
7305A	25	62	17	15	18,25	50,637	1,5	1,5	11°18′36″	41800	28000	6,7	0,273	0,36	1,66	0,92
7306A	30	72	19	16	20,75	58,287	1,5	1,5	11°18′36″	52800	39000	5,6	0,406	0,34	1,78	0,98
7307A	35	80	21	18	22,75	65,769	2	1,5	11°18′36″	68200	50000	5	0,541	0,32	1,88	1,03
7308A	40	90	23	20	25,75	72,703	2	1,5	12°57′10″	80900	56000	4,5	0,769	0,28	2,16	1,19
7309A	45	100	25	22	29,25	81,780	2	1,5	12°57′10″	101000	72000	4	1,02	0,29	2,09	1,15
7310A	50	110	27	23	31,5	90,633	2,5	2	12°57′ 0″	120000	90000	3,6	1,31	0,31	1,94	1,06
7311A	55	120	29	25	33,5	99,146	2,5	2	12°57′10″	150000	110000	3,2	1,67	0,33	1,80	0,99
7312A	60	130	31	26	36	107,769	3	2,5	12°57′10″	170000	120000	3	2,06	0,30	1,97	1,08
7313A	65	140	33	298	38	116,846	3	2,5	12°57′10″	185000	150000	2,6	2,550	0,30	1,97	1,08
7314A	70	150	35	30	40	125,244	3	2,5	12°57′10″	190000	170000	2,4	3,090	0,31	1,94	1,06
7315A	75	160	37	31	42,5	134,097	3	2,5	12°57′10″	216000	185000	2,2	3,680	0,33	1,83	1,01
7316A	80	170	39	33	42,5	143,174	3	2,5	12°57′10″	25000	190000	—	4,410	—	—	—
7317A	85	180	41	34	44,5	150,433	4	3	12°57′10″	286000	216000	1,9	5,130	0,31	1,91	1,05
7318A	90	190	43	36	46,5	159,061	4	3	12°57′10″	308000	236000	1,8	5,930	0,32	1,88	1,03
7319A	95	200	45	38	49,5	165,861	4	3	12°57′10″	341000	265000	—	6,920	—	—	—
7320A	100	215	47	39	51,5	178,578	4	3	12°57′10″	380000	290000	—	8,470	0,31	1,88	1,03

Russiontools.ru

26. Размеры упорного борта наружного кольца для роликовых конических однорядных подшипников повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365—87)

D	D_1	C_1 для конструктивной разновидности подшипников		
		7200А	7300А	7500А
40	44	3	—	—
42	46	—	3	—
47	51	3	3	—
52	57	3,5	3,5	3,5
62	67	3,5	4	4
65	70	—	—	—
72	77	4	4	4,5
80	85	4	4,5	4,5
85	90	4	—	4,5
90	95	4	4,5	4,5
95	101	—	—	—
100	106	4,5	5	5
110	116	4,5	5	5
120	127	4,5	5,5	6
125	132	5	—	6
130	137	5	5,5	6
140	147	5	6	6
150	158	5	7	7
160	168	6	7	8
165	173	—	—	—
170	179	6,5	7	8
175	184	—	—	—
180	190	7	8	8
190	200	7	8	9
200	210	7	8	10
215	225	8	9	11
225	236	—	9,5	—
230	241	8	—	11
240	251	—	9,5	—
250	261	9	—	12
260	272	—	11	—
270	282	9	—	12

27. Шариковые упорные одинарные подшипники (ГОСТ 7872—89)



Обозначение подшипников	Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-1}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
	d	d_1	D	H	r	C	C_0		
Серия диаметров 1, серия высот 0									
8100Н	10	11	24	9	0,5	10000	11800	7,0	0,020
8101Н	12	13	26	9	0,5	10400	12900	7,0	0,022
8102Н	15	16	28	9	0,5	10600	14000	6,3	0,024
8103Н	17	18	30	9	0,5	11400	16600	6,3	0,027
8104Н	20	21	35	10	0,5	15000	22400	5,6	0,040
8105Н	25	26	42	11	1,0	18000	30000	4,8	0,060
8106Н	30	32	47	11	1,0	19000	33500	4,5	0,070
8107Н	35	37	52	12	1,0	20000	39000	4,3	0,084
8108Н	40	42	60	13	1,0	27000	53000	3,8	0,124
8109Н	45	47	65	14	1,0	28000	58500	3,4	0,15
8110Н	50	52	70	14	1,0	29000	64000	3,4	0,16

rusautomobile.ru

Продолжение

Обозначение подшипников	Размеры, мм					Базовая грузоподъемность, Н		$n^*_{пред} \cdot 10^{-3}$, мин$^{-1}$	Масса, кг
	d	d_1	D	H	r	C	C_0		
8111Н	55	57	78	16	1,0	30500	63000	3,0	0,24
8112Н	60	62	85	17	1,5	41500	85000	2,6	0,29
8113Н	65	67	90	18	1,5	38000	85000	2,4	0,34
8114Н	70	72	95	18	1,5	40000	93000	2,4	0,36
8115Н	75	77	100	19	1,5	44000	104000	2,2	0,42
8116Н	80	82	105	19	1,5	45000	108000	2,0	0,43
8117Н	85	87	110	19	1,5	45500	114000	2,0	0,46
8118Н	90	92	120	22	1,5	45500	118000	1,8	0,68
8120Н	100	102	135	25	1,5	45000	160000	1,7	1,00
Серия диаметров 2, серия высот 0									
8201Н	12	14	28	11	1,0	13200	16000	5,6	0,30
8202Н	15	17	32	12	1,0	16600	20800	5,3	0,05
8204Н	20	22	40	14	1,0	22400	32000	4,3	0,08
8205Н	25	27	47	15	1,0	28000	42500	3,8	0,12
8206Н	30	32	52	16	1,0	25500	40000	3,6	0,14
8207Н	35	37	62	18	1,5	35500	57000	3,2	0,22
8208Н	40	42	68	19	1,5	46500	83000	2,8	0,27
8209Н	45	47	73	20	1,5	39000	67000	2,6	0,32
8210Н	50	52	78	22	1,5	50000	90000	2,4	0,39
8211Н	55	57	90	25	1,5	61000	114000	2,0	0,61
8212Н	60	62	95	26	1,5	62000	118000	1,0	0,69
8213Н	65	67	100	27	1,5	64000	125000	1,8	0,77
8214Н	70	72	105	27	1,5	65500	134000	1,8	0,81
8215Н	75	77	110	27	1,5	67000	143000	1,7	0,86
8216Н	80	82	115	28	1,5	75000	160000	1,7	0,95
8217Н	85	87	125	31	1,5	98000	212000	1,6	1,30
8218Н	90	92	135	35	2,0	120000	255000	1,5	1,77
8220Н	100	102	150	38	2,0	122000	270000	1,3	2,36
8222Н	110	112	160	38	2,0	129000	305000	1,2	2,57
Серия диаметров 3, серия высот 0									
8305Н	25	27	52	18	1,5	34500	46500	3,4	0,16
8306Н	30	32	60	21	1,5	38000	55000	2,8	0,27
8307Н	35	37	68	24	1,5	50000	75000	2,4	0,39
8308Н	40	42	78	26	1,5	61000	95000	2,0	0,50
8309Н	45	47	85	28	1,5	75000	118000	1,9	0,69
8310Н	50	52	95	31	2,0	88000	146000	1,8	1,00
8311Н	55	57	105	35	2,0	102000	176000	1,6	1,34
8312Н	60	62	110	35	2,0	102000	176000	1,6	1,43
8313Н	65	67	115	36	2,0	106000	186000	1,6	4,57
8314Н	70	72	125	40	2,0	137000	250000	1,4	2,10
8315Н	75	77	135	44	2,5	163000	300000	1,2	2,70
8316Н	80	82	140	44	2,5	160000	300000	1,2	2,80
8318Н	90	92	155	50	2,5	196000	390000	1,0	3,90
8320Н	100	102	170	55	2,5	232000	475000	0,95	5,10
8322Н	110	112	190	63	3,0	275000	610000	0,85	7,90

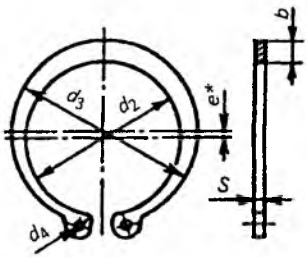
Пример обозначения одинарного упорного шарикового подшипника серии диаметров 1, серии высот 0 с размерами $d = 30$ мм, $D = 47$ мм, $H = 11$ мм:

Подшипник 8106Н ГОСТ 7872—89.

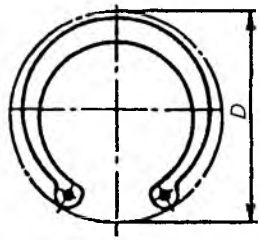
rusautomobile.ru

28. Кольца пружинные стопорные для крепления подшипников на валу и канавки для них (ГОСТ 13942—86)

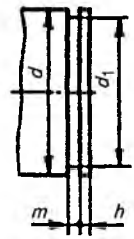
Кольцо в свободном состоянии



Кольцо, разведенное для установки



Канавка

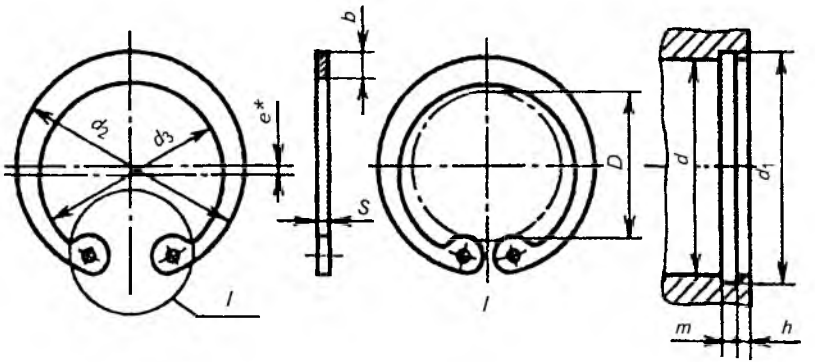


Вал					Кольцо							Допустимая осевая нагрузка, кН
d	d_1		m (поле допуска H_{13})	h, не менее	d_2		d_3	d_4	D	S	b	
	номинальное значение	предельное отклонение			номинальное значение	предельное отклонение						
10	9,5	−0,09	1,2	0,75	9,2	+0,15 −0,30	11,8	1,5	17,6	1,0	1,8	1,96
12	11,3	−0,11		1,1	11,0	+0,18	13,6	1,7	19,6			3,39
15	14,1			1,4	13,8	−0,36	17,0		23,2		2,2	5,13
20	18,6	−0,21	1,4	2,1	18,2	+0,21	21,8	2,0	29,0	1,2	2,6	10,6
25	23,5			2,3	23,1	−0,42	27,3		34,8		3,0	14,2
30	28,5				27,8		32,8		41,0		3,5	17,1
35	33,0	−0,25	1,9	3,0	32,2	+0,25 −0,5	37,6	2,5	47,2	1,7	5,0	26,7
40	37,5			3,8	36,5	+0,39	42,5		53,0			39,0
45	42,5				41,5	−0,78	48,1		59,4			42,9
50	47,0		2,2	4,5	45,8		53,0		64,8	2,0	5,1	57,0
55	52,0	−0,3			50,8		58,6		70,4		5,4	62,9
60	57,0	−0,3	2,2	4,5	55,8	+0,46 −0,92	64,0	3,0	75,8	2,5	5,8	68,8
65	62,0		2,8		60,8		70,0		81,6		6,3	74,7
70	67,0				65,6		75,4		87,2		6,6	80,6
75	72,0				70,6		80,6		92,8		7,0	86,4
80	76,5			5,3	75,0		85,8		98,2		7,4	10,7
85	81,5				79,5		91,1		104,0		7,8	114
90	86,5	−0,35	3,4		84,5	+0,54 −1,08	96,5	3,5	109,0	3,0	8,2	121
95	91,5				89,5		102,3		115,0		8,6	128
100	96,5				94,5		108,1		121,0		9,0	135

rusautomobile.ru

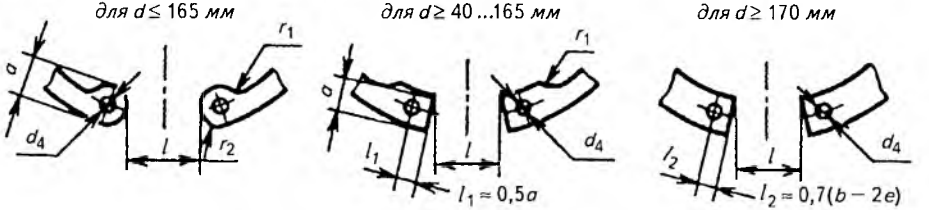
29. Пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические кольца и канавки для них (ГОСТ 13943—86)

Кольцо в свободном состоянии | *Кольцо, сжатое для установки* | *Канавка*



Варианты исполнения

для d ≤ 165 мм | *для d ≥ 40 ...165 мм* | *для d ≥ 170 мм*



Условный диаметр кольца d (диаметр отверстия)	d_2		Кольцо										Канавка				Допустимая осевая нагрузка, кН
	номинальное значение	предельное отклонение	d_3	d_4	s	b	a	l	r_2, не более	r_1	D, не более	Теоретическая масса 1000 колец, кг	d_1		m (поле допуска H_{13})	h, не более	
													номинальное значение	предельное отклонение			
12	13,0	+0,36 −0,18	10,6	1,5	1,0	1,7	3,4	4	1	1,7	4,7	0,36	12,7	0,11	1,2	1,1	3,33
13	14,1		11,5			1,8	3,6				5,3	0,40	13,8			1,2	4,11
14	15,1		12,3	1,7		1,9	3,7	4,5		1,8	6,0	0,43	14,8				4,32
15	16,2		13,2			2,0					7,0	0,48	15,9			1,4	5,30
16	17,3		14,3				3,8	5		1,9	7,7	0,51	17,0			1,5	6,46
17	18,4		15,2			2,1	3,9				8,4	0,55	18,0				6,86

russautomobile.ru

18	19,6		16,2			2,2	4,1	
19	20,6		17,4			2,3		
20	21.8		18,4					6
21	22,8		19,2			2,4	4,2	
22	23,8	+0,42	20,2			2,5		
23	24,9	−0,21	21,3	2,0				7
24	25,9		22,1		1,2	2,6	4,4	
25	26,9		23,1			2,7	4,5	7
26	28,0		24,0			2,8	4,7	
28	30,2		26,0			2,9		
29	31,2		27,2				4,8	8
30	32,2	+0,50	28,0		1,2	3,0		
32	34,5	−0,25	29,9			3,2	5,4	9
34	36,5		31,7	2,5		3,3		
35	37,8		32,8			3,4	5,4	
36	38,8	+0,50	33,8		1,2	3,5		10
37	39,8	−0,25	34,6			3,6	5,5	
38	40,8		35,4			3,7		
40	43,5		37,7			3,9	5,8	12
42	45,5	+0,78	39,3			4,1	5,9	
45	48,5	−0,39	42,1			4,2	6,2	
46	49,5		43,1			4,3	6,3	
47	50,6		44,0	2,5		4,4	6,4	14
48	51,6		44,8			4,5		
50	54,2		47,2			4,6	6,5	
52	56,2		49,4			4,7	6,7	
54	58,2		51,2		1,7	4,8		
55	59,2		51,8			5,0	6,8	
56	60,2	+0,92	52,6			5,1		
58	62,2	−0,46	54,4			5,2	6,9	16
60	64,2		56,0			5,4	7,3	
62	66,2		57,8			5,5		
65	69,2		60,2			5,8	7,6	
68	72,5		62,9	3,0		6,1	7,8	

russianpolymer.ru

	2,0	8,9	0,67	19,2			1,8	7,86
		9,8	0,72	20,2				9,20
		10,6	0,76	21,4			2,1	11,0
		11,6	0,81	22,4				11,8
	2,5	12,6	0,85	23,4	0,21			12,7
		13,6	1,20	24,5			2.3	13,7
		14,2	1,31	25,5		1,4		14.5
2		15,0	1,42	26,5				14,7
	3,0	15,6	1,53	27,5				15,5
		17,4	1,64	29,5	0,21		2,3	17,2
	3,0	18,4	1,69	30,5				17,6
		19,4	1,75	31,5	0,25	1,4		18,0
	3,0	20,2	1,85	33,8			2,7	23,5
		22,2	1,97	35,8				23,5
		23,2	2,50	37,0			3,0	28,2
	3,5	24,2	2,63	38,0		1,4		29,0
		25,0	2,73	39,0				29,8
		26,0	2,84	40,0				31,6
	4,5	27,4	5,00	42,5	0,25			40,4
		29,2	5,40	44,5				43,0
		31,6	5,80	47,5			3,8	45,2
		32,2	5,90	48,5				46,0
	5,0	33,2	6,10	49,5				47,2
		34,6	6,40	50,5				48,2
2		36,0	6,80	53,0				60.7
		37,6	8,00	55,0				62,9
	5,5	39,6	8,50	57,0		1,9		64,7
		40,4	8,80	58,0				66,4
		41,4	8,90	59,0				67,5
		43,2	9,10	61,0	0,30		4,5	69,6
		44,4	9,90	63,0				72.5
	6,0	46,4	10,3	65,0				74,7
		48,8	10,9	68,0				78,2
		51,4	11,4	71,0				81,7

Продолжение

Условный диаметр кольца d (диаметр отверстия)	d_2		Кольцо										Канавка				Допустимая осевая нагрузка, кН
	номинальное значение	предельное отклонение	d_3	d_4	s	b	a, не более	l	r_2	r_1	D, не более	Теоретическая масса 1000 колец, кг	d_1		m (поле допуска H_{13})	h, не более	
													номинальное значение	предельное отклонение			
70	74,5	+0,92	65,1		1,7	6,2		16		6,0	53,4	11,8	73,0				84,2
72	76,5	−0,46	66,7			6,4	7,8				55,4	12,2	75,0	0,30	1,9	4,5	86,1
75	79,5		69,3	3,0		6,6					58,4	12,8	78,0				90,0
78	82,5		71,9			6,8	8,5	18			60,0	18,6	81,0				93,5
80	85,5		74,5			7,0				6,5	62,0	19,2	83,5				112
82	87,5		76,5		2,0						64,0	19,6	85,5				115
85	90,5		79,1			7,2					66,8	20,4	88,5				119
88	93,5		81,7			7,4	8,6			7,0	69,8	20,8	91,5	0,35	2,2		123
90	95,5		83,9			7,6					71,8	21,8	93,5			5,3	126
92	97,5	+1,08	85,5	3,5		7,8	8,7	20	2		73,6	22,3	95,5				129
95	100,5	−0,54	87,9			8,1	8,8				76,4	23,1	98,5				133
98	103,5		90,5			8,3	9,0				79,0	23,8	101,5				137
100	105,5		92,3			8,4				7,5	81,0	24,3	103,5				139
102	108,0		94,6			8,5	9,2				82,6	34,4	106,0				163
105	111,0		97,2			8,7					85,6	36,8	109,0				168
108	114,0		99,8	3,5		8,9	9,5				88,0	38,0	112,0	0,54			173
110	116,0		102,2			9,0	10,4	22			88,2	38,8	114,0				176
112	118,0		104,0		2,5	9,1	10,5				90,0	39,2	116,0		2,8	6,0	179
115	121,5	+1,26	107,1			9,3				8,5	93,0	40,9	119,0				183
120	126,5	−0,63	111,3	4,0		9,7	11,0				97,0	43,0	124,0				191
125	131,5		116,3			10,0	11,0			8,5	102,0	44,8	129,0				197

russiantobile.ru

130	136,5		120,9			10,2					107,0	53,5	134,0				207
135	141,5		125,3		2,5	10,5	11,2	24	2		112,0	54,8	139,0		2,8	6,0	214
140	146,5	+1,26	129,9	4,0		10,7					117,0	57,0	144,0				222
145	151,5	–0,63	134,5			10,9	11,4				122,0	69,3	149,0				230
150	157,5		140,5			11,2	12,0			10,0	125,0	77,4	155,0	0,63			298
155	162,5		145,1			11,4			3		130,0	80,0	160,0				309
160	167,5		149,7			11,6	13,0				133,0	82,8	165,0				319
165	172,5		152,5			11,8					138,0	85,4	170,0				328
170	177,5		156,7			12,2		28			145,0	88,0	175,0				338
175	182,5		161,3			12,7					149,0	105,4	180,0				348
180	188,0		165,8		3,0	13,2					153,0	108,6	185,0		3,4	7,5	358
185	193,0		169,8			13,7					157,0	112,0	190,0				368
190	198,0	+1,44	174,6	3,0		13,8					162,0	115,4	195,0				377
195	203,0	–0,72	179,6								167,0	118,6	200,0	0,72			385
200	208,0		184,2				—	30	—	—	171,0	121,8	205,0				394
210	218,0		194,2			14,0					181,0	140,8	215,0				416
215	224,0		200,2								186,0	145,6	221,0			9,0	512
220	229,0		205,2								191,0	148,1	226,0				523
225	234,0	+1,44	210,2	3,0	3,0	14,0	—	32	—	—	196,0	152,1	231,0	0,72	3,4	9,0	535
230	239,0	–0,72	215,2								201,0	156,1	236,0				548
240	249,0		225,2								211	164,2	246,0				569

Примечания. 1. Размеры d_3, b, l, r_1 допускается корректировать при изготовлении колец.

2. Осевая нагрузка определена для условий: рабочие кромки кольца острые; углы у основания и наружная кромка канавки без скругления или фаски; закрепляемая деталь установлена в отверстии без зазора; прилегающая к кольцу поверхность закрепляемой детали без скругления или фаски; предел прочности материала отверстия не менее 300 МПа.

3. ГОСТ 13941—86 и ГОСТ 13943—86 предусматривают также диаметр отверстия d = 250...320 мм.

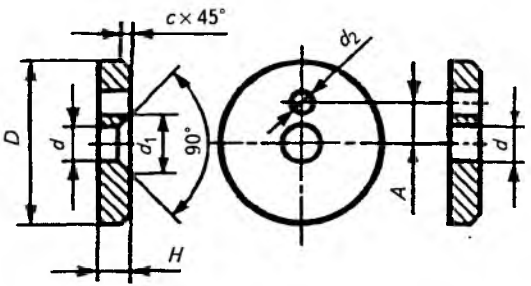
russianchpile.ru

30. Концевые шайбы (ГОСТ 14734—69)

Размеры, мм

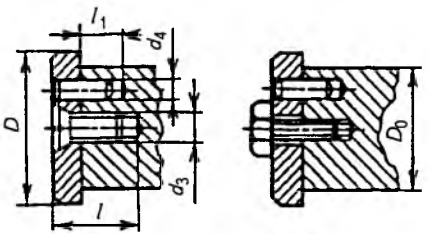
Шайбы

Исполнение 1 Исполнение 2

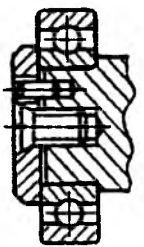


Рекомендуемые концы валов и крепление шайб

Исполнение 1 Исполнение 2



Пример применения концевой шайбы



Обозначение шайб	Исполнение	D	H	A = 0,2	d	d_1	d_2	c	Масса, кг	D_0	d_3	$d_4(K7)$	l	l_1	Исполнение 1	Исполнение 2	Штифт по ГОСТ 3128—70
															Винт по ГОСТ 17475—80	Болт по ГОСТ 3128—70	
7019—0621	1	28	4	7,5	5,5	10,3	3,5	0,6	0,018	20...24	M5	3	16	10	M5 × 12.56.05	—	3 × 10
7019—0622	1	32	5	9	6,6	12,3	4,5	1,0	0,029	24...28	M6	4	18	12	M6 × 16.56.05	M6 × 16.56.05	4 × 12
—0623	2					—			0,030								
7019—0624	1	36		10		12,3			0,037	28...32							
—0625	2					—			0,038								
7019—0626	1	40		12		12,3			0,046	32...36							
—0627	2					—			0,047								
7019—0628	1	45		16		12,3			0,059	36...40							
—0629	2					—			0,060								
7019—0630	1	50	5	16	6,6	12,3	4,5	1,0	0,074	40...45	M6	4	18	12	M6 × 16.56.05	M6 × 16.56.05	4 × 12
7019—0631	2					—			0,075								

russmotopile.ru

7019—0632	1	56	6	16	9	12,3	5,5	0,6	0,094	45...50	M8	5	22	16	M8 × 20.56.05	M8 × 20.56.05	5 × 16
—0633	2					—			0,095								
7019—0634	1	63				16,5			0,141	50...55							
—0635	2			20		—			0,143								
7019—0636	1	67				16,5			0,160	55...60							
	2					—			0,162								
7019—0638	1	71		25		16,5			0,180	60...65							
	2					—			0,182								
7019—0640	1	75				16,5			0,202	65...70							
	2					—			0,204								
7019—0642	1	85		28		16,5			0,261	70...75							
—0643	2					—			0,263								
—0644	1	90				16,5			0,294	75...80							
7019—0645	2					—			0,296								

Примечания: 1. Материал —сталь 45 (ГОСТ 1050—88). Допускается применять стали других марок с механическими свойствами не ниже, чем у стали 45.

2. Покрытие — Хим. Окс. Прм по ГОСТ 9.306—85. По соглашению между изготовителем и потребителем допускается применять другие виды покрытий.

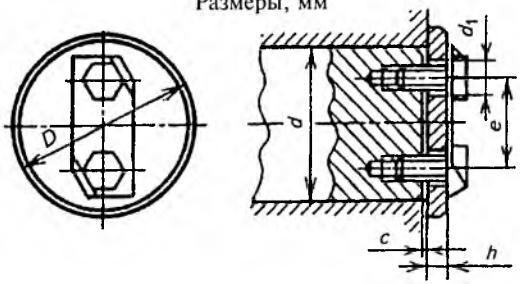
3. Пример обозначения концевой шайбы исполнения 1 диаметром $D = 28$ мм:

Шайба 7019—0621 ГОСТ 14734—69.

rusautomobile.ru

31. Концевые шайбы с двумя болтами для торцового крепления деталей

Размеры, мм



d	*D*	*h*	d_1	*e*	*c*, не более	Болт
Св. 35 до 40	50	6	9	20	4	M8 × 20
» 40 » 45	55			20		
» 45 » 50	60			25		
» 50 » 60	70	8	14	30	5	M12 × 30
» 60 » 70	80	8		36		
» 70 » 80	90	10		40		
» 80 » 90	110	10		45		
» 90 » 100	120	12	18	50		M16 × 36
» 100 » 110	125			55		
» 110 » 120	140			60		
» 120 » 130	150			65		

Примечание: материал — сталь 45.

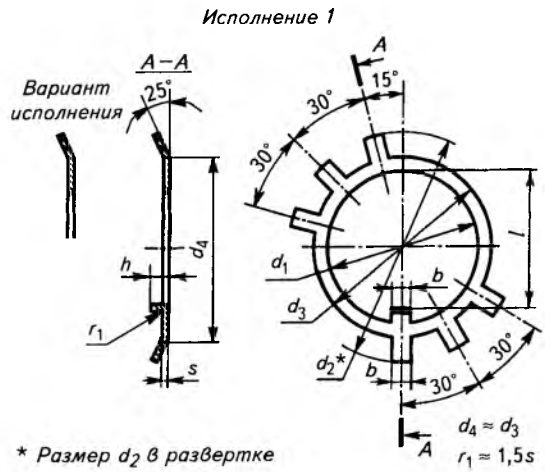
rusautomobile.ru

32. Стопорные многолапчатые шайбы (ГОСТ 11872—89)

Размеры, мм

Стопорные многолапчатые шайбы класса точности А предназначены для стопорения круглых шлицевых гаек. Эти шайбы изготовляют двух типов: Л — легкие; Н — нормальные.

Тип Н



Диаметр резьб	d_1 (поле допуска $H12$)	d_2	d_3	b	h	l (поле допуска $H14$)	r, не более	s	Масса 1000 стальных шайб, кг
			поле допуска $h14$						
5	5,2	16	8,0	1,5	1,5...2,5	3,2		0,8	0,433
6	6,2	18	9,5	1,8	2...3	4,2			0,573
8	8,5	24	14	3,0	2...3	5,5	0,2		1,560
10	10,5	26	16	3,5	2,5...4	7,0			1,850
12	12,5	28	18	3,8		9,0			2,070
14	14,5	30	20	3,8		11			2,200
16	16,5	32	22	4,8		13			2,612
18	18,5	34	24	4,8	3,5...6	15			2,786
20	20,5	36	27	4,8		17		1,0	3,247
22	22,5	40	30	4,8		19			3,770
24	24,5	44	33	4,8		21			4,770
27	27,5	47	36	4,8	4,5...8	24	0,5		4,822
30	30,5	50	39	4,8		27			5,136
33	33,5	54	42	5,8		30			9,598
36	36,5	58	45	5,8		33		1,6	10,32
39	39,5	62	48	5,8		36			11,04
42	42,5	67	52	5,8	4,5...8	39	0,5		12,78
45	45,5	72	56	5,8		42			14,65
48	48,5	77	60	7,8		45			18,17
52	52,5	82	65	7,8	5,5...10	49			20,45
56	57	87	70	7,8		53			22,29
60	61	92	75	7,8		57		1,6	24,79
64	65	97	80	7,8		61			27,46
68	69	102	85	9,5		65	0,8		31,74
72	73	107	90			69			34,77
76	77	112	95	9,5		73			37,97
80	81	117	100			76			41,47

rusautomobile.ru

Продолжение

Диаметр резьб	d_1 (поле допуска $H12$)	d_2	d_3	b	h	l (поле допуска $H14$)	r, не более	s	Масса 1000 стальных шайб, кг
			поле допуска $h14$						
85	86	122	105			81			43,35
90	91	127	110			86			58,52
95	96	132	115	11,5	6,5...13	91			60,86
100	101	137	120			96			63,20
105	106	142	125			101	1	2	65,54
110	111	152	130			106			73,06
115	116	157	135	13,5		111			75,40
120	121	162	140			116			78,70
125	126	167	145			121			80,08

Примечания: 1. Допускается изготовление шайб без отгиба лапок на угол 25°.

2. Для определения массы латунных шайб значения массы, указанные в таблице, умножают на коэффициент 1,08.

3. Пример обозначения стопорной многолапчатой шайбы исполнения 1, типа Н, для круглой шлицевой гайки с диаметром резьбы 64 мм, из материала группы 01, с покрытием 05:

Шайба Н.64.01.05 ГОСТ 11872—89.

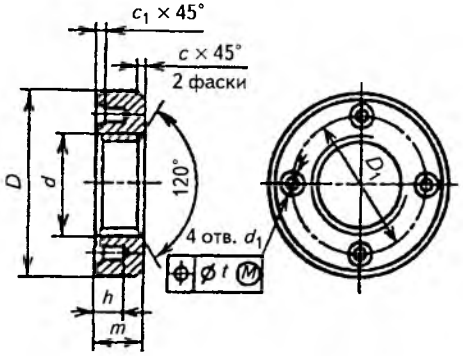
То же, исполнения 2 из материала группы 02, с покрытием 02 толщиной 9 мкм:

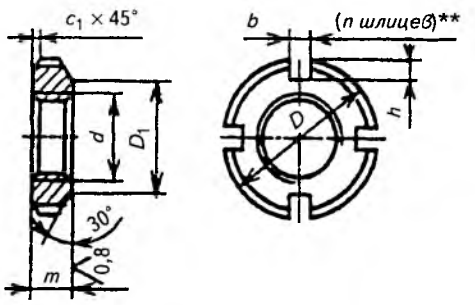
Шайба 2Н.64.02.029 ГОСТ 11872—89.

4. Легкий тип шайб в обозначении не указывают.

rusautomobile.ru

33. Круглые гайки с отверстиями на торце под ключ класса точности А (ГОСТ 6393—73*) и шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871—88)





Допускается вместо фаски скругление $R = c$

Общие размеры					ГОСТ 6393—73*					ГОСТ 11871—88		
d, мм	Шаг резьбы, мм	D* (отклонение по h12), мм	D_1*, мм	c, мм не более	d_1, мм	m*, мм	h, мм	c_1, мм, не более	Масса 1000 гаек, кг	b, мм	h, мм	Масса 1000 гаек, кг
					отклонение					отклонение		
					по H13	по h14	по +IT14			по H14	по H14	
8	1	18(22)	13(13,5)	0,6	3	8(6)	5	0,4	9,55	4	1,5	12,15
10	1,25	22(24)	15(15,5)			8			18,67	4		19,81
12	1,25	26	18(17,5)			8			26,33	6		21,66
14	1,5	28	20(18,5)	0,6	3	8	5	0,4	29,52	6	2,0	22,95
16		30	22	1,0(0,6)	3,5				32,14			26,69
18		32	24	1,0	3,5				35,68			29,09
20	1,5	34	27(26)	1	3,5	8	5	0,4	38,76	6	2,0	31,66
22		38	30(29)		3,5	8(10)	5	0,4	49,11		2,5	50,67
24		42	34(31)		4	10	5	0,4	76,62			63,42
27		45	34(35)		4	10	5	0,4	83,99			69,40
30		48	39(38)		4,5	10	7	0,6	90,89			75,60
33		52	40		4,5	10	7	0,6	104,7	8	3	81,45
36		55	48(42)		4,5				113,9			85,43
39		60	48		4,5				136,5			107,81
42		65	56(52)		6				159,5			127,19

russmotorbike.ru

Продолжение

Общие размеры					ГОСТ 6393—73*					ГОСТ 11871—88		
d, мм	Шаг резьбы, мм	D* (отклонение по h12), мм	D_1*, мм	c, мм, не более	d_1, мм	m*, мм	h, мм	c_1, мм, не более	Масса 1000 гаек, кг	b, мм	h, мм	Масса 1000 гаек, кг
					отклонение					отклонение		
					по H13	по h14	по +IT14			по H14	по H14	
45	1,5	70	56(55)	1	6	10		0,6	186,1	8	3	151,13
48	1,5	75	64(58)	1	6	12		0,6	261,1	8	3,5	195,48
52	1,5	80	64(61)	1	6	12		0,6	290,7	10	3,5	211,03
56	2	85	72(65)	1,6	8	12		1	318,8	10	4	229,87
60		90	72(70)		8	12	8		349,7	10		257,16
64		95	80(75)		8	12	8		386,4	10	4,0	285,79
68		100	80		8	15	8		530,7	10		412,71
72		105	90(85)		9	15	11		533,5	10		450,82
76	2	110	90(88)	1,6		15		1	579,4	10		450,31
80		115	100(90)		9	15	11		626,7	10	4,0	491,47
85		120	105(98)			15			660,3	10		545,95
90		125	110(102)			18			836,7	12		696,42
95		130	110(108)		9	18	11	1	877,0	12	4,0	740,82
100		135	120(115)		9	18	11	1	891,6	12	4,0	794,73
105	2	140	125(120)	1,6	—	(18)	—	—	—	12	4,0	830,78
110		150	130(125)		—	(22)	—	—	—	14	5,5	1195,5

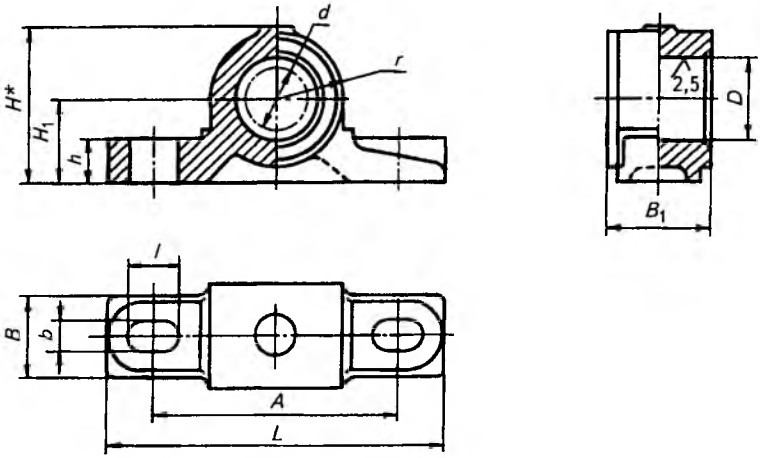
* Размеры, указанные в скобках, относятся к гайкам по ГОСТ 11871—88.
** n = 4 для d = 8—1000 мм; n = 6 для d свыше 100 мм.

Примечания: 1. ГОСТ 11871—88 предусматривает также d = 6 мм и d = 130...200 мм и гайки исполнения 2.
2. Пример обозначения гайки (ГОСТ 11871—88) исполнения 1, диаметром резьбы d = 16 мм с мелким шагом резьбы 1,5 мм, с полем допуска 6H, из углеродистой стали 35, с химическим окисным покрытием и пропитанным маслом:

Гайка М16 × 1,5—6Н.05.05. ГОСТ 11871—88.

rusautomobile.ru

34. Неразъемные корпуса на лапах (ГОСТ 11521—82)



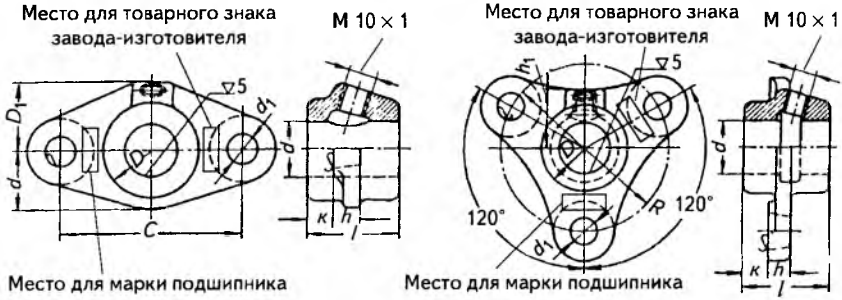
Обозначение корпуса	d, мм	D, мм	A, мм	L, мм	H_1, мм	H^*	h, мм	B, мм	B_1, мм	b, мм	l, мм	r, мм
25 × 32	25	32	100	140	68	34	16	25	32	13	20	30
25 × 40								32	40			
28 × 32	28	36						9,5	32			
28 × 40								32	40			
32 × 40	32	40		165	80	42	20			17	24	35
32 × 50	32	40	120	165	80	42	20	40	50	17	24	35
35 × 40	35	45						32	40			
35 × 50								40	50			
40 × 50	40	50	145	200	95	48	25			22	32	41
40 × 63								50	63			
45 × 50	45	55						40	50			
45 × 63								50	63			
50 × 63	50	60	165	220	112	56						52
50 × 80								63	80			
55 × 63	55	65						50	63			
55 × 80								63	80			
63 × 80	63	73	200	270	140	71	32	63	80	26	39	63
63 × 100								80	100			
70 × 80	70	85						63	80			
70 × 100								80	100			
80 × 100	80	95	235	315	165	85	36			33	48	75
80 × 125								100	125			
90 × 100	90	105						80	100			
90 × 125								100	125			
100 × 125	100	115	265	345	195	100	40					90
110 × 125	110	125										

Примечание. Пример обозначения корпуса подшипника с $d = 32$ мм, $B_1 = 50$ мм.

Корпус 32 × 50 ГОСТ 11521—82

rusautomobile.ru

35. Фланцевые подшипники скольжения

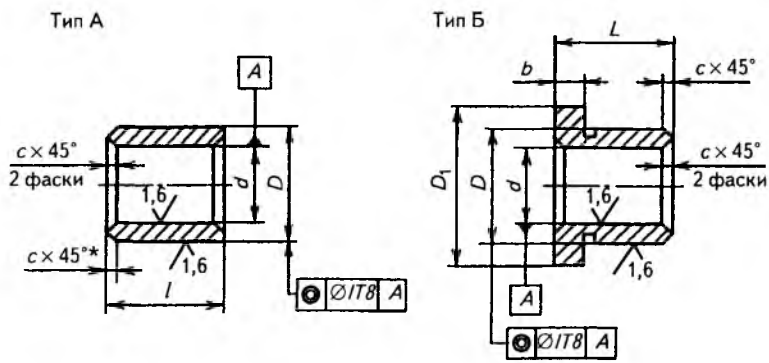


Фланцевые подшипники с двумя болтами Фланцевые подшипники с тремя болтами

Общие размеры фланцевых подшипников, мм					Дополнительные размеры фланцевых подшипников, мм						
					с двумя болтами				с тремя болтами		
d	d_1	D	l	r	h	C	b	b_1	h	h_1	R_1
12 14	10	30	25	5	8	60	18	22	—	—	—
16 18	12	34	30	5	9	70	20	24	8	23	35
20 22	12	38	35	10	10	70	22	26	9	25	35
25 28	14	44	40	10	—	—	—	—	10	28	40

Примечания: 1. Подшипники должны отливаться из серого чугуна не ниже марки СЧ 18. 2. Диаметры отверстия d должны выполняться по посадке $H7$. Предельные отклонения размера C ±0,5 мм.

36. Металлические втулки ГОСТ 1978—81



d (предельное отклонение по $F7$), мм	D (предельное отклонение по $r6$), мм		D_1, мм	L, мм			b, мм	c, мм
	Ряд 1	Ряд 2		Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3		
20	24	26	32	15	20	30	3,0	0,5
22	26	28	34	15	20	30	3,0	0,5
25	30	32	38	20	30	40	4,0	0,5
28	34	36	42	20	30	40	4,0	0,5
30	36	38	44	20	30	40	4,0	0,5

rusautomobile.ru

Продолжение

d (предельное отклонение по *F7*), мм	*D* (предельное отклонение по *r6*), мм		D_1, мм	*L*, мм			*b*, мм	*c*, мм
	Ряд 1	Ряд 2		Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3		
32	38	40	46	20	30	40	4,0	0,8
35	41	45	50	30	40	50	5,0	0,8
38	45	48	54	30	40	50	5,0	0,8
40	48	50	58	30	40	60	5,0	0,8
42	50	52	60	30	40	60	5,0	0,8
45	53	55	63	30	40	60	5,0	0,8
48	56	58	66	40	50	60	5,0	0,8
50	58	60	68	40	50	60	5,0	0,8
55	63	65	73	40	50	70	5,0	0,8
60	70	75	83	40	60	80	7,5	0,8
65	75	80	88	50	60	80	7,5	1,0
70	80	85	95	50	70	90	7,5	1,0
75	85	90	100	50	70	90	7,5	1,0
80	90	95	105	60	80	100	7,5	1,0
85	95	100	110	60	80	100	7,5	1,0
90	105	110	120	60	80	120	10,0	1,0
95	110	115	125	60	100	120	10,0	1,0
100	115	120	130	80	100	120	10,0	1,0

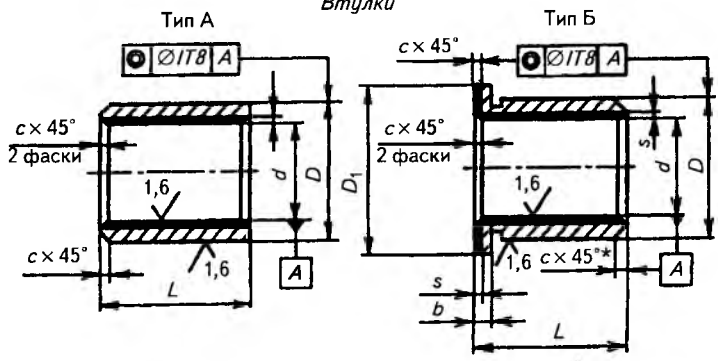
Примечание. Пример обозначения втулки типа В внутренним диаметром $d = 25$ мм, наружным диаметром $D = 32$ мм, диаметром буртика $D1 = 38$ мм и длиной $L = 20$ мм

Втулка В 25/32 × 20 ГОСТ 1978—81.

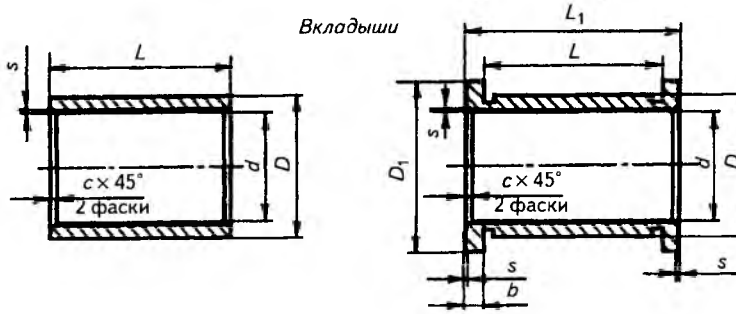
rusautomobile.ru

37. Втулки и вкладыши толстостенные подшипников скольжения биметаллические (ГОСТ 24832—81*, ИСО 4379—78)

Втулки



Вкладыши



d (предельное отклонение по *F7*), мм	*D*, мм	D_1, *мм*	*L*, мм			L_1, мм			*b*, мм	*c*, мм	*s*, мм
			Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3			
20	26	32	15	20	30	—	—	—	3,0	0,5	От 0,4 до 0,8
22	28	34	15	20	30	—	—	—	3,0	0,5	» 0,4 » 0,8
25	32	38	20	30	40	28	38	48	4,0	0,5	» 0,4 » 0,8
28	36	42	20	30	40	28	38	48	4,0	0,5	» 0,4 » 0,8
30	38	44	20	30	40	28	38	48	4,0	0,5	» 0,4 » 0,8
32	40	46	20	30	40	28	38	48	4,0	0,8	» 0,4 » 0,8
35	45	50	30	40	50	40	50	60	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
38	48	54	30	40	50	40	50	60	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
40	50	58	30	40	60	40	50	70	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
42	52	60	30	40	60	40	50	70	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
45	55	63	30	40	60	40	50	70	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
48	58	66	40	50	60	50	60	70	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
50	60	68	40	50	60	50	60	70	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
55	65	73	40	40	70	50	60	80	5,0	0,8	» 0,5 » 1,0
60	75	83	40	60	80	55	75	95	7,5	0,8	» 0,5 » 1,5
65	80	88	50	60	80	65	75	95	7,5	1,0	» 0,9 » 1,5
70	85	95	50	70	90	65	85	105	7,5	1,0	» 0,9 » 1,5
75	90	100	50	70	90	65	85	105	7,5	1,0	» 0,9 » 1,5
80	95	105	60	80	100	75	95	115	7,5	1,0	» 0,9 » 1,5
85	100	110	60	80	100	75	95	115	7,5	1,0	» 0,9 » 1,5
90	110	120	60	80	120	80	100	140	10,0	1,0	» 0,9 » 1,5
95	115	125	60	100	120	80	120	140	10,0	1,0	» 0,9 » 1,5
100	120	130	80	100	120	100	120	140	10,0	1,0	» 0,9 » 1,5

Примечания: 1. Пример обозначения втулки типа *B* внутренним диаметром $d = 20$ мм, наружным $D = 26$ мм диаметром буртика $D_1 = 32$ мм и длиной $L = 20$ мм

*Втулка В20/26 ж 20 ГОСТ 24832—81**.

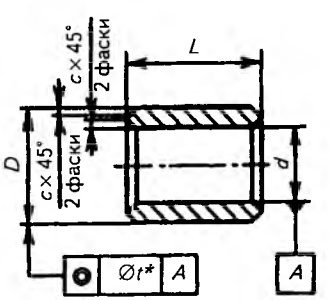
2. Пример обозначения вкладыша типа В парного комплекта внутренним диаметром d = 40 мм, наружным $D = 50$ мм, с диаметром буртика $D_1 = 58$ мм и длиной $L = 40$ мм

*Вкладыш парного комплекта В40/50—40 ГОСТ 24832—81**.

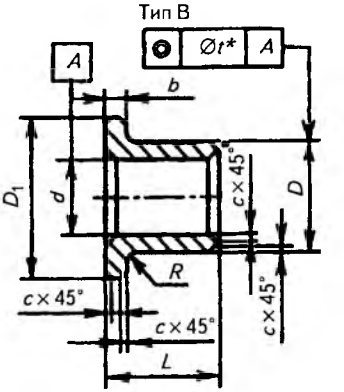
rusautomobile.ru

38. Втулки подшипников скольжения общего назначения из спекаемых материалов (ГОСТ 24833—81*, ИСО 2795—79)

Тип А



Тип В



d, *мм*	*D*, мм		*L*, мм		*d*, мм	*D*, мм	D_1, мм	*L*, мм		*b*, мм
	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2				Ряд 1	Ряд 2	
20	26	25	15	20	20	26	32	15	20	3,0
22	28	27	15	20	22	28	34	15	20	3,0
25	32	30	20	25	25	32	39	20	25	3,5
28	36	33	20	25	28	36	44	20	25	4,0
30	38	35	20	25	30	38	46	20	25	4,0
32	40	38	20	25	32	40	48	20	25	4,0
35	45	41	25	35	35	45	55	25	35	5,0
38	48	44	25	35	38	48	58	25	35	5,0
40	50	46	30	40	40	50	60	30	40	5,0

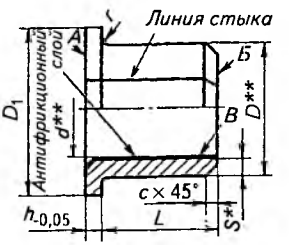
Размеры фасок втулок типов А и В, мм

Толщина стенки	До 1	1...2	2...3	3...4	4...5	Свыше 5
c, не более	0,2	0,3	0,4	0,6	0,7	0,8

Примечание. Пример обозначения втулки типа В внутренним диаметром $d = 25$ мм, наружным диаметром $D = 3$ мм, с диаметром буртика $D_1 = 39$ мм и длиной $L = 25$ мм

Втулка В 25/32 × 25 ГОСТ 24833—81.*

39. Втулки с буртиком из металлофторопласта



d (отклонение по *H*7 и *H*8), мм	*D* (отклонение по *u*7), мм	D_1, мм	*L*, мм	*d* (отклонение по *H*7 и *H*8), мм	*D* (отклонение по *u*7), мм	D_1, мм	*L*, мм
20	23	30	10...30	48	53	73	24...60
22	25	33	12...34	50	55	75	26...65
24	27	36	12...36	55	60	82	28...65
26	29	39	16...40	60	65	90	28...65
28	31	42	16...42	65	70	95	28...65

rusautomobile.ru

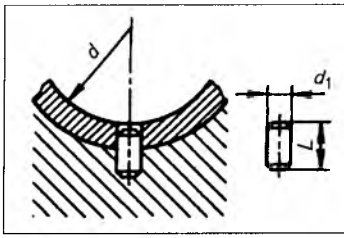
Продолжение

d (отклонение по *H7* и *H8*), мм	*D* (отклонение по *u7*), мм	D_1, мм	*L*, мм	*d* (отклонение по *H7* и *H8*), мм	*D* (отклонение по *u7*), мм	D_1, мм	*L*, мм
30	33	45	16...44	70	75	105	30...65
32	35	48	16...48	75	80	112	30...65
34	37	52	18...56	80	85	120	32...65
35	38	54	18...56	85	90	125	32...70
38	41	57	18...56	90	95	130	36...70
40	43	60	18...60	100	105	140	40...70
42	45	65	20...60	110	115	150	40...70
45	50	67	22...60	120	125	160	40...70

* Размер для справок.
** Размеры даны для втулки в рабочем состоянии.

Примечание. 1. Втулки из металлофторпластовой ленты работают в условиях трения без смазки. 2. Размер *L* в указанных пределах брать из ряда: 4...50 (через 2 мм); 56; 60 65; 70 мм. Для *d* = 20..42 мм *S* = 1,5 мм; *r* = 1,5 мм; *h* = 1,4 мм. Для *d* = 45...120 мм *S* = 2,5 мм; *r* = 2 мм; *h* = 2,4 мм.

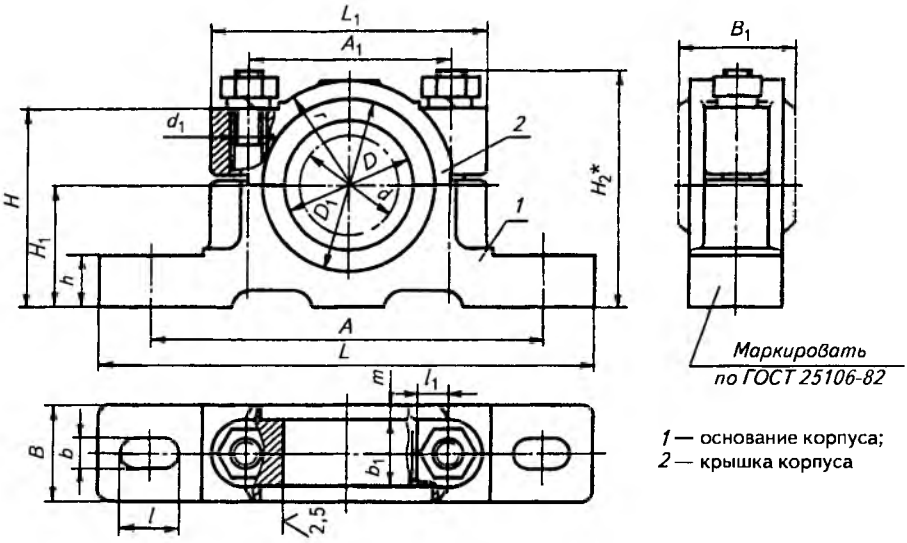
40. Закрепленные штифты втулок



d, мм	До 25	28...40	45...70	75...90
d_1, мм	6...8	10...12	12...14	16...18
L, мм	8...16	12...20	16...30	20...40

rusautomobile.ru

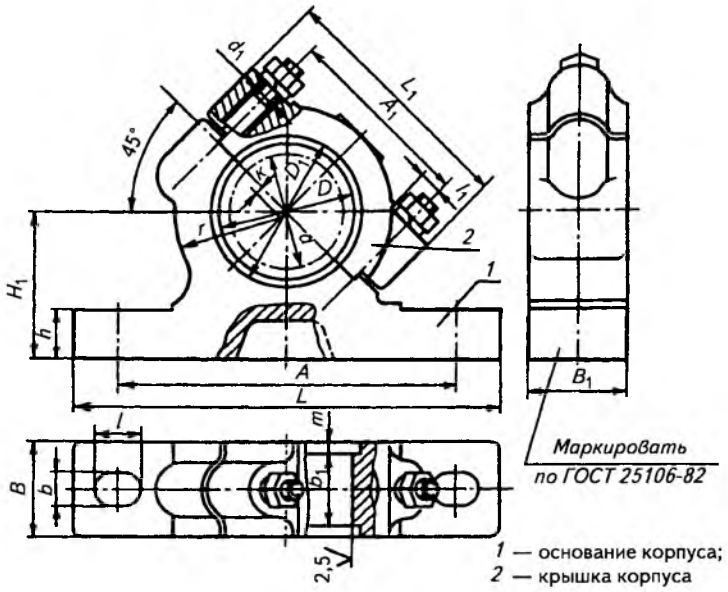
41. Корпуса подшипников скольжения разъемные (по ГОСТ 11607—82)



Обозначение корпуса	Размеры, мм																
	d	D	D_1	A	A_1	L	L_1	H	H_1	h	B	B_1	b	b_1	l	r	d_1
25 × 25	25	32	43	120	60	155	80	50	32	15	25	—	11	18	17	28	M8
28 × 25	28	36	48														
25 × 32	25	32	43	135	70	170	95	70	42	18	32	—	13	24	20	35	M10
28 × 32	28	36	48														
32 × 32	32	40	52														
35 × 32	35	45	55														
40 × 40	40	50	63	150	80	185	105	80	45	20	40	—		30		43	
45 × 40	45	55	68														
50 × 48	50	60	73	170	95	215	125	90	53	25	48	—	17	40	23	52	M12
55 × 48	55	65	80														
63 × 60	63	78	92	220	125	280	160	120	70	30	60	70	22	—	30	69	M16
70 × 60	70	85	105														
80 × 75	80	95	115	260	150	320	195	150	85	35	75	85	26	—	34	85	M20
90 × 75	90	11	125														
100 × 100	10	12	140	300	170	380	220	160	95	40	100	110	32	—	40	90	M24
110 × 100	11	13	150														
125 × 110	12	14	165	320	190	400	240	180	106		110	140		—		105	
140 × 120	14	16	180	340	210	420	260	200	118	45	120			—		112	
160 × 140	16	18	210	360	230	440	280	225	132		140	180				130	

rusautomobile.ru

42. Корпуса подшипников скольжения разъемные наклонные с двумя крепежными отверстиями (ГОСТ 11609—82)



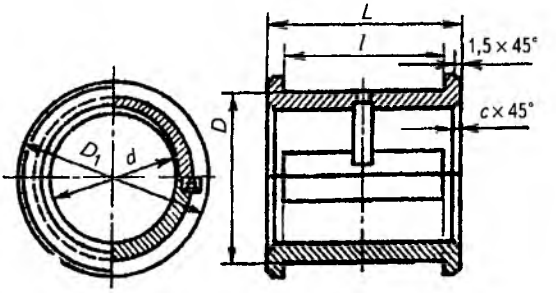
Обозначение корпуса	Размеры, мм															
	d	D	D_1	A	A_1	L	L_1	H	h	B	B_1	b	b_2	l	r	d_1
25	25	32	43	120	60	155	80	50	15	25	—	11	18	17	28	M8
28	28	36	48													
32	32	40	52	135	70	170	95	60	18	32	—	13	24	20	35	M10
35	35	45	55													
40	40	50	63	150	80	185	105	63	20	40	—		30		43	
45	45	55	68													
50	50	60	73	170	95	215	125	75	25	48	—	17	40	23	52	M12
55	55	65	80													
63	63	78	90	220	125	280	160	95	30	60	70	22	—	30	69	M16
70	70	85	105													
80	80	95	115	260	150	320	195	112	35	75	85	26	—	34	85	M20
90	90	110	130													
100	100	120	140	300	170	380	220	125	40	100	110	32	—	40	90	M24
110	110	130	150													
125	125	145	165	320	190	400	240	132		110	140		—		105	
140	140	160	180	340	210	420	260	140	45	120					112	
160	160	185	210	360	230	440	280	150		140	180				130	

Примечания: 1. Для d = 25...35 мм K = 3 мм. Для d = 40...90 мм K = 5 мм. Для d = 100...160 мм K = 8 мм. 2. Пример обозначения разъемного наклонного корпуса с l = 70 мм:

Корпус 70 ГОСТ 11609—82.

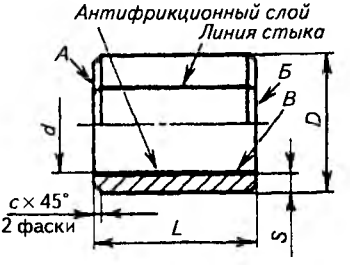
rusautomobile.ru

43. Чугунные вкладыши для разъемных корпусов (ГОСТ 11611—82)



Обозначение (вкладыш в сборе)	Общие размеры, мм					Масса, кг
	d (отклонение по H8)	D (отклонение по s7)	D_1	L	l (отклонение по H8)	
32 × 40	32	40	46	40	24	0,23
35 × 40	35	45	50	40	24	0,27
40 × 50	40	50	58	50	30	0,31
45 × 50	45	55	63	50	45	0,37
50 × 63	50	60	68	63	40	0,44
50 × 80	50	60	68	80	70	0,52
55 × 63	55	65	73	63	40	0,51
63 × 80	63	78	86	80	70	0,59
63 × 100	63	78	86	80	70	0,75
70 × 80	70	85	95	80	70	1,13
70 × 100	70	85	95	100	90	1,38
80 × 100	80	95	105	100	85	1,64
80 × 125	80	95	105	125	110	2,00
90 × 100	90	110	120	100	85	1,98
90 × 125	90	110	120	125	110	2,46
100 × 125	100	120	130	125	110	2,45
100 × 160	100	120	130	160	140	2,98

44. Гладкие вкладыши из металлофторопласта



d, мм	D, мм	S, мм	$c \pm 0{,}1$, мм	L-0,2, мм	d, мм	D, мм	S, мм	$c \pm 0{,}1$, мм	L-0,2, мм
20	23			10...30	48	53			18...70
22	25			12...34	50	55			18...75
24	27			12...36	55	60			20...80
26	29			16...40	60	65			20...90
28	31			16...42	65	70			24...90
30	33	1,5	0,5	16...44	70	75	2,5	0,8	24...90

rusautomobile.ru

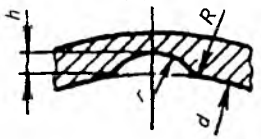
d, мм	*D*, мм	*S*, мм	*c* ± 0,1, мм	*L*-0,2, мм	*d*, мм	*D*, мм	*S*, мм	*c* ± 0,1, мм	*L*-0,2, мм
32	35			16...48	75	80			26...90
34	37			20...50	80	85			26...90
35	38			20...56	85	90			26...90
38	41			18...56	90	95			26...90
40	43			18...60	100	105			26...90
42	45			18...60	110	115			26...90
45	50			18...65	120	125			26...90

Примечание. Вкладыши из металлофторопластовой ленты работают в условиях трения без смазки.

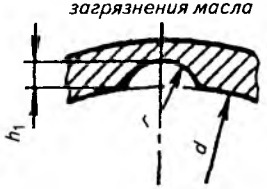
45. Профиль и размеры канавок подшипников

Для неразъемных подшипников

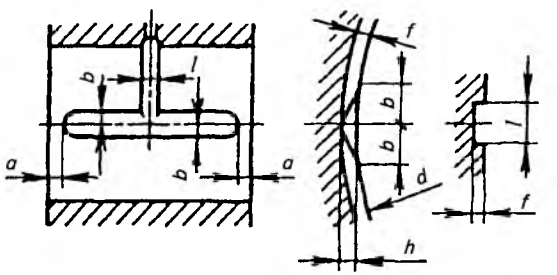
При тонкой фильтрации масла



При возможности загрязнения масла



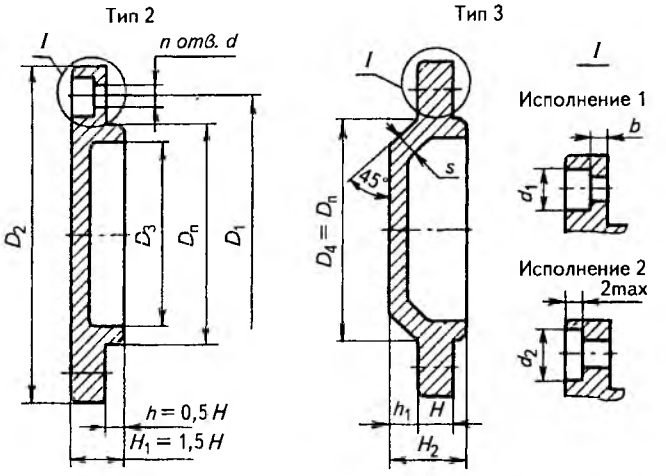
Для разъемных подшипников



d, мм	*h*, мм	h_1, мм	*r*, мм	*R*, мм	*b*, мм	*l*, мм	*f*, мм	*a*, мм
До 63	1,5	2,3	3	9	7	6	1,5	5
Свыше 63 до 80	2	3	4	12	8	8	2	6
» 80 » 90	2,5	3,8	5	15	10	10	2	8
» 90 » 110	3	4,6	6	18	13	12	2,5	8

rusautomobile.ru

46. Размеры торцевых глухих крышек (ГОСТ 18511—73*), мм



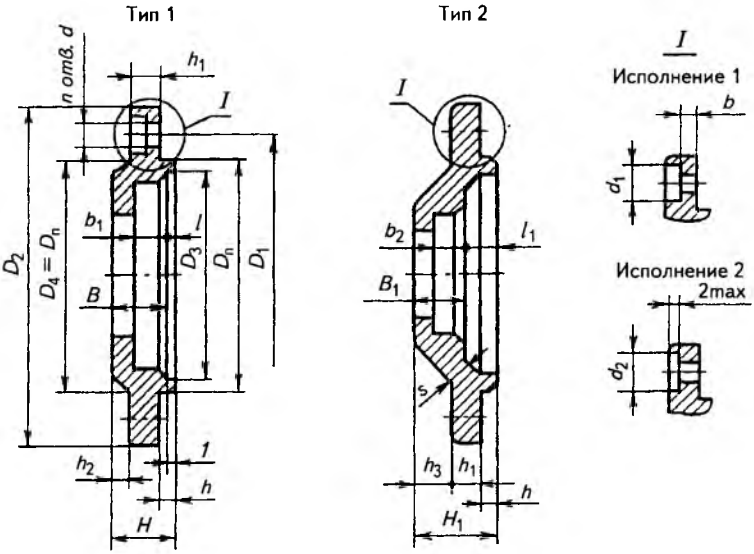
$D_п$	D_1	D_2	D_3	Отверстия под винты (болты)				H	H_2	h_1	b	s
				d	d_1	d_2	n					
40; 42	54	70	34	7	12	14	4	10	20	5	4	5
44; 47	60	78	38									
50; 52	66	82	44									
55; 58	75	95	48						22	7		
60; 62			52									
65; 68	84	105	58	9	15	20	4	12	26	8	4	6
70; 72	90	110	62									
75			64				6					
80; 85	100	120	72									
90; 95	110	130	80									
100	120	145	90	11	18	24	6	15	32	9	5	7
105; 110	130	155	95									

Примечание. Пример обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром D = = 62 мм:

Крышка 21—62 ГОСТ 18511 —73.*

rusautomobile.ru

47. Размеры торцевых крышек с отверстием для манжетного уплотнения (ГОСТ 18512—73)*, мм



D_n	D_1	D_2	D_3	D_4	Отверстия под винты (болты)				H	h	h_1	B	b	s	B_1	b_1	l	h_2
					d	d_1	d_2	n										
40; 42	54	70	34	40	7	12	14	4	15	5	10	13	4	6	12	8	2	2
47	60	78	38	47														
52	66	82	44	50								13; 15			12; 15	8; 11		
55	75	95	48	50								15				11		
60; 62	78	95	52	60														
65; 68	84	105	58	68	9	15	20		17	6	12						2; 3	
70; 72	90	110	62	72													3	—
75	90	110	64	72				6	28						15			3
80; 85	100	120	72	80														
90; 95	110	130	80	92														
100	120	145	90	100	11	18	24	6	23	8	15	18; 20	5	7	17	11; 13,6	3	—
105; 110	130	155	95	110								20						

Примечания: 1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. 11.8. 2. Диаметр отверстия в крышке (отклонение по H_{12}) определяют по соответствующему диаметру вала или втулки. 3. Значения H_1, h_3, l_1 (мм) для крышек подшипников быстроходного вала конического редуктора выбирать из ряда:

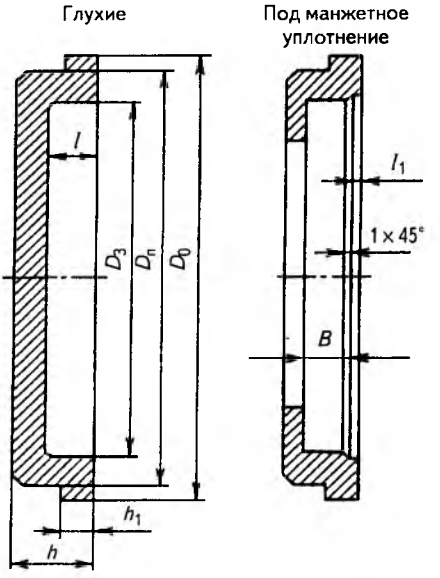
Размер	Диаметр вала или втулки, мм								
	15	17	20	25	30	35	40	45	50
H_1	22	22	27	28	28	30	28	31	33
h_3	7	7	12	13	10	10	12	13	15
l_1	10	10	12	12	13	13	15	16	18

4. Пример обозначения крышки типа 1 исполнения 2 диаметром D = 68 мм, с диаметром вала или втулки 35 мм:

*Крышка 12—68 × 35 ГОСТ 18512—73**

rusautomobile.ru

48. Размеры врезных крышек с отверстиями и глухих, мм

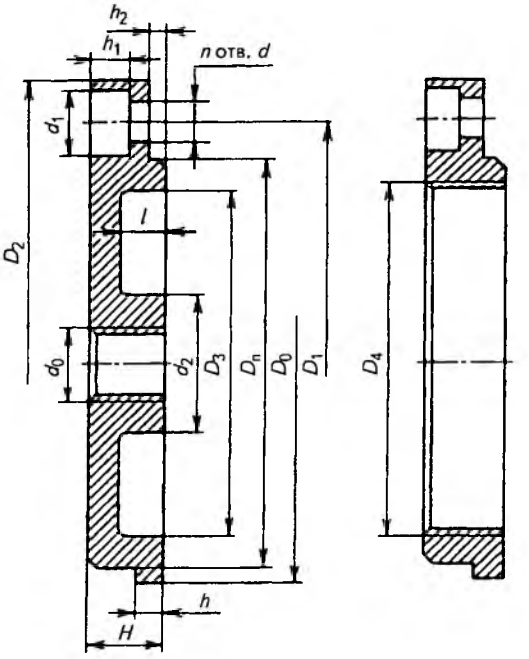


$D_п$	D_0	D_1	h	h_1	l	l_1	B	$D_п$	D_0	D_1	h	h_1	l	l_1	B
40	3	34		3				80	85	72		5			
42	46	34						85	92	72	16		10	2	10
47	52	38	14	4	8	2	10	90	95	80					
52	56	44						95	102	80					
62	67	52		5				100	105	90	20		12	3	15
72	77	62	16		10			110	117	95					

Примечания: 1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. 11.8. 2. Диаметр отверстия в крышке (допустимое отклонение по $H12$ для крышки с манжетным уплотнением определяют по соответствующему диаметру вала или втулки. 3. Допустимое отклонение диаметра крышки $D_п$ по $h8$.

rusautomobile.ru

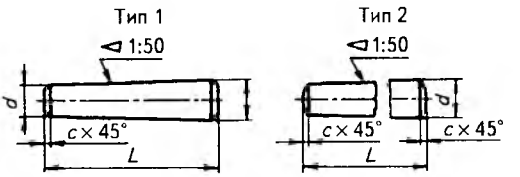
49. Размеры торцевых и врезных крышек под регулировочные винты, мм



D_n	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	d_n	d	d_1	n	d_2	H	h	h_1	h_2	l
47	52	60	75	38	—	M16	7	12	4	28	14	4	6,5	5	8
52	56	66	82	44	—					30					
62	67	78	95	52	M52 × 1,5							5	8,5	6	10
72	77	90	110	62	M56 × 1,5		9	15; 18	6	32	16				
80	85	100	120	72	M68 × 1,5										
85	92	100	120	72	M68 × 1,5							7			
90	95	11	130	80	M76 × 2										
95	102	110	130	80	M76 × 2										
100	105	120	145	90	M85 × 2	M20	11	18; 20		38	20		11	8	12
110	117	130	155	95	M95 × 2										

Примечание. На чертеже совмещены торцевая и врезная крышки.

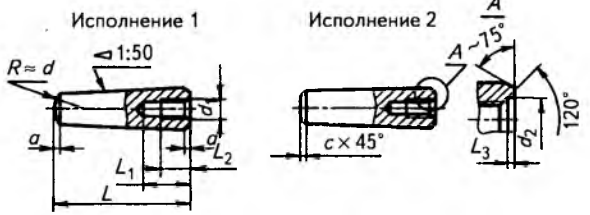
50. Размеры конических штифтов (ГОСТ 3129—70)*



d	c	Интервалы длин	d	c	Интервалы длин	d	c	Интервалы длин
4	0,6	16...70	10	1,6	30...180	25	3,0	60...280
5	0,8	16...90	12	1,6	36...220	32	4,0	80...280
6	1,0	20...110	16	2,0	40...280	40	5,0	100...280
8	1,2	25...140	20	2,5	50...280	50	6,3	120...280

rusautomobile.ru

51. Размеры штифтов конических с внутренней резьбой незакаленных (ГОСТ 9464—79*), мм

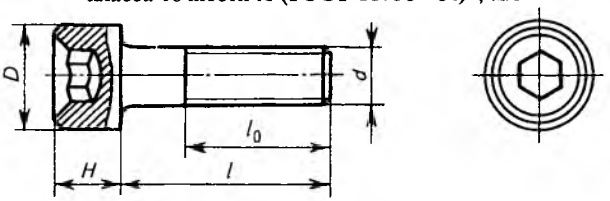


d	6	8	10	12	16	20	25
d_1	М4	М5	М6	М8	М10	М12	М16
d_2	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	11
L_1 не менее	10	12	16	20	25	28	35
L_2	6	8	10	12	16	18	24
L_3	1,0	1,2	24	1,2	1,5	1,5	2,0
$a \approx$	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	2,0
c	1,0	1,2	1,6	1,6	2,0	2,5	3,0
L	16...60	18...80	22...100	26...120	32...160	40...200	50...200

Примечания: 1. Ряд длин L: 16; 20; 25; 30; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280 мм. 2. Рекомендуемый материал — стали 45, 15 и А12. 3. ГОСТ 9464—79* предусматривает диаметр d = 6...50 мм. 4. Пример обозначения штифта исполнения 1, диаметром d = 10 мм, длиной L = 60 мм, без покрытия:

*Штифт 10 × 60 ГОСТ 9464 — 79**

52. Размеры винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» класса точности А (ГОСТ 11738—84)*, мм



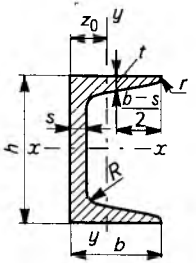
d	Шаг резьбы p		D	H	l	l_0
	крупный	мелкий				
6	1	—	10	6	10...50	$l_0 = l$ при $l \le 20$, l_0 =18 при $l \ge 25$
8	1,25	1	13	8	12...60	$l_0 = l$ при $l \le 25$, l_0 =22 при $l \ge 30$
10	1,5	1,25	16	10	16...70	$l_0 = l$ при $l \le 30$, l_0 =26 при $l \ge 35$
12	1,75	1,25	18	12	20...80	$l_0 = l$ при $l \le 30$, l_0 = 30 при $l \ge 35$
16	2	1,5	24	16	25...100	$l_0 = l$ при $l \le 40$, l_0 =38 при $l \ge 45$
20	2,5	1,5	30	20	30...120	$l_0 = l$ при $l \le 50$, l_0 =46 при $l \ge 55$
24	3	2	36	24	35....120	$l_0 = l$ при $l \le 60$, l_0 =54 при $l \ge 65$

Примечания: 1. Ряд длин l: 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120. 2. Пример обозначения винта диаметром резьбы М8, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6*g*, длиной 20 мм, класса прочности 6.8, без покрытия:

*Винт М8-6g × 20.68.029 ГОСТ 11738—84**

rusautomobile.ru

53. Размеры и справочные величины для осей швеллеров* (ГОСТ 8240—89)



Номер профиля	Размеры, мм						Площадь поверхности $F \cdot 10^{-2}$, мм^2	Масса G, кг	Справочные величины для осей							
									$x-x$				$y-y$			$z_0 \cdot 10^{-1}$, мм
	h	b	s	t	R	r			$I_x \cdot 10^{-4}$, мм^4	$W_x \cdot 10^{-3}$, мм^3	$i_x \cdot 10^{-1}$, мм^3	$S_x \cdot 10^{-3}$, мм^3	$I_y \cdot 10^{-4}$, мм^4	$W_y \cdot 10^{-3}$, мм^3	$i_y \cdot 10^{-1}$, мм^3	
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,954	1,16
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,080	1,24
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	13,30	12,80	4,75	1,190	1,31
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	8,59	174,0	34,8	3,99	20,40	20,40	6,46	1,370	1,44
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	10,40	304,0	50,6	4,78	29,60	31,20	8,52	1,530	1,54
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	12,30	491,0	70,2	5,60	40,80	45,40	11,0	1,700	1,6
14a	140	62	4,9	8,7	8,0	3,0	17,00	13,30	545,0	77,8	5,66	45,10	57,50	13,3	1,840	1,87
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	14,20	747,0	93,4	6,42	54,10	63,30	13,8	1,870	1,80
16a	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	15,30	823,0	103,0	6,49	59,40	78,80	16,4	2,010	2,00
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94
18a	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18	2,13
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07
20a	200	80	5,2	9,7	9,5	4,0	25,2	19,8	1670	167	8,15	95,9	139	24,2	2,35	2,28
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
22a	220	87	5,4	10,2	10,0	4,0	28,8	22,6	2330	212	8,99	121	187	30,0	2,55	2,46
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,6	2,42
24А	240	95	5,6	10,7	10,5	4,0	32,9	25,8	3180	265	9,84	151	254	37,2	2,78	2,67
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47

* h — высота швеллера; b — ширина полки; s — толщина стенки швеллера; t — толщина полки; I — момент инерции; W — момент сопротивления; i — радиус инерции; S — статический момент полусечения швеллера; z_0 — расстояние от оси $y-y$ до наружной грани полки.

Примечания: 1. Большие размеры профилей (до № 40) — предельные отклонения размеров, а также данные по швеллерам с параллельными гранями полок приведены в ГОСТ 8240—89. 2. Швеллеры изготовляют длиной 4...13 м. 3. Пример обозначения швеллера № 10 из стали марки Ст.3:

$$\text{Швеллер}\ \frac{10\ ГОСТ\ 8240-89}{Ст.3\ ГОСТ\ 535-58}.$$

russianlocksmith.ru

54. Размеры полосовой горячекатаной стали (ГОСТ 103—76*), мм

Ширина	Толщина*	Ширина	Толщина*
12; 14	4...8	50	4...40
16	4...10; 12	56	4...36
18	4...10	60	4...45
20	4...12; 16	63	4...50
22	4...12	65; 70; 75	4...45
25	4...16; 20	80	4...56
28	4...16	85; 90; 95	
30	4...20	100; 105;110	
32	4...20; 25	120; 125; 130	4...60
36	4...20	140; 150; 160	
40	4...28; 32	170; 180; 190	
45	4...36	200	

* Толщина полос, мм: 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 16; 18; 20; 22;25; 28;30;32; 36; 40; 45; 50; 56; 60.

Примечания: 1. Длину полос принимают в зависимости от массы участка:

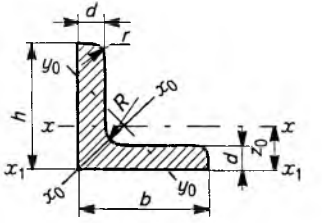
Масса участка длиной 1 м, кг	До 19	Свыше 19 до 60	Свыше 60
Длина полосы, м	3...9	3...7	3...5

2.Пример обозначения полосовой стали 45 толщиной 36 мм, шириной 90 мм, 4-й категории, с диаметром заготовки, подвергаемой термической обработке, равным 60 мм, подгруппы *б*, термически обработанной *Т*:

$$Полоса\ \frac{35\times 90\ ГОСТ\ 103-76*}{45-4(60)-б-ТГОСТ\ 1050-88*}$$

rusautomobile.ru

55. Размеры и справочные величины для осей равнополочных уголков* (ГОСТ 8509—93)



Номер профиля	Размеры, мм				$F \cdot 10^{-2}$, мм^2	G, кг	Справочные величины для осей								
							$x-x$		x_0-x_0		y_0-y_0		x_1-x_1	$z_0 \cdot 10^{-1}$, мм
	b	d	R	r			$I_x \cdot 10^{-4}$, мм^4	$i_x \cdot 10^{-1}$, мм	$I_{x0max} \cdot 10^{-4}$, мм^4	$i_{x0max} \cdot 10^{-1}$, мм	$I_{y0min} \cdot 10^{-4}$, мм^4	$i_{y0min} \cdot 10^{-1}$, мм	$I_{x1} \cdot 10^{-4}$, мм^4	
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,89	0,40	0,59	0,63	0,75	0,17	0,39	0,81	0,60
		4			1,46	1,15	0,50	0,58	0,78	0,73	0,22	0,38	1,09	0,64
2,5	25	3	3,5	1,2	1,43	1,12	0,81	0,75	1,29	0,95	0,34	0,49	1,57	0,73
		4			1,86	1,46	1,03	0,74	1,62	0,93	0,44	0,48	2,11	0,76
2,8	28	3	4,0	1,3	1,62	1,27	1,16	0,85	1,84	1,07	0,48	0,55	2,20	0,80
3,2	32	3	4,5	1,5	1,86	1,46	1,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,63	3,26	0,89
		4			2,43	1,91	2,26	0,96	3,58	1,21	0,94	0,62	4,39	0,94
3,6	36	3	4,5	1,5	2,10	1,65	2,56	1,10	4,06	1,39	1,06	0,71	4,64	0,99
		4			2,75	2,16	3,29	1,09	5,21	1,38	1,36	0,70	6,24	1,04
4	40	3	5	1,7	2,35	1,85	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	6,35	1,09
		4			3,08	2,42	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	8,53	1,13
		5			3,79	2,97	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	10,73	1,17
4,5	45	3	5	1,7	2,65	2,08	5,13	1,39	8,13	1,75	2,12	0,89	9,04	1,21
		4			3,48	2,73	6,63	1,38	10,50	1,74	2,74	0,89	12,10	1,26
		5			4,29	2,37	8,03	1,37	12,70	1,72	3,33	0,88	15,30	1,30
5	50	3	5,5	1,8	2,96	2,32	7,11	1,55	11,30	1,95	2,95	1,00	12,40	1,33
		4			3,89	3,05	9,21	1,54	14,60	1,94	3,80	0,99	16,60	1,38
		5			4,80	3,77	11,20	1,53	17,80	1,92	4,63	0,98	20,90	1,42
5,6	56	4	6	2	4,38	3,44	13,10	1,73	20,80	2,18	5,41	1,11	23,30	1,52
		5			5,41	4,25	16,00	1,72	25,40	2,16	6,59	1,10	29,20	1,57

russautomobile.ru

6,3	63	4	7	2,3	4,96	3,90	18,90	1,95	29,90	2,45	7,81	1,25	33,10	1,69
		5			6,13	4,81	23,10	1,94	36,60	2,44	9,52	1,25	41,50	1,74
		6			7,28	5,72	27,10	1,93	42,90	2,43	11,20	1,24	50,00	1,78
7	70	4,5	8	2,7	6,20	4,87	29,00	2,16	46,00	2,72	12,00	1,39	51,00	1,88
		5			6,86	5,38	31,90	2,16	50,70	2,72	13,20	1,39	56,70	1,90
		6			8,15	6,39	37,60	2,15	59,60	2,71	15,50	1,38	68,40	1,94
		7			9,42	7,39	43,00	2,14	68,20	2,69	17,80	1,37	80,10	1,99
		8			10,70	8,37	48,20	2,13	76,40	2,68	20,00	1,37	91,90	2,02
7,5	75	5	9	3	7,39	5,80	39,50	2,31	66,60	2,91	16,40	1,49	69,60	2,02
		6			8,78	6,89	46,60	2,30	73,90	2,90	12,30	1,48	83,90	2,06
		7			10,10	7,96	53,30	2,29	84,60	2,89	22,10	1,48	98,30	2,10
		8			11,50	9,02	59,80	2,28	94,60	2,87	24,80	1,47	113	2,15
		9			12,80	10,10	66,10	2,27	105	2,86	27,50	1,46	127	2,18
8	80	5,5	9	3	8,63	6,78	52,70	2,47	83,60	3,11	21,80	1,59	93,20	2,17
		6			9,38	7,36	57,00	2,47	90,40	3,11	23,50	1,58	102	2,19
		7			10,80	8,51	65,30	2,45	104	3,09	27,00	1,58	119	2,23
		8			12,30	9,65	73,40	2,44	116	3,08	30,30	1,57	137	2,27
9	90	6	10	3,3	10,60	8,33	82,10	2,78	130	3,50	34,00	1,79	145	2,43
		7			12,30	9,64	94,30	2,77	150	3,49	38,90	1,78	169	2,47
		8			13,90	10,90	106	2,76	168	3,48	43,80	1,77	194	2,51
		9			15,60	12,20	118	2,75	186	3,46	48,60	1,77	219	2,55

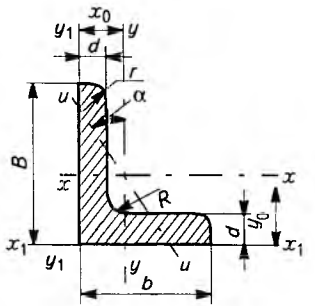
*b — ширина полки; d — толщина полки; I — момент инерции; i — радиус инерции; z_0 — расстояние от центра тяжести до наружной грани полки.

Примечания: 1. Большие размеры профилей (до № 25) и предельные отклонения размеров приведены в ГОСТ 8509—93. 2. Профили изготовляют длиной 4...13 м. 3. В зависимости от точности прокатки (предельных отклонений толщины полки) профили изготовляют высокой (А) и обычной (Б) точности. 4. Пример обозначения угловой равнополочной стали марки Ст3сп, обычной точности прокатки 50 × 50 × 3 мм:

$$Уголок\ \frac{Б-50\times50\times3\ ГОСТ\ 8509-93}{Ст3сп\ ГОСТ\ 535-88}.$$

russianpdf.ru

56. Размеры и справочные величины для осей неравнополочных уголков* (ГОСТ 8510—86*)



Номер профиля	Размеры, мм					$F \cdot 10^{-2}$, мм²	G, кг	Справочные материалы для осей											
								x—x		y—y		x_1—x_1		y_1—y_1		u—u		$tg\,\alpha$
	B	b	d	R	r			$I_x \cdot 10^{-4}$, мм⁴	$i_x \cdot 10^{-1}$, мм	$I_y \cdot 10^{-4}$, мм⁴	$i_y \cdot 10^{-1}$, мм	$I_{x1} \cdot 10^{-4}$, мм⁴	$y_0 \cdot 10^{-1}$, мм	$I_{y1min} \cdot 10^{-4}$, мм⁴	$x_0 \cdot 10^{-1}$, мм	$I_{umin} \cdot 10^{-4}$, мм⁴	$i_{umin} \cdot 10^{-1}$, мм	
2,5/1,6	25	16	3	3,5	1,2	1,16	0,91	0,70	0,78	0,22	0,44	1,56	0,86	0,43	0,42	0,13	0,34	0,392
3,2/2	32	20	3	3,5	1,2	1,49	1,17	1,52	1,01	0,46	0,55	3,26	1,08	0,82	0,49	0,28	0,43	0,382
			4			1,94	1,52	1,93	1,00	0,57	0,54	4,38	1,12	1,12	0,53	0,35	0,43	0,374
4/2,5	40	25	3	4	1,3	1,89	1,48	3,06	1,27	0,93	0,70	6,37	1,32	1,58	0,59	0,56	0,54	0,385
			4			2,47	1,94	3,93	1,26	1,18	0,69	8,53	1,37	2,15	0,63	0,71	0,54	0,381
4,5/2,8	45	28	3	5	1,7	2,14	1,68	4,41	1,43	1,32	0,79	9,02	1,47	2,20	0,64	0,79	0,61	0,382
			4			2,80	2,20	5,68	1,42	1,69	0,78	12,10	1,51	2,98	0,68	1,02	0,60	0,379
5/3,2	50	32	3	5,5	1,8	2,42	1,90	6,17	1,60	1,99	0,91	12,40	1,60	3,26	0,72	1,18	0,70	0,403
			4			3,17	2,49	7,98	1,59	2,56	0,90	16,60	1,85	4,42	0,76	1,52	0,69	0,401
5,6/3,6	56	36	4	6	2,0	3,58	2,81	11,40	1,78	3,70	1,02	23,20	1,82	6,25	0,84	2,19	0,78	0,406
			5			4,41	3,46	13,80	1,77	4,48	1,01	29,20	1,86	7,91	0,88	2,66	0,78	0,404
6,3/4	63	40	4	7	2,3	4,04	3,17	16,30	2,01	5,16	1,13	33,00	2,03	8,51	0,91	3,07	0,87	0,397
			5			4,98	3,91	19,90	2,00	6,26	1,12	41,40	2,08	10,80	0,95	3,73	0,86	0,396
			6			5,90	4,63	23,30	1,99	7,28	1,11	49,90	2,12	13,10	0,99	4,36	0,86	0,393
			8			7,68	6,03	29,60	1,96	9,15	1,09	66,90	2,20	17,90	1,07	5,58	0,85	0,386
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5	5,59	4,39	27,80	2,23	9,05	1,27	56,70	2,28	15,20	1,05	5,34	0,98	0,406
7,5/5	75	50	5	8	2,7	6,11	4,79	34,8	2,39	12,50	1,43	69,70	2,39	20,80	1,17	7,24	1,09	0,436
			6			7,25	5,69	40,90	2,38	14,60	1,42	83,90	2,44	25,20	1,21	8,48	1,08	0,435
			8			9,47	7,43	52,4	2,35	18,50	1,40	112,0	2,52	34,20	1,29	10,90	1,07	0,430

russianmobile.ru

8/5	80	50	5	8	2,7	6,36	4,99	41,6	2,56	12,70	1,41	84,60	2,60	20,80	1,13	7,58	1,09	0,387
			6			7,55	5,92	49,00	2,55	14,80	1,40	102,0	2,65	25,20	1,17	8,88	1,08	0,386
9/5,6	90	56	5,5	9	3	7,86	6,17	65,30	2,88	19,70	1,58	132,0	2,92	32,30	1,26	11,80	1,22	0,384
			6			8,54	6,70	70,6	2,88	21,20	1,58	145,0	2,95	35,20	1,28	12,70	1,22	0,384
			8			11,18	8,77	90,9	2,85	27,10	1,56	194,0	3,04	47,80	1,36	16,30	1,21	0,380
10/6,3	100	63	6	10	3,3	9,59	7,53	98,4	3,20	30,60	1,79	198,0	3,23	49,90	1,42	18,20	1,38	0,393
			7			11,10	8,70	113	3,18	39,20	1,77	232,0	3,28	58,70	1,46	20,80	1,37	0,392
			8			12,60	9,87	127	3,18	39,20	1,77	266,0	3,32	67,60	1,50	23,40	1,36	0,391
			10			15,50	12,10	154	3,15	47,10	1,75	333,0	3,40	85,80	1,58	38,30	1,35	0,387
11/7	110	70	6,5	10	3,3	11,40	8,98	142	3,53	45,60	2,00	286,0	3,55	74,30	1,58	26,90	1,53	0,402
			8			13,90	10,90	172	3,51	54,60	1,98	353,0	3,61	92,30	1,64	32,30	1,52	0,400
12,5/8	125	80	7	11	3,7	14,10	11,00	227	4,01	73,70	2,29	452,0	4,01	119,0	1,80	43,40	1,76	0,407
			8			16,00	12,50	256	4,00	83,00	2,28	518,0	4,05	137,0	1,84	48,80	1,75	0,406
			10			19,70	15,50	312	3,98	100,0	2,26	649,0	4,14	173,0	1,92	59,30	1,74	0,404
			12			23,40	18,30	365	3,95	117,0	2,24	781,0	4,22	210,0	2,0	69,50	1,72	0,400
14/9	140	90	8	12	4	18,00	14,10	364	4,49	120,0	2,58	727,0	4,49	194,0	2,03	70,30	1,98	0,411
			10			22,20	17,50	444	4,47	146,0	2,56	911,0	4,58	245,0	2,12	85,50	1,96	0,409

*b — ширина полки; d — толщина полки; I —момент инерции; i — радиус инерции; z_0 — расстояние от центра тяжести до наружной грани полки.

Примечания: 1. Большие размеры профилей (до № 25/16) и предельные отклонения размеров приведены в ГОСТ 8510—86. 2. Пример обозначения угловой неравнополочной стали обычной точности прокатки, размерами 63 × 40 × 4 мм, марки Ст.2сп:

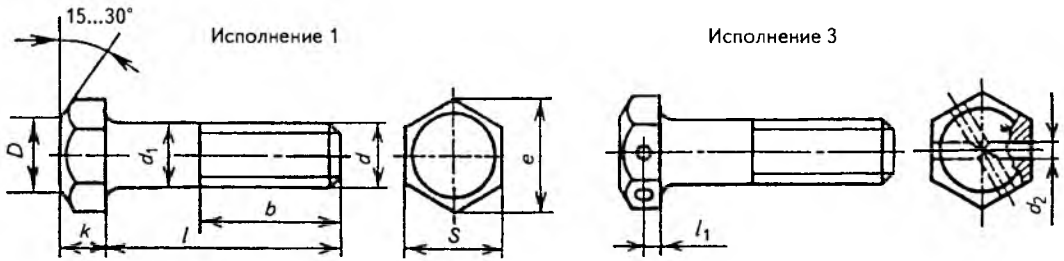
$$\text{Уголок}\ \frac{\text{Б - 63×40×4 ГОСТ 8510 — 86}}{\text{Ст.2сп ГОСТ 535 — 88*}}.$$

russianmobile.ru

57. Размеры болтов класса точности А, мм

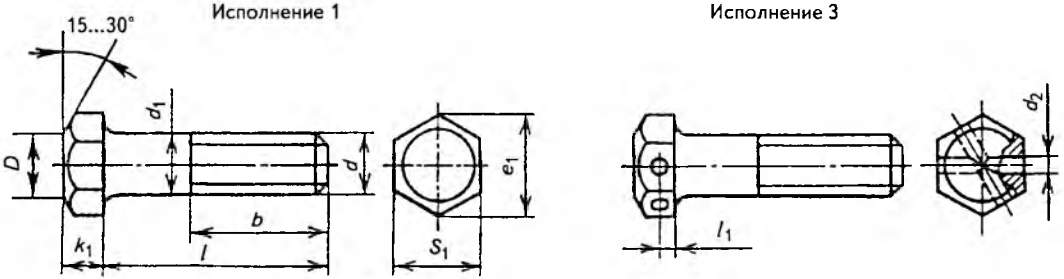
Болты с шестигранной головкой — ГОСТ 7805—70*, болты с шестигранной уменьшенной головкой — ГОСТ 7808—70*

ГОСТ 7805—70*



$D \approx 0{,}95S$. Диаметр резьбы $d = 1{,}6...48$ мм

ГОСТ 7808—70*



$D \approx 0{,}95S_1$. Диаметр резьбы $d = 8...48$ мм

Размеры	Резьба ($d = d_1$)																
	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг резьбы:																	
крупный	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
мелкий	—	—	—	—	—	—	—	1	1,25	1,25	1,5	1,5	2	2	3	3	3
Отклонения d_1	− 0,14				− 0,18			− 0,22		− 0,27			− 0,33		− 0,39		
Размер под ключ S	3,2	4	5	5,5	7	8	10	13	16	18	24	30	36	46	55	65	75
Отклонение S	− 0,18				− 0,22			− 0,27		− 0,33			− 0,62		− 0,74		

russautomobile.ru

Размер под ключ S_1	—	—	—	—	—	—	—	12	14	17	22	27	32	41	50	60	70
Отклонение S_1	—	—	—	—	—	—	—		− 0,27			− 0,33			− 0,62		− 0,74
Высота головки k	1,1	1,4	1,7	2	2,8	3,5	4	5,5	7	8	10	13	15	19	23	26	30
Отклонение k			± 0,12				± 0,15			± 0,18			± 0,21			± 0,26	
Высота головки k_1	—	—	—	—	—	—	—	5	6	7	9	11	13	17	20	23	26
Отклонение k_1	—	—	—	—	—	—	—		± 0,15			± 0,18			± 0,21		± 0,26
Диаметр описанной окружности, не менее:																	
e	3,4	4,3	5,5	6,0	7,7	8,8	11,1	14,4	17,8	20,0	26,8	33,5	40,0	51,3	61,7	72,6	83,9
e_1	—	—	—	—	—	—	—	13,2	15,5	18,9	24,5	30,1	35,7	45,6	55,8	67,0	78,3
Диаметр отверстия в головке d_2			—		1,0	1,2	2,0	2,5	2,5	3,2	4	4	4	4	5	5	5
Отклонение d_2			—				+ 0,40						+ 0,48				
Размер l_1			—		1,4	1,8	2,0	2,8	3,5	4	5	6,5	7,5	9,5	11,5	13	15
Отклонение l_1			—			± 0,20				± 0,24			± 0,29			± 035	
Смещение оси головки относительно оси стержня:																	
ГОСТ 7805—70			0,18			0,22		0,27			0,33			0,39		0,46	
ГОСТ 7808—70			0,18			—			0,27			0,33			0,39		0,46

Примечания: 1. ГОСТы предусматривают и другие исполнения, варианты исполнений и нерекомендуемые диаметры и длины болтов. 2. Пример обозначения болта исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с размером под ключ $S = 18$ мм, длиной $l = 60$ мм с крупным шагом резьбы; поле допуска 6*g*, класс прочности 5,8, без покрытия:

Болт М12-6g × 60.58 (S18) ГОСТ 7805—70.*

То же, исполнение 3, с размером под ключ $S_1 = 17$ мм, с мелким шагом резьбы; поле допуска 6*g*, класс прочности 10.9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Болт 3М12 × 1,25-6g × 60.109.40Х016 ГОСТ 7808—70.*

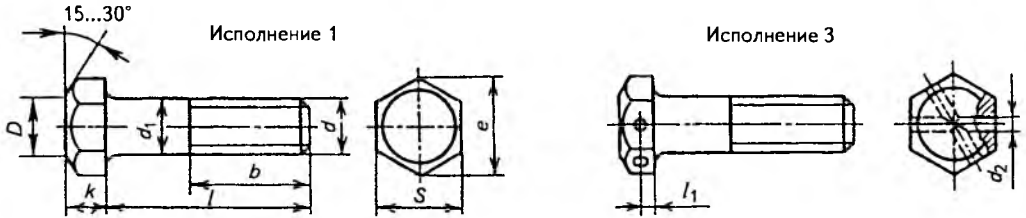
3. Резьба — ГОСТ 24705—81. Сбег и недорез резьбы — ГОСТ 10549—80*. 4. Допускается по соглашению между изготовителем и потребителем изготовлять болты с шагом резьбы 2 мм для номинальных диаметров 36...48 мм. 5. По ГОСТ 7808—70* допускается изготовлять болты исполнения 1 с высотой головки, равной *k*. 6. Технические требования — ГОСТ 1759.0—87*.

russmotobile.ru

58. Размеры болтов класса точности В

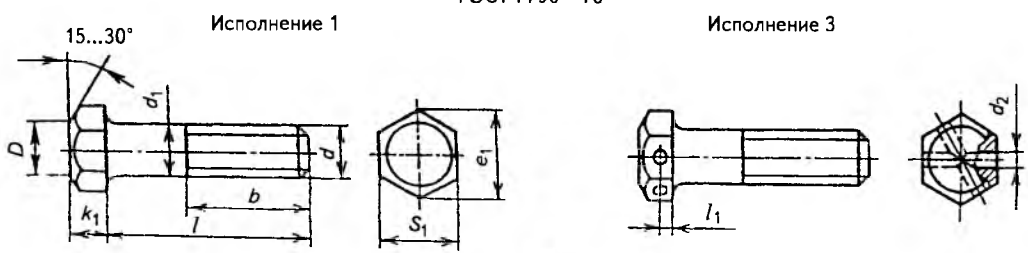
Болты с шестигранной головкой — ГОСТ 7798—70*, болты с шестигранной уменьшенной головкой — ГОСТ 7796—70*

ГОСТ 7798—70*



$D \approx 0{,}95S$, $d = 6...48$ мм

ГОСТ 7796—70*



$D \approx 0{,}95S_1$, $d = 8...48$ мм

Размеры	Резьба ($d = d_1$)										
	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг резьбы:											
крупный	1	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3	3,5	4,0	4,5	5,0
мелкий	—	1,0	1,25		1,5		2		3		
Отклонение d_1	– 0,30	– 0,36		–0,43			– 0,52		– 0,62		
Размер под ключ S	10	13	16	18	24	30	36	46	55	65	75
Отклонение S	– 0,36	– 0,43		– 0,52	– 0,84		–1,0		–1,2	–1,9	

russianmobile.ru

Размер под ключ S_1	—	12	14	17	22	27	32	41	50	60	70	
Отклонение S_1	–		– 0,43		– 0,84			– 1,0		–1,2	–1,9	
Высота головки k	4	5,5	7	8	10	13	15	19	23	25	30	
Отклонение k	± 0,24			± 0,29			± 0,35			± 0,42		
Высота головки k_1	—	5	6	7	9	11	13	17	20	23	26	
Отклонение	—	± 0,24		± 0,29			± 0,35			± 0,42		
Диаметр описанной окружности, не менее:												
e	10,9	14,2	17,6	19,9	26,2	33,0	39,6	50,9	60,8	71,3	82,6	
e_1	—	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35,0	45,2	55,4	66,4	76,9	
Размер d_2	2	2,5		3,2		4				5		
Отклонение d_2		+ 0,4					+ 0,48					
Размер l_1	2	2,8	3,5	4	5	6,5	7,5	9,5	11,5	13	15	
Отклонение l_1	± 0,2			± 0,24			± 0,29			± 0,35		
Смещение оси головки относительно оси стержня:												
ГОСТ 7798—70	0,36	0,43			0,52		0,62			0,74		
ГОСТ 7796—70	—	0,43			0,52		0,62			0,74		

Приложения: 1. ГОСТы предусматривают другие исполнения, варианты исполнений и нерекомендуемые диаметры и длины болтов. 2. Пример обозначения болта исполнения 1, диаметром резьб $d = 12$ мм, с размером под ключ $S = 18$ мм, длиной $l = 60$ мм с крупным шагом резьбы; поле допуска 6g, класс прочности 5,8, без покрытия:

Болт М12-6g × 60.58 (S18) ГОСТ 7798—70.*

То же, исполнение 3, с размером под ключ $S_1 = 17$ мм, с мелким шагом резьбы; поле допуска 6g, класс прочности 10,9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Болт 3М12× 1,25-6g × 60.60.109.40Х016 ГОСТ 7796—70.*

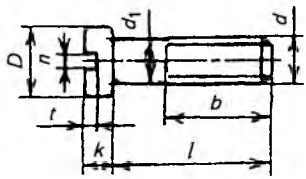
3. Резьба — ГОСТ 24705—81. Сбег и недорез резьбы — ГОСТ 27148—86. 4. По соглашению с изготовителем допускается производить болты с полем допуска 4*h*, 6*e* и 6*d*. 5. По ГОСТ 7796—70 допускается изготовлять болты исполнения 1 с высотой головки, равной *k*. 6. Технические требования — ГОСТ 1759.0—87*.

rusautomobile.ru

59. Размеры винтов классов точности А и В, мм

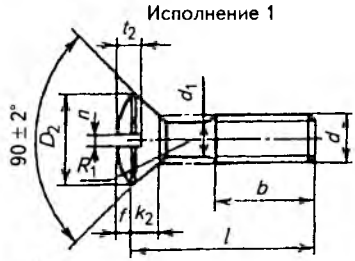
Винты с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491—80)*, с полукруглой головкой (ГОСТ 17473—80*), с полупотайной головкой (ГОСТ 17474—80)*, с потайной головкой (ГОСТ 17475—80*)

ГОСТ 1491—80*



ГОСТ 17474—80*

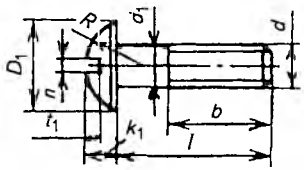
Исполнение 1



d = 1...20 мм; $d_1 = d$

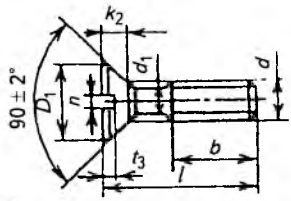
ГОСТ 17473—80*

Исполнение 1



ГОСТ 17475—80*

Исполнение 1



d = 1...20 мм; $d_1 = d$

Размеры	Резьба (d, мм)									
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
Шаг резьбы:										
крупный	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0
мелкий	—	—	—	—	—	—	1,0	1,25	1,25	1,5
D, D_1	3,8	4,5	5,5	7,0	8,5	10	13	16	18	24
D_2	3,8	4,7	5,6	7,4	9,2	11,0	14,5	18,0	21,5	28,5
k	1,3	1,6	2,0	2,6	3,3	3,9	5,0	6,0	7,0	9,0
k_1	1,4	1,7	2,1	2,8	3,5	4,2	5,6	7,0	8,0	11
k_2, не более	1,2	1,5	1,65	2,2	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
f	0,5	0,6	0,75	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
R	2,0	2,4	2,9	3,6	4,4	5,1	6,6	8,1	9,1	12,1
R_1	4,2	5,4	6,0	8,0	9,4	12	15	19	22,5	30
t,										
не менее	0,6	0,7	0,7	1,2	1,5	1,8	2,3	2,7	3,2	4,0
не более	0,85	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3	2,8	3,2	3,8	4,6
t_1,										
не менее	0,75	0,9	1,0	1,6	2,1	2,3	3,26	3,76	3,96	4,76
не более	1,05	1,3	1,4	2,0	2,5	2,7	3,74	4,24	4,44	5,24
t_2,										
не менее	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4
не более	1,0	1,2	1,45	1,9	2,3	2,8	3,7	4,5	5,4	7,2
t_3,										
не менее	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4	3,2
не более	0,6	0,73	0,85	1,1	1,35	1,6	2,1	2,6	3,0	4,0
n,										
не менее	0,56	0,66	0,86	1,06	1,26	1,66	2,06	2,56	3,06	4,07
не более	0,70	0,8	1,0	1,2	1,51	1,91	2,31	2,81	3,31	4,37

rusautomobile.ru

60. Длины винтов (ГОСТ 1491—80*, ГОСТ 17473—80*, ГОСТ 17475—80*)

l, мм	Длина резьбы *b* при *d* (знаком × отмечены винты с резьбой на всей длине стержня), мм ,не менее											
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	18	2
3				—	—							
4				×	—							
5				×	—	—						
6				×	×							
8	×	×	×				—	—	—	—	—	
9				×	×	×						
10												
11												
12	×	×	×	×	×			—	—			
14	10	11	×	×	×	×	×	—	—			
16	10	11	12	×	×			—	—			
20	10	11	12	14	16			×	×			
25		11	12				×	×	×	—		
30		—	12	14	16		22	×	×	×		
35		—	—	(22)	(25)		22	26	30	×		
40		—	—				22	26	30	×		
45					16	18						
50					16	(28)						
55	—				—							
60		—	—	—	—		22	26	30	38	42	46
65							(34)	(40)	(46)	(58)	(64)	(70)
70					—	—						
75												
80												

Примечание. В скобках приведена удлиненная длина резьбы, которая является предпочтительной.

rusautomobile.ru

61. Длины винтов по ГОСТ 17474—80*

l, мм	Длина резьбы *b* при *d* (знаком × отмечены винты с резьбой на всей длине стержня), мм, не менее									
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
3		—	—	—	—					
4		×	×	—	—	—	—			
5		×	×	×	—					
6	×	×	×	×	×			—	—	
8							—			
9		×	×	×			—			
10							×			—
11					×	×	×			
12	×	×	×	×					—	
14	10	×	×	×			×	×	—	
16	10	11	×	×					×	
20	10	11	12	14					×	
25		11	12	14			×	×		—
30		—	12	14			×	×		×
35		—	—	14			22	×	×	×
40		—	—	14			22	26		×
45										×
50	—				16	18				×
55	—									×
60										38
65		—	—	—			22	26	30	
70										
75										38
80										

Примечания: 1. ГОСТы предусматривают также другие исполнения, нерекомендуемые диаметры и длины, $d = 1...1{,}6$ мм; $d = 20$ мм; $l = 90...120$ мм, а также «удлиненную» длину резьбы. 2. Диаметр d_1 равен наружному диаметру резьбы или диаметру стержня под накатывание метрической резьбы (ГОСТ 19256—73).

Пример обозначения винта класса точности А, диаметром $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6*g*, длиной $l = 50$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

*Винт А.М-6g × 50.58 ГОСТ 1491—80**.

То же, с мелким шагом резьбы, класса прочности 10.9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 9 мкм:

*Винт А.М12 × 1,25-6g × 50.109.40Х.019 ГОСТ 1491—80**.

3. Резьба — ГОСТ 24705—81*. Сбег и недорез резьбы — ГОСТ 10549—80*. 4. Технические требования — ГОСТ 1759.0—87*.

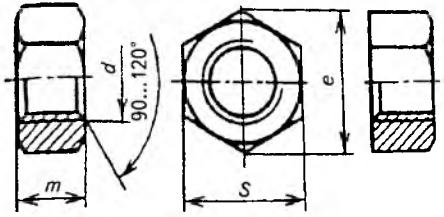
rusautomobile.ru

62. Размеры шестигранных гаек класса точности В, мм

Гайки шестигранные — ГОСТ 5915—70*, гайки шестигранные низкие — ГОСТ 5916 —70*, гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ — ГОСТ 15521—70*, гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером под ключ — ГОСТ 15522—70*.

ГОСТ 5915—70*

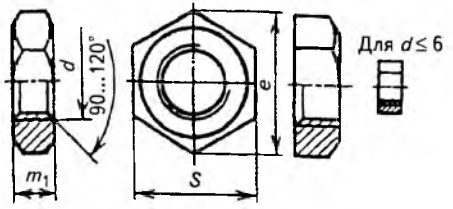
Исполнение 1 Исполнение 2



d = 1,6...48 мм

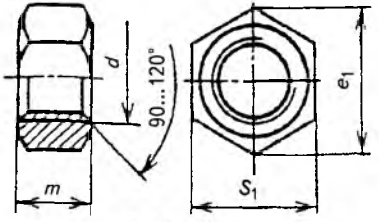
ГОСТ 5916—70*

Исполнение 1 Исполнение 2



d = 1...48 мм

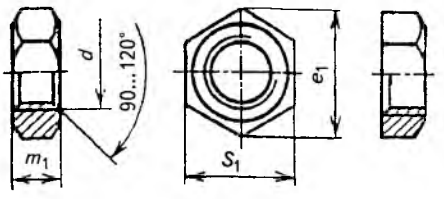
ГОСТ 15521—70*



d = 8...48 мм

ГОСТ 15522—70*

Исполнение 1 Исполнение 2



d = 8...48 мм

Размеры	Резьба (d, мм)															
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг резьбы:																
крупный	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
мелкий	—	—	—	—	—	—	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	2	2	3	3	3
Размер под ключ S	4	5	5,5	7	8	10	13	17	19	24	30	36	46	55	65	75
Отклонение S	− 0,3			− 0,36			− 0,43		− 0,52	− 0,84		−1,0		− 1,2	− 1,9	

russianmobile.ru

Продолжение

Размеры	Резьба (d, мм)															
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Размер под ключ S_1							12	14	17	22	27	32	41	50	60	70
Отклонение S_1	—	—	—	—	—	—		– 0,43			– 0,84		– 1,0		– 1,2	– 1,9
Размер e	4,2	5,3	5,9	7,5	8,6	10,9	14,2	18,7	20,9	26,2	33,0	39,6	50,9	60,8	71,3	82,6
Размер e_1	—	—	—	—	—	—	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35,0	45,2	55,4	66,4	76,9
Высота m	1,6	2,0	2,4	3,2	4,0	5,0	6,5	8	10	13	16	19	24	29	34	38
Отклонение m		– 0,6			– 0,75			– 0,90			– 1,10		– 1,30		– 1,60	
Высота m_1	1,2	1,6	1,8	2,2	2,7	3,2	4	5	6	8	10	12	15	18	21	24
Отклонение m_1			– 0,6					– 0,75			– 0,90		– 1,1		– 1,3	
Δ* (ГОСТ 5915—70* и ГОСТ 5916—70*)		0,3			0,36			0,43			0,52		0,62		0,74	
Δ_1* (ГОСТ 15521—70* и ГОСТ 15522—70*)			—					0,43			0,52		0,62		0,74	
Масса ** 1000 стальных гаек (исполнения 1) с крупным шагом резьбы, кг																
ГОСТ 5915—70*	0,14	0,27	0,38	0,80	1,44	2,57	5,55	10,2	15,7	37,6	71,4	123	242	417	624	956
ГОСТ 5916—70*	0,07	0,16	0,22	0,43	0,66	1,25	2,67	6,11	8,3	17,7	35,55	59,8	127	217	361	558
ГОСТ 15521—70*	—	—	—	—	—	—	4,07	6,26	10,4	24,0	43,3	71,2	151	277	755	765
ГОСТ 15522—70*	—	—	—	—	—	—	2,12	3,42	6,26	13,4	25,2	39,9	87,10	161	279	448

*Δ и Δ_1 — предельные смещения осей отверстий относительно граней.

**Для гаек из алюминиевого сплава значения массы, приведенные в табл. 62, следует умножить на коэффициент 0,356, из латуни — на коэффициент 1,08.

Примечания: 1. ГОСТы предусматривают также нерекомендуемые размеры гаек. ГОСТ 5915—70* и ГОСТ 5916—70* предусматривают гайки с диаметром резьбы менее 2 мм. 2. Пример обозначения гайки исполнения 1, диаметром резьбы d = 12 мм с размером под ключ S = 19 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12-6Н.5(S19) ГОСТ 5915—70.*

То же, исполнения 2, с размером под ключ S_1 = 17 мм, с мелким шагом резьбы, класса прочности 12, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

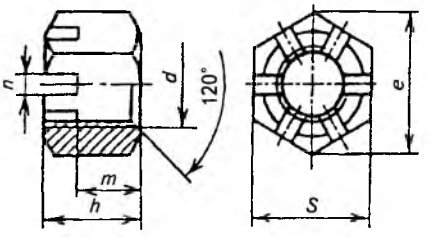
Гайка 2М12 × 1,25-6Н.12.40Х.016 ГОСТ 15522—70.*

russiontools.ru

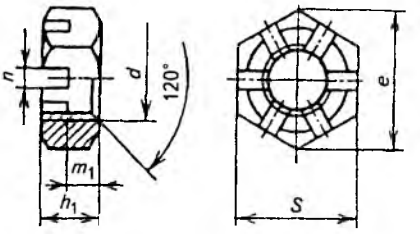
63. Размеры прорезных шестигранных гаек, мм

Гайки шестигранные прорезные с уменьшенным размером под ключ класса точности А — ГОСТ 2528—73* и гайки шестигранные прорезные низкие с уменьшенным размером под ключ класса точности А — ГОСТ 5935—73*

ГОСТ 2528—73



ГОСТ 5935—73



Размеры	Резьба (d, мм)									
	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг резьбы:										
крупный	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
мелкий	1	1,25	1,25	1,5	1,5	2	2	3	3	3
S	12	14	17	22	27	32	41	50	60	70
h	9,5	12	15	19	22	27	33	38	46	50
h_1	7	8	10	12	13	15	18	20	23	25
e ≥	113,2	15,5	18,9	24,5	30,2	35,8	45,9	56,1	67,4	78,5
Число прорезей	6								8	
n	2,5	2,8	3,5	4,5	4,5	5,5	7	7	9	9
m	6,5	8	10	13	16	19	24	29	34	38
m_1	4	5	6	7	8	9	11	13	14	16
Шплинт	2 × 20	2,5 × 25	3,2 × 25	4 × 32	4 × 36	5 × 40	6,3 × 50	6,3 × 63	8 × 71	8 × 80
Масса 1000 стальных гаек, кг*										
ГОСТ 2528—73*	5,42	8,64	16,03	32,55	57,77	96,76	201	360	621,9	962,8
ГОСТ 5935—73*	3,768	5,659	10,36	19,63	32,79	51,72	105,1	183,3	293,1	459,9

* Для гаек из алюминиевого сплава величины массы, указанные в табл. 63, следует умножить на коэффициент 0,356, для гаек из латуни— на коэффициент 1,08.

Примечания: 1. Пример обозначения гайки диаметром резьбы d = 12 мм с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 2528—73.*

То же с мелким шагом резьбы с покрытием 01 толщиной 9 мкм:

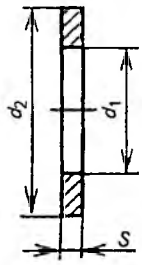
Гайка М12 × 1,25-6Н.5.019 ГОСТ 5935—73.*

2. Резьба — ГОСТ 24705—81*. 3. Форма дна прорези может быть плоской, скругленной или с фаской. Допускается выполнение фаски на резьбе со стороны прорезей. 4. Технические требования — ГОСТ 1759.0—87*. 5. Допуски размеров и отклонений формы и расположения поверхностей — ГОСТ 1759.1.—82*.

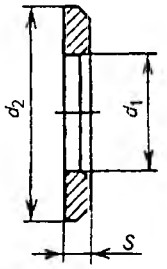
rusautomobile.ru

64. Увеличенные шайбы (ГОСТ 6958—78*), шайбы (ГОСТ 11371—78*), уменьшенные шайбы (ГОСТ 10450—78*) класса точности А

ГОСТ 6959—78*
ГОСТ 10450—78*



ГОСТ 11371—78*



Диаметр резьбы крепежной детали, мм	d_1, мм	Шайбы увеличенные			Шайбы			Шайбы уменьшенные		
		d_2, мм	s, м	Масса 1000 шайб, кг	d_2, мм	s, м	Масса 1000 шайб, кг	d_2, мм	s, м	Масса 1000 шайб, кг
2,0	2,2	6	0,5	0,095	5,0	0,3	0,035	4,5	0,3	0,029
2,5	2,7	8	0,5	0,178	6,5	0,5	0,102	5,0	0,5	0,058
3,0	3,2	9	0,8	0,350	7,0	0,5	0,110	6,0	0,5	0,078
4,0	4,3	12	1,0	0,89	9,0	0,8	0,282	8,0	0,5	0,143
5,0	5,3	15	1,2	1,452	10,0	1,0	0,415	9,0	1,0	0,330
6,0	6,4	18	1,6	2,796	12,0	1,6	0,732	11,0	1,6	0,786
8,0	8,4	24	2,0	6,130	16,0	1,6	1,077	15,0	1,6	1,524
10,0	10,5	30	2,5	12,17	20,0	2,0	2,716	18,0	1,6	2,112
12,0	13,0	37	3,0	20,00	24,0	2,5	5,558	20,0	2,0	2,916
14,0	15,0	44	3,0	32,00	28,0	2,5	7,795	24,0	2,5	5,412
16,0	17,0	50	3,0	41,00	30,0	3,0	10,000	28,0	2,5	7,636
18,0	19,0	56	4,0	68,00	34,0	3,0	13,23	30,0	3,0	10,32
20,0	21,0	60	4,0	78,00	37,0	3,0	15,56	34,0	3,0	12,84
22,0	23,0	66	5,0	118,0	39,0	3,0	16,53	37,0	3,0	15,22
24,0	25,0	72	5,0	131,0	44,0	4,0	29,53	39,0	4,0	22,59
27,0	28,0	85	6,0	238,0	50,0	4,0	39,12	44,0	4,0	28,67
30,0	31,0	92	6,0	277,0	56,0	4,0	50,08	50,0	4,0	38,30
36,0	37,0	110	8,0	529,0	66,0	5,0	86,12	60,0	5,0	68,80
42,0	43,0	—	—	—	78,0	7,0	169,07	—	—	—
48,0	50,0	—	—	—	92,0	8,0	273,09	—	—	—

Примечания: 1. Для определения массы шайб значения массы, указанные в табл. 64 для стальных шайб, следует умножить на коэффициенты: 0,356 — для алюминиевого сплава; 0,97 — для бронзы; 1,08 — для латуни; 1,13 — для меди. 2. ГОСТы предусматривают d_1 = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6 мм, а также шайбы класса точности С. 3. Пример условного обозначения увеличенной шайбы класса точности А для крепежной детали диаметром резьбы 12 мм установленной стандартом толщины, из стали 08 кп, с цинковым покрытием, толщиной 9 мкм:

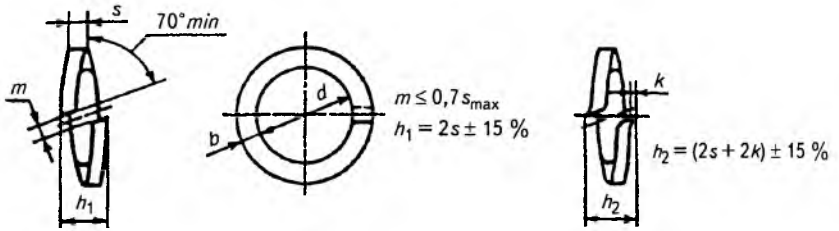
Шайба А12.01.08 кп. 019 ГОСТ 6958—78.*

4. Предельные отклонения для класса точности А: наружного диаметра d_2 — по $h14$, при s > 4 — по $h15$; диаметра отверстия d_1 — по Н13, при $s > 4$ — по Н14.

rusautomobile.ru

65. Пружинные шайбы (ГОСТ 6402—70* в ред. 1993 г.)

Исполнение 1 Исполнение 2



Пружинные шайбы изготовляют с квадратным поперечным сечением четырех типов: Н — нормальные; Т — тяжелые; ОТ — особо тяжелые; Л — легкие

Диаметр болта, винта, шпильки, мм	d, мм	Шайбы									Расчетная упругая сила шайб из стали 65Г, Н			
		Легкие (Л)			Нормальные (Н)		Тяжелые (Т)		Особо тяжелые (ОТ)					
		b, мм	s, мм	Масса 1000 шайб, кг	b = s, мм	Масса 1000 шайб, кг	b = s, мм	Масса 1000 шайб, кг	b = s, мм	Масса 1000 шайб, кг	Л	Н	Т	ОТ
2	2,1	0,8	0,5	0,030	0,5	0,017	0,6	0,025	—	—	7,8	11,8	26,5	—
2,5	2,6	0,8	0,6	0,042	0,6	0,030	0,8	0,056	—	—	14,7	16,7	57,8	—
3	3,1	1,0	0,8	0,084	0,8	0,064	1,0	0,105	—	—	35,3	38,2	101	—
3,5	3,6	1,0	0,8	0,094	1,0	0,117	—	—	—	—	21,6	71,5	—	—
4	4,1	1,2	0,8	0,129	1,0	0,129	1,4	0,273	—	—	14,7	52,9	230	—
5	5,1	1,2	1,0	0,191	1,2	0,228	1,6	0,432	—	—	28,4	71,5	252	—
6	6,1	1,6	1,2	0,378	1,4	0,376	2,0	0,827	—	—	36,3	88,2	418	—
7	7,2	2,0	1,6	0,749	2,0	0,936	—	—	—	—	92,1	289	—	—
8	8,2	2,0	1,6	0,287	2,0	1,034	2,5	1,678	—	—	71,5	214	583	—
10	10,2	2,5	2,0	1,608	2,5	2,010	3,0	2,984	3,5	4,212	114	339	770	1490
12	12,2	3,5	2,5	3,462	3,0	3,450	3,5	4,816	4,0	6,488	187	499	1000	1774
14	14,2	4,0	3,0	5,487	3,2	4,480	4,0	7,316	4,5	9,509	295	463	1235	2058
16	16,3	4,5	3,2	7,507	3,5	6,084	4,5	10,56	5,0	13,34	283	495	1509	2372
18	18,3	5,0	3,5	10,23	4,0	8,960	5,0	14,62	5,5	18,06	305	673	1803	2734
20	20,5	5,5	4,0	14,33	4,5	12,69	5,5	19,70	6,0	23,89	434	856	2107	3077
22	22,5	6,0	4,5	19,25	5,0	17,21	6,0	25,66	7,0	36,14	597	1107	2479	4841
24	24,5	6,5	4,8	24,16	5,5	22,68	7,0	38,55	8,0	51,93	642	1382	3989	7085
27	27,5	7,0	5,5	33,14	6,0	30,10	8,0	56,67	9,0	73,71	928	1539	5459	9055
30	30,5	8,0	6,0	46,14	6,5	39,05	9,0	79,80	10	101,1	1029	1695	7115	11192
33	33,5	10	6,0	65,07	7,0	49,52	—	—	—	—	692	1882	—	—
36	36,5	10	6,0	69,51	8,0	70,999	10	115,9	12	173,9	566	2773	7428	16317
39	39,5	10	6,0	73,90	8,5	86,37	—	—	—	—	469	2999	—	—
42	42,5	12	7,0	113,9	9,0	103,8	12	195,2	—	—	756	3244	11535	—
45	45,5	12	7,0	120,1	9,5	123,5	—	—	—	—	643	3489	—	—
48	48,5	12	7,0	126,3	10	145,4	—	—	—	—	554	3753	—	—

Примечания: 1. Допускается увеличение размера *S* в пределах 10 % от номинального размера. 2. Для определения массы шайб из бронзы массу, указанную в табл. 65, следует умножить на коэффициент 1,08. 3. Примеры обозначения шайбы исполнения 1 для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм: легкой из бронзы БрКМц3-1 без покрытия:

Шайба 12Л БрКМц3-1 ГОСТ 6402—70;*

нормальной из стали 65Г с кадмиевым покрытием толщиной 9 мкм:

*Шайба 12 65Г 029 ГОСТ 6402—70**

тяжелой исполнения 2 из стали 30Х13 с пассивным покрытием:

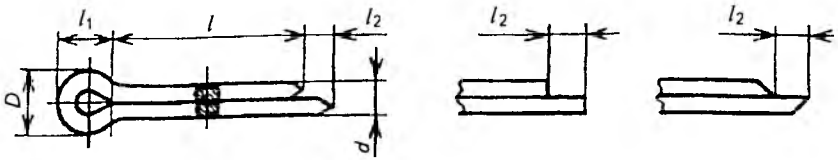
Шайба 2 12Т30Х13 11 ГОСТ 6402—70.*

4. Пружинные шайбы изготовляют из проволоки по ГОСТ 11850—70* или по другой нормативно-технической документации из стали марок 65Г, 70 и 30Х13. Допускается изготовление пружинных шайб из бронзы марки БрКМц-1 по ГОСТ 18175—78 или других цветных сплавов. 5. Твердость стальных шайб 41,5...49,6 HRCэ, бронзовых — не менее 90 HRB. Допускается увеличенная твердость шайб из стали 70 до 51,5 HRCэ. 6. Шайбы изготовляют с покрытием или без покрытия. Виды покрытий, их условные обозначения и толщины — по ГОСТ 1759.0—87. Допускается применять другие виды покрытий по ГОСТ 9.306—85.

rusautomobile.ru

66. Размеры шплинтов и штифтов, мм

Шплинты (ГОСТ 397—79* в ред. 1989 г.)



Размеры	Условный диаметр d_0*, мм												
	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	13,0
d:													
наибольший	0,7	0,9	1,0	1,4	1,8	2,3	2,9	3,7	4,6	5,9	7,5	9,5	12,4
наименьший	0,6	0,8	0,9	1,3	1,7	2,1	2,7	3,5	4,4	5,7	7,3	9,3	12,1
l_0:													
наибольший	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5	3,2	4,0	4,0	4,0	4,0	6,3	6,3
наименьший	0,8	0,8	1,3	1,3	1,3	1,3	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	3,2	3,2
l_1 ≈	2,4	3,0	3,0	3,2	4,0	5,0	6,4	8,0	10,0	12,6	16,0	20,0	26,0
D:													
наибольший	1,4	1,8	2,0	2,8	3,6	4,6	5,8	7,4	9,2	11,8	15,0	19,0	24,0
наименьший	1,2	1,6	1,7	2,4	3,2	4,0	5,1	6,5	8,0	10,3	13,1	16,6	21,7
Рекомендуемые диаметры соединяемых деталей													
Болт:													
свыше	2,5	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	20,0	27,0	39,0	56,0	80,0
до	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	20,0	27,0	39,0	56,0	80,0	120,0
Штифт, ось:													
свыше	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	9,0	12,0	17,0	23,0	29,0	44,0	69,0
до	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	9,0	12,0	17,0	23,0	29,0	44,0	69,0	110,0
Длина шплинта *l***	5—16	6—20	8—25	8—32	10—40	12—50	14—63	18—80	20—100	20—125	40—160	45—200	71—250

* Условный диаметр шплинта d_0 равняется диаметру отверстия под шплинт.

** *l* в указанных пределах брать из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112;125; 140; 160; 180; 200; 224; 250.

Примечание. ГОСТ 397—79* предусматривает d_0 = 0,6; 16; 20 мм.

rusautomobile.ru

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. — В 3 т. — М.: Машиностроение, 1989. Т. I. — 736 с.; Т. 2. — 559 с.; Т. 3. — 557 с.

Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет. — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1993. — 462 с.

Гузенков П. Г. Детали машин. — М.: Высшая школа, 1986. — 359 с.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование. — М.: Высшая школа, 1990. — 399 с.

Иванов М. И. Детали машин. — М.: Высшая школа, 1991. — 383 с.

Иосилевич Г. Б. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1988. — 367 с.

КОМПАС-График 5. X. Практическое руководство. Ч. 1. АО АСКОН, 2000. — 601 с.

КОМПАС-График 5. X. Практическое руководство. Ч. 2. АО АСКОН, 2000. — 468 с.

Кудрявцев В. Н., Кузьмин Н. С., Филипенков А. Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник. — Санкт-Петербург: Политехника, 1993. — 448 с.

Куклин Н. Г., Куклина С. Г. Детали машин. — 4-е изд. — М.: Высшая школа, 1987. — 383 с.

Орлов Л. И. Основы конструирования. — В 2 т. — М.: Машиностроение, 1988. Т 1. — 560 с.; Т. 2. — 544 с.

Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.

Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам. — Л.: Политехника, 1991. — 384 с.

Чернавский С. А., Снесарев Г. А., Козинцев Б. С. и др. — М.: Машиностроение, 1984. — 460 с.

Чернилевский Д. В. Основы проектирования машин. «УМ и ИЦ. Учебная литература» 1998. — 470 с.

rusautomobile.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие (*М. Н. Ерохин*) 3

Глава 1. Сельскохозяйственные машины как объект конструирования механических передач и деталей общего назначения (*М. Н. Ерохин*) 5
1.1. Общие сведения о сельскохозяйственных машинах 5
1.2. Особенности эксплуатации сельскохозяйственных машин 12
1.3. Повышение качества и эффективности сельскохозяйственной техники 14
Контрольные вопросы и задания 16

Глава 2. Организация процесса проектирования деталей машин и механизмов сельскохозяйственной техники (*М. Н. Ерохин*) 17
2.1. Основные стадии проектирования 17
2.2. Информационный и патентно-лицензионный поиск 18
2.3. Стандартизация и унификация при проектировании 20
2.4. Технико-экономические основы проектирования машин 22
Контрольные вопросы и задания 26

Глава 3. Формирование надежности машин при проектировании (*М. Н. Ерохин*) 27
3.1. Основные понятия теории вероятности и математической статистики 27
3.2. Показатели надежности, их определение и прогнозирование при проектировании 29
3.3. Основные отказы 34
3.4. Основные критерии работоспособности 36
3.5. Триботехнические основы обеспечения надежности машин 39
Контрольные вопросы и задания 43

Глава 4. Кинематический и силовой расчеты привода (*А. В. Карп*) 44
4.1. Общие рекомендации по проектированию привода и разработке кинематической схемы 44
4.2. Основные характеристики асинхронных электродвигателей трехфазного тока 44
4.3. Выбор электродвигателя для привода сельскохозяйственных машин 46
4.4. Определение общего передаточного числа привода. Выбор типа передач 47
4.5. Методика выбора оптимального значения передаточных чисел различных передач 48
4.6. Определение кинематических и силовых параметров привода 50
4.7. Пример выбора электродвигателя, кинематического и силового расчетов привода 51
Контрольные вопросы и задания 53

Глава 5. Расчет зубчатых передач (*М. Н. Ерохин*) 54
5.1. Общие сведения 54
5.2. Материалы зубчатых колес. Определение допустимых напряжений 55
5.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач 62
5.4. Расчет планетарных передач 69
5.5. Расчет конических передач 76

rusautomobile.ru

5.6. Особенности проектирования (расчета) двухступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов ... 86
5.7. Эскизная компоновка зубчатых цилиндрических и конических редукторов ... 87
5.8. Примеры расчета зубчатых передач ... 92
Контрольные вопросы и задания ... 100

Глава 6. Червячные передачи (*С. А. Голубцов, Т. С. Чавтараева*) ... 101
6.1. Общие сведения ... 101
6.2. Основные геометрические параметры червячной передачи ... 101
6.3. Кинематические и силовые параметры червячной передачи. КПД передачи ... 104
6.4. Материалы червячной пары. Допустимые напряжения материалов ... 106
6.5. Проектный расчет червячной передачи ... 108
6.6. Проверочные расчеты ... 109
6.7. Тепловой расчет червячного редуктора ... 110
6.8. Расчет червячной передачи на жесткость и статическую прочность ... 111
6.9. Эскизная компоновка червячного редуктора ... 111
6.10. Особенности конструирования червячных редукторов ... 113
6.11. Пример расчета червячной передачи ... 114
Контрольные вопросы и задания ... 116

Глава 7. Ременные передачи (*Т. С. Чавтараева*) ... 227
7.1. Общие сведения ... 117
7.2. Конструкции и материалы ремней ... 117
7.3. Расчет ременных передач ... 119
7.4. Шкивы ременных передач ... 126
7.5. Натяжные устройства ... 128
7.6. Ременные передачи с переменной скоростью вращения ... 130
7.7. Условия эксплуатации и хранения ремней ... 131
7.8. Пример расчета ременной передачи ... 131
Контрольные вопросы и задания ... 132

Глава 8. Цепные передачи (*Т. С. Чавтараева*) ... 133
8.1. Общие сведения ... 133
8.2. Основные параметры передачи ... 135
8.3. Расчет цепной передачи ... 136
8.4. Проектирование звездочек цепных передач ... 138
8.5. Условия эксплуатации и хранения приводных цепей ... 139
8.6. Пример расчета цепной передачи ... 140
Контрольные вопросы и задания ... 141

Глава 9. Передача винт—гайка (*Н. А. Выскребенцев, Т. С. Чавтараева*) ... 142
Контрольные вопросы и задания ... 146

Глава 10. Конструирование валов (*Н. А. Выскребенцев*) ... 147
10.1. Назначение и классификация валов ... 147
10.2. Этапы конструирования валов ... 147
10.3. Соединение вал—ступица ... 157
10.4. Осевая фиксация деталей на валу ... 165
10.5. Примеры расчета валов ... 166
Контрольные вопросы и задания ... 169

Глава 11. Проектирование опор валов на подшипниках качения (*М. Н. Ерохин*) ... 170
11.1. Требования к опорам качения и последовательность их проектирования ... 170
11.2. Выбор типа подшипников и схемы их установки ... 172

rusautomobile.ru

11.3. Классы точности и посадки подшипников ... 184
11.4. Смазка и уплотнение опор качения ... 186
11.5. Методика расчета подшипников качения на заданный ресурс ... 195
11.6. Примеры подбора подшипников ... 205
11.7. Монтаж и демонтаж опор качения ... 209
Контрольные вопросы и задания ... 211

Глава 12. Проектирование опор валов на подшипниках скольжения (*Н. И. Шабанов*) ... 212
12.1. Режимы работы подшипников скольжения ... 212
12.2. Материалы подшипников скольжения ... 213
12.3. Конструкция опор скольжения ... 216
12.4. Смазочные материалы ... 219
12.5. Расчет подшипников скольжения ... 220
12.6. Пример расчета подшипника скольжения ... 220
Контрольные вопросы и задания ... 221

Глава 13. Основы конструирования деталей редукторов (*О. М. Мельников*) ... 222
13.1. Конструирование зубчатых колес ... 222
13.2. Конструирование червячных колес и червяков ... 227
13.3. Конструирование сварных и литых корпусов редукторов и крышек ... 228
13.4. Проектирование смазочных систем ... 242
Контрольные вопросы и задания ... 244

Глава 14. Компоновка привода и проектирование рам (*В. А. Матвеев*) ... 245
14.1. Общие рекомендации по компоновке привода ... 245
14.2. Соединение электродвигателя и двухступенчатого цилиндрического редуктора через муфту ... 250
14.3. Соединение электродвигателя и редуктора с помощью ременной передачи ... 250
14.4. Крепление рамы к фундаменту и узлов на раме ... 252
14.5. Размеры на чертеже привода ... 257
14.6. Технические требования и техническая характеристика на сборочном чертеже ... 257
14.7. Спецификация к сборочному чертежу ... 258
14.8. Рамы приводов ... 258
Контрольные вопросы и задания ... 266

Глава 15. Муфты (*Е. И. Соболев*) ... 267
15.1. Общие сведения ... 267
15.2. Характеристика основных типов муфт ... 268
15.3. Примеры расчета и подбора муфт ... 296
Контрольные вопросы и задания ... *298*

Глава 16. Расчет резьбовых и сварных соединений (А. В. Карп) ... 299
16.1. Расчет резьбовых соединений ... 299
16.2. Примеры расчета резьбовых соединений ... 306
16.3. Расчет сварных соединений ... 308
Контрольные вопросы и задания ... 316

Глава 17. Пружины (*В. А. Матвеев*) ... 317
17.1. Общие сведения ... 317
17.2. Пружины растяжения—сжатия ... 319
17.3. Пружины кручения ... 324
17.4. Плоские пружины и рессоры ... 324
17.5. Примеры расчетов пружин ... 325
Контрольные вопросы и задания ... 327

rusautomobile.ru

Г л а в а 18. Проектирование механических передач с использованием ЭВМ (*С. П. Казанцев*) 328
18.1. Общие сведения о системах автоматизированного проектирования (САПР) 328
18.2. Проектирование в среде КОМПАС 329
18.3. Выполнение и редактирование чертежей в КОМПАС-График 330
18.4. Параметрические возможности КОМПАС-График 342
18.5. Создание сборочного чертежа редуктора и рабочих чертежей в КОМПАС-График 345
Контрольные вопросы и задания 353

Глава 19. Пример выполнения курсового проекта (*М. И. Соловьев, С. П. Казанцев*) 354
19.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчеты 354
19.2. Расчет зубчатых передач редуктора 355
19.3. Первый этап компоновки редуктора 362
19.4. Предварительный расчет валов редуктора 363
19.5. Выбор подшипников 364
19.6. Второй этап компоновки редуктора 370
19.7. Проверка шпоночных соединений 370
19.8. Проверочный расчет тихоходного вала 371
19.9. Третий этап компоновки редуктора 373
19.10. Расчет параметров цепной передачи 373
Приложения 384
Список рекомендуемой литературы 459

rusautomobile.ru

Учебное издание

Ерохин Михаил Никитьевич, Карп Анатолий Владимирович, Соболев Евгений Иванович, Выскребенцев Николай Александрович, Чавтараева Татьяна Сергеевна, Матвеев Владимир Афанасьевич, Шабанов Николай Иванович, Казанцев Сергей Павлович, Голубцов Сергей Александрович, Соловьев Михаил Иванович, Мельников Олег Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебное пособие для вузов

Технический редактор **В. А. Чуракова**
Оператор компьютерной верстки **Н. А. Зубкова**
Корректор **Г. А. Кузнецова**

Подписано в печать 5.11.04. Формат 70×100 1/16. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Гарнитура Ньютон. Усл. печ. л. 37,7. Уч.-изд. л. 40,32.
Изд. № 01. Доп. тираж 3000 экз. Заказ 9820.

ООО «Издательство «КолосС», 101000, Москва, ул. Мясницкая, д. 17.
Почтовый адрес: 129090, Москва, Астраханский пер., д. 8.
Тел. (095) 280-99-86, тел./факс (095) 280-14-63,
e-mail: koloss@koloss.ru, наш сайт: www.koloss.ru

Отпечатано с готовых диапозитивов
в ГУП «Брянское областное полиграфическое объединение»,
241019, г. Брянск, пр-т Ст. Димитрова, 40

ISBN 5-9532-0044-7

9 785953 200448

rusautomobile.ru