

Учебник

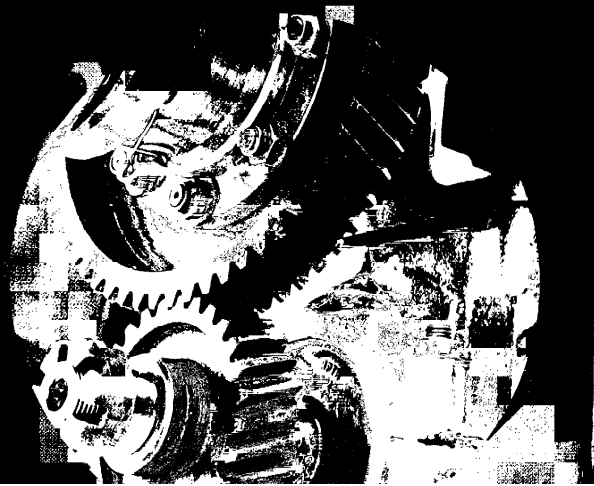
Начальное профессиональное образование

Общетехнические
дисциплины



И. С. Опарин

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ



УДК 621.01(075.32)

ББК 22.2я722

О-602

Рецензенты:

преподаватель технической механики ГОУ СПО Политехнический
колледж № 31 г. Москвы *В.В. Симонова*;
зав. лабораторией СПО ФГОУ «Центральный учебно-методический кабинет»
Федерального агентства по рыболовству, главный методист *Ю.С. Шевель*

Опарин И. С.

О-602 Основы технической механики : учебник для нач. проф.
образования / И. С. Опарин. — М. : Издательский центр «Ака-
демия», 2010. — 144 с.

ISBN 978-5-7695-4974-8

Учебник предназначен для изучения предмета «Основы технической механики»
и является частью учебно-методического комплекта по дисциплинам общепрофес-
сионального цикла для технических профессий.

Приведены сведения об основных видах деталей машин, механизмов и передач.
Описаны их конструкции, применение, достоинства и недостатки. Изложены основы
теоретической механики (статика) и сопротивления материалов. Даны рекомендации
по расчету прочности деталей машин, а также кинематических характеристик типо-
вых передач различных механизмов.

Для учащихся учреждений начального профессионального образования.

УДК 621.01(075.32)

Учебное издание

ББК 22.2я722

Опарин Игорь Станиславович
Основы технической механики

Учебник

Редактор *И. С. Форстен*. Технический редактор *О. Н. Крайнова*
Компьютерная верстка: *А. В. Бобылёва*. Корректор *Н. С. Потёмкина*

Изд. № 101113338. Подписано в печать 18.08.2009. Формат 60×90/16. Гарнитура «Миньон».
Печать офсетная. Бумага офс. № 1. Усл. печ. л. 9,0. Тираж 3 000 экз. Заказ № 29066.

Издательский центр «Академия». www.academia-moscow.ru

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.60.953.Д.007831.07.09 от 06.07.2009.
129085, Москва, пр-т Мира, 101В, стр. 1, а/я 48. Тел./факс: (495)648-0507, 616-0029.

Отпечатано в соответствии с качеством предоставленных издательством
электронных носителей в ОАО «Саратовский полиграфкомбинат».

410004, г. Саратов, ул. Чернышевского, 59. www.sarpk.ru

*Оригинал-макет данного издания является собственностью
Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом
без согласия правообладателя запрещается*

© Опарин И. С., 2010

© Образовательно-издательский центр «Академия», 2010

© Оформление. Издательский центр «Академия», 2010

ISBN 978-5-7695-4974-8

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Данный учебник предназначен для изучения предмета «Основы технической механики» и является частью учебно-методического комплекта по дисциплинам общепрофессионального цикла для технических профессий.

Учебно-методический комплект — это основная и дополнительная литература, позволяющая освоить профессию, получить профильные базовые знания. Комплект состоит из модулей, сформированных в соответствии с учебным планом, каждый из которых включает в себя учебник и дополняющие его учебные издания — рабочие тетради, плакаты, справочники и многое другое. Модуль полностью обеспечивает изучение каждой дисциплины, входящей в учебную программу. Все учебно-методические комплекты разработаны на основе единого подхода к структуре изложения учебного материала.

Для существенного повышения качества обучения и приближения к практической деятельности в комплект входят учебные материалы для самостоятельной работы, практикумы, пособие по производственному обучению. Важно отметить, что разработанные модули дисциплин, входящие в учебно-методический комплект, имеют самостоятельную ценность и могут быть использованы при выстраивании учебно-методического обеспечения образовательных программ обучения по смежным профессиям.

При разработке учебно-методического комплекта учитывались требования Государственного образовательного стандарта начального профессионального образования.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Техническая механика — дисциплина, включающая в себя основные положения о взаимодействии твердых тел, прочности материалов и методы расчета конструктивных элементов машин и механизмов.

Механика — одна из древнейших наук. Великий философ Аристотель (384 — 322 гг. до н. э.) впервые ввел понятие «механика». Древнегреческий ученый Архимед (около 287 — 212 гг. до н. э.) сформулировал основные закономерности статики, касающиеся равновесия сил, приложенных к рычагу, и определения центра тяжести тел. Знаменитый итальянский ученый и художник Леонардо да Винчи (1452 — 1519 гг.) ввел в механику определение момента силы относительно точки, а также описал движение падающего тела и процесс трения скольжения. Основателями основных законов движения тела являются итальянец Галилео Галилей (1564 — 1642 гг.) и англичанин Исаак Ньютон (1643 — 1727 гг.). В развитие механики внесли большой вклад русские ученые: Н. Е. Жуковский — автор известного учебника по теоретической механике, И. В. Мещерский — основоположник механики тел переменной массы, К. Э. Циолковский, заложивший основы теории реактивного движения, и др.

Развитие современного машиностроения невозможно без начальной профессиональной подготовки рабочих кадров, способных ориентироваться в быстроизменяющемся производстве.

Дисциплина «Техническая механика» рассматривается в учебнике в объеме, предписанном программой для машиностроительных специальностей начального профессионального образования. Основная цель этой программы — дать общее представление об устройстве и принципе действия механических частей машин, методах обеспечения работоспособности, а также общих методах расчета и проектирования элементов машин. Усвоив изложенный материал, будущий механик сможет выполнить ориентировочный расчет основных деталей машин и передач, т. е. приобретет теоретическую базу для профессионального роста.

ГЛАВА 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

1.1. Основные понятия

Основное назначение машин — увеличение производительности и облегчение физического и умственного труда человека. Созданные человеком машины позволяют в некоторых случаях заменять отдельные органы человека, например конечности (манипуляторы роботов). Механизмы отдельных видов машин помогают управлять производственными и другими процессами по определенным программам.

Машина — механическое устройство, выполняющее движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения труда человека.

Основными типами машин являются энергетические и рабочие (технологические, транспортные) машины.

Энергетические машины предназначены для преобразования энергии любого вида в механическую, и наоборот.

Рабочие машины осуществляют изменение формы, свойств, состояния и положение предмета труда.

Составными частями машины являются *механизмы*, служащие для преобразования видов движения. Механизмы, входящие в состав машины, разнообразны. Они представляют собой сочетание твердых тел, а также пневматические, гидравлические, электромагнитные устройства и их сочетания.

В зависимости от функционального назначения механизмы подразделяют на следующие виды:

- механизмы двигателей и преобразователей;
- передаточные механизмы;
- исполнительные механизмы;
- механизмы управления, контроля и регулирования;

- механизмы подачи, транспортирования, питания и сортировки обрабатываемых сред и объектов;
- механизмы автоматического счета, взвешивания и упаковки.

Машины и механизмы в зависимости от сложности и габаритных размеров разделяются на некоторое число сборочных единиц (узлов) и деталей.

Деталь — изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

Сборочная единица — изделие, составные части которого соединяют между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями.

Различают детали машин общего и специального назначения. К *деталям машин общего назначения* относятся элементы разъемных и неразъемных соединений (болты, гайки, шпонки, штифты), части механических передач, основанные на использовании трения и зацепления (шкивы, зубчатые колеса), а также валы, оси, муфты, подшипники, пружины, корпусные детали. *Детали машин специального назначения* — это детали, встречающиеся только в от-

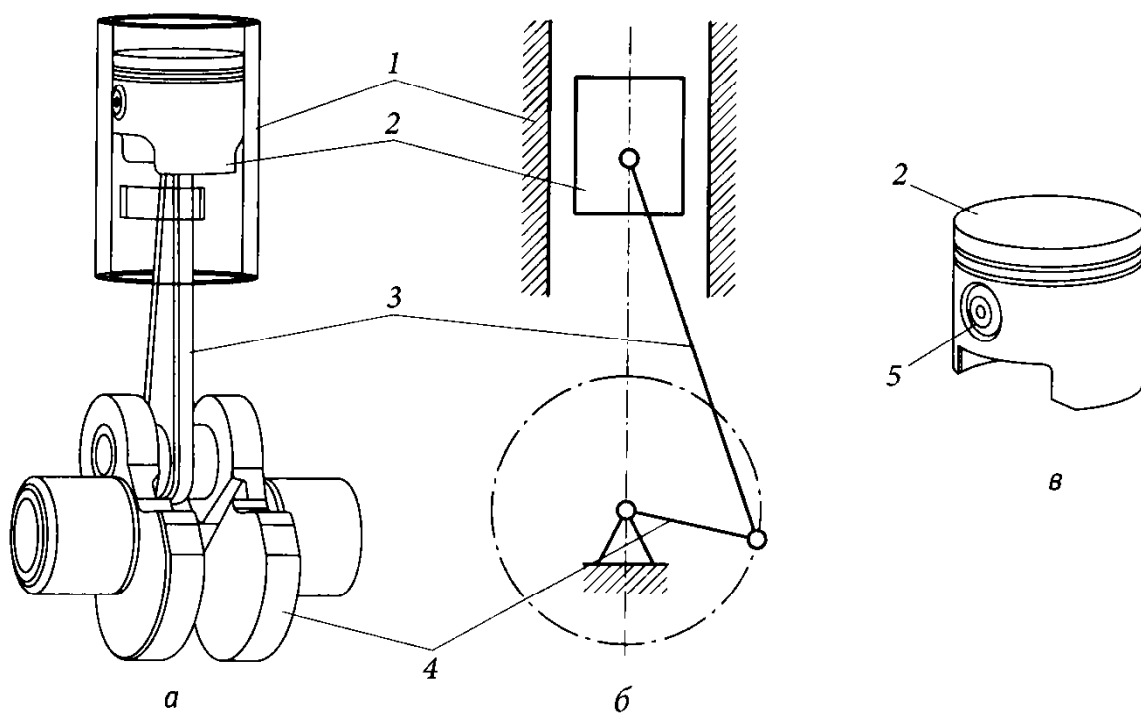


Рис. 1.1. Кривошипно-шатунный механизм:

а — общий вид; б — условное обозначение; в — поршень двигателя; 1 — гильза цилиндра; 2 — поршень; 3 — шатун; 4 — кривошип; 5 — палец

дельных видах машин (поршни, шатуны, лопатки турбин, клапаны, шпиндели и др.).

Механизм состоит из подвижных и неподвижных деталей. Рассмотрим кривошипно-шатунный механизм, например двигателя внутреннего сгорания (рис. 1.1, а, б). У него можно выделить неподвижные детали — корпус двигателя, подшипники коленчатого вала, гильзу 1 цилиндра и подвижные детали — кривошип 4, шатун 3, поршень 2. Совокупность неподвижных деталей образует *неподвижное звено* механизма. Подвижную деталь или группу деталей, образующих одну жесткую подвижную систему тел, называют *подвижным звеном* механизма. Таким образом, например, поршень 2 (рис. 1.1, в) двигателя является одним подвижным звеном, хотя и состоит из нескольких деталей (поршень 2, палец 5, кольца). В любом механизме можно выявить одно неподвижное звено и одно или несколько подвижных звеньев.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Сформулируйте определения машины, механизма, сборочной единицы, детали.
2. Приведите классификацию механизмов по функциональному признаку.

1.2. Кинематические пары

Подвижные звенья соединяют между собой или с неподвижным звеном так, что возможно движение одного звена относительно другого.

Два звена, соединенные между собой и допускающее их взаимное относительное движение, образуют *кинематическую пару*.

Возможные соединения звеньев в кинематические пары разнообразны. Рассмотрим вращательную кинематическую пару (рис. 1.2), в которой соединение звеньев вал 1 — подшипник 2 образуется двумя цилиндрами, находящимися в постоянном соприкосновении. Буртики вала препятствуют перемещению одного цилиндра относительно другого в направлении оси $x-x$, при этом не препятствуя вращению одного из них относительно другого.

На рис. 1.3 показана другая схема соединения звеньев. Шлицевой вал 1 может перемещаться в осевом направлении, при этом предусматривается, что его вращение относительно шлицевой втулки 2 невозможно.

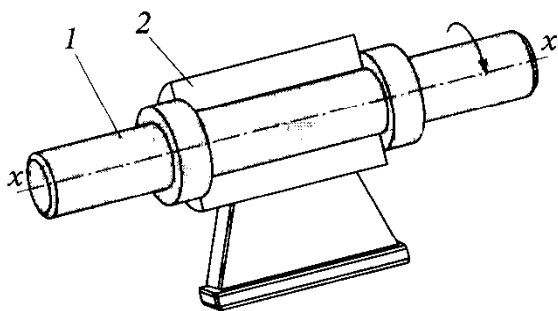


Рис. 1.2 Вращательная кинематическая пара:

1 — вал; 2 — подшипник

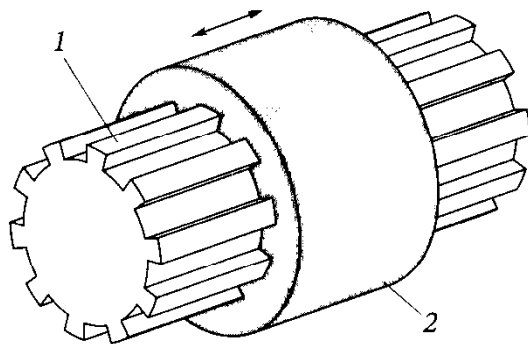


Рис. 1.3. Поступательная кинематическая пара:

1 — шлицевой вал; 2 — шлицевая втулка

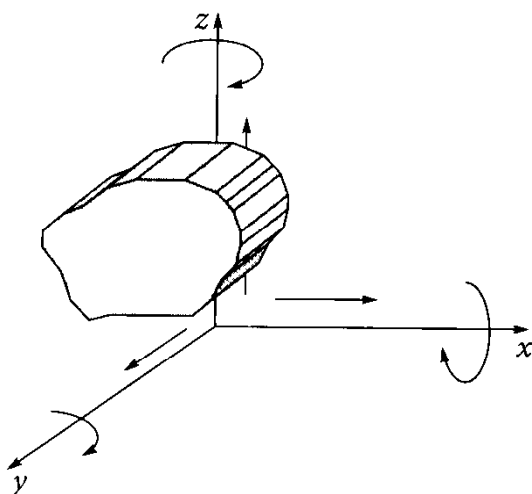


Рис. 1.4. Положение тела в трехмерном пространстве

Таким образом, на движение любого звена накладываются определенные ограничения, зависящие от способа соединения звеньев пары. Эти ограничения называются *условными связями* в кинематических парах.

В общем случае всякое свободно движущееся в пространстве тело обладает шестью *степенями свободы*, т. е. может поступательно перемещаться вдоль трех осей в пространстве (x, y, z) (рис. 1.4), а также вращаться относительно этих осей.

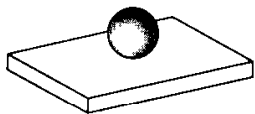
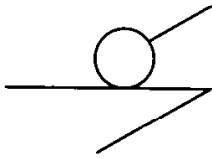
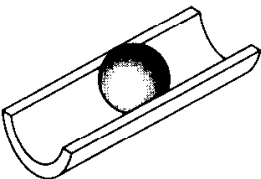
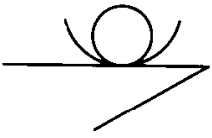
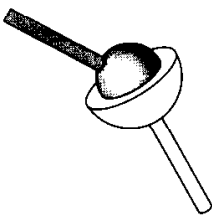
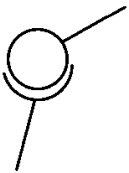
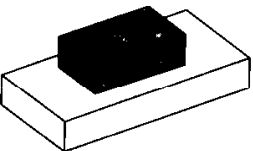
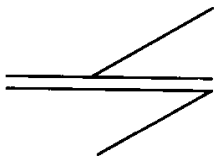
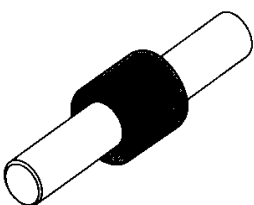

Как следует из сказанного, относительные перемещения звеньев кинематической пары ограничены условиями связи. Число этих связей может быть различным, но не более пяти. В противном случае звенья теряют относительную подвижность, и кинематическая пара переходит в жесткое соединение двух звеньев. С другой стороны, число условий связи не может быть меньше единицы, так как в этом случае число связей равно нулю, звенья не соприкасаются, и кинематическая пара перестает существовать.

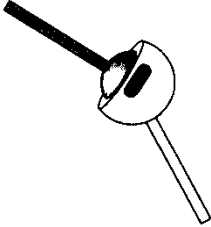
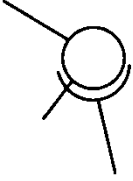
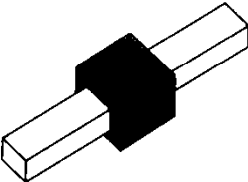
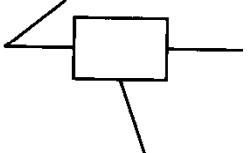
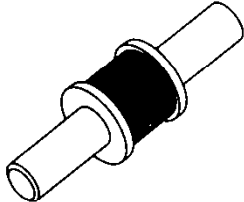
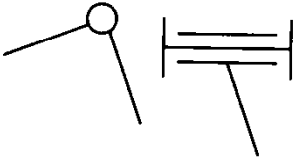
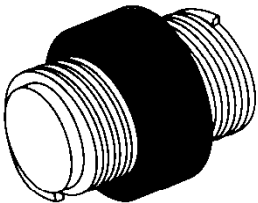
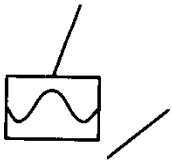
Таким образом, число условий связи $S = 1 - 5$. Следовательно, число степеней свободы H звена кинематической пары может быть выражено зависимостью

$$H = 6 - S.$$

Классификация кинематических пар по числу степеней свободы и их условные обозначения даны в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Классификация кинематических пар

Число условий связи	Число степеней свободы	Кинематическая пара	Эскиз	Условное обозначение
1	5	Шар — плоскость		
2	4	Шар — цилиндр		
3	3	Сферическая		
3	3	Плоская		
4	2	Цилиндрическая		

Число условий связи	Число степеней свободы	Кинематическая пара	Эскиз	Условное обозначение
4	2	Сферическая с пальцем		
5	1	Поступательная		
5	1	Вращательная		
5	1	Винтовая		

Возможные оставшиеся движения могут быть *независимыми* друг от друга или *связанными*, т. е. на них накладываются дополнительные геометрические условия. Например, в кинематической паре винт — гайка (рис. 1.5) вращение гайки 1 вокруг своей оси вызывает ее поступательное перемещение вдоль винта 2.

Для того чтобы элементы кинематических пар находились в постоянном соприкосновении, они должны быть замкнуты. Замыкание осуществляется либо *геометрическим*, либо *силовым* способом. Геометрическое замыкание осуществляется соответствующими геометрическими элементами звеньев геометрической пары. Например,

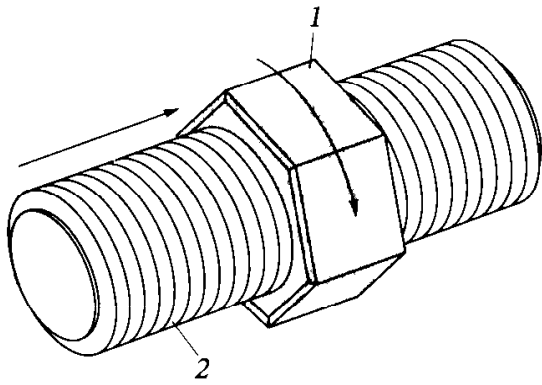


Рис. 1.5. Кинематическая пара
винт — гайка:

1 — гайка; 2 — винт

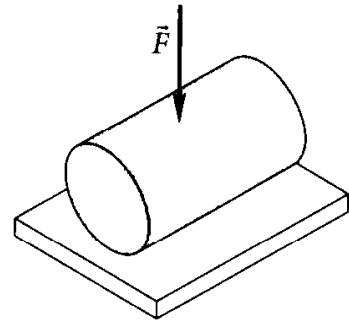


Рис. 1.6. Схема силового
замыкания кинематической
пары

осевому перемещению вала (см. рис. 1.2) препятствуют буртики, расположенные по обеим сторонам подшипника.

Чтобы пара, показанная на рис. 1.6, была замкнутой, необходимо цилиндр прижимать к плоскости, прикладывая силу F . Силовое замыкание осуществляется под действием веса, силы упругости пружины.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Приведите определения звена механизма и кинематической пары.
2. Что такое степень свободы кинематической пары?
3. Как определяется число степеней свободы, от чего оно зависит?
4. Дайте определение замыкания кинематической пары.

1.3. Работоспособность деталей машин

Работоспособность — состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных технической документацией. Основными критериями работоспособности деталей машин являются прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость и теплостойкость.

Прочность — способность материала сопротивляться разрушению и появлению статических деформаций под действием внешних

сил. Это главный показатель работоспособности для большинства деталей машин.

В процессе эксплуатации машины под действием нагрузок при недостаточной прочности деталей могут возникать остаточные деформации и разрушения отдельных частей машины. Наиболее распространенный метод оценки прочности деталей машин — это сравнение расчетных (рабочих) напряжений, возникающих под действием нагрузок, с допускаемыми напряжениями.

Условие прочности рассчитываемой детали выражается неравенством

$$\sigma \leq [\sigma]$$

или

$$\tau \leq [\tau],$$

где σ , $[\sigma]$ — соответственно рабочее и допускаемое нормальные напряжения; τ , $[\tau]$ — соответственно рабочее и допускаемое касательные напряжения (расчет этих напряжений рассмотрен в гл. 3).

Во многих случаях остаточные деформации недопустимы, так как это может привести к нарушению взаимного сопряжения деталей машины, потере эксплуатационных функций, разрушению.

Прочность деталей машин рассматривается в связи со сроком их службы. Долговечность машин различного назначения неодинакова. Например, срок службы авиационного двигателя значительно меньше срока службы двигателей, применяемых в металлорежущих станках.

Задача обеспечения прочности состоит в том, чтобы определить размеры и формы деталей машин, исключающие возможность возникновения недопустимо больших остаточных деформаций, преждевременных поломок и поверхностных разрушений.

Жесткость деталей — это их способность сопротивляться изменению формы и размеров под действием нагрузок. Различают *объемную* и *контактную* жесткость деталей машин. При расчетах на объемную жесткость определяют перемещения, обусловленные деформациями всего материала детали, и сравнивают эти деформации с допустимыми. При расчетах на контактную жесткость рассматривают перемещения, связанные только с деформациями поверхностных слоев.

Износостойкость — свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию. Большинство деталей подвижных сопряжений машин выходят из строя из-за износа. При износе деталей возможно снижение их прочности вследствие уменьшения сечений, возникновения шума (например, в зубчатых передачах металлорежу-

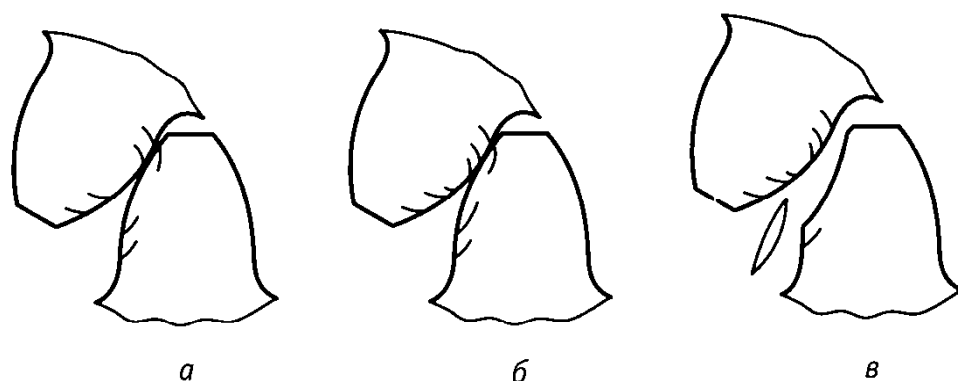


Рис. 1.7. Схема изнашивания зубьев зубчатых колес:

а — возникновение трещин; б — рост трещин; в — разрушение зуба

щих станков). Износ деталей значительно повышает стоимость эксплуатации машин в связи с необходимостью их периодической проверки и ремонта. В зубчатых передачах, подшипниках качения при работе происходит *усталостное изнашивание* (выкрашивание). Это характерно для хорошо смазанных контактирующих поверхностей деталей машин, которые испытывают повторные контактные напряжения.

Рассмотрим усталостное изнашивание на примере изнашивания зубьев двух зубчатых колес (рис. 1.7). Усталостные микротрещины на контактирующих поверхностях (рис. 1.7, а), возникающие под влиянием сил трения, начинают расти (рис. 1.7, б), что, в свою очередь, приводит к выкрашиванию отдельных частиц материала (рис. 1.7, в).

Рост микротрещин обусловлен проникновением смазочного материала в трещину под большим давлением.

Для деталей, работающих в запыленной среде, в условиях недостатка смазочного материала, при работе всухую характерно *абразивное изнашивание*. В трущиеся контакты в процессе работы попадают частицы песка, грязи, продукты изнашивания.

Адгезионно-механическое изнашивание возникает в местах контакта трущихся поверхностей в результате пластического деформирования при сжатии и сдвиге. Возникают поверхностные связи (микросварка) с последующим вырыванием частиц материала, образованием наростов и царапин.

Износостойкость деталей обеспечивается следующим образом:

- повышением твердости деталей;
- увеличением толщины слоя смазочного материала;

- выбором оптимальных параметров шероховатости поверхности;
- улучшением физико-химических свойств смазочного материала;
- защитой от загрязнений.

Расчет деталей на износ сводится либо к определению условий, обеспечивающих их жидкостное трение, либо к назначению допустимых давлений на трущиеся поверхности.

Виброустойчивость — способность конструкции работать в требуемом диапазоне режимов без недопустимых колебаний. Опасность вибрации состоит в том, что при определенных условиях они могут вызвать усталостное разрушение детали.

Вибрации шпинделей металлорежущих станков приводят к увеличению шероховатости поверхности детали, увеличению износа режущего инструмента. Вследствие колебаний деталей зубчатых передач происходит усиление шума.

Способы предотвращения колебаний разнообразны: устранение внешних сил, которые вызывают опасные колебания; изменение динамических свойств системы (изменение моментов инерции масс и податливости соединений); применение специальных устройств — виброгасителей.

Теплостойкость — это способность деталей сохранять прочность в условиях высоких температур. В процессе эксплуатации машины в результате трения имеют место значительные потери мощности, сопровождаемые тепловыделением; кроме того, нагрев деталей может быть вызван притоком теплоты из внешней среды. При длительном действии высокой температуры в деталях машин возникает ползучесть, т. е. непрерывное пластическое деформирование при постоянной нагрузке. Увеличение температуры выше допустимых норм приводит к изменению зазоров в подшипниках качения и скольжения, изменению свойств трущихся поверхностей, уменьшению вязкости масла, что, в свою очередь, вызывает интенсивное изнашивание и даже заклинивание подвижных частей машины. Повышение теплостойкости деталей достигается применением специальных материалов, а также принудительным охлаждением с помощью масла или воздуха.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислите основные критерии работоспособности деталей машин.
2. Что такое прочность и каковы условия сохранения прочности?

3. Что такое жесткость детали? Назовите виды жесткости.
4. Что такое износостойкость детали? Каковы методы повышения износостойкости?
5. Перечислите виды и причины возникновения износа деталей.
6. Что называется виброустойчивостью? Приведите методы борьбы с вибрациями.
7. Что такое теплостойкость? В чем заключаются причины нагрева деталей машин? Каковы методы снижения тепловыделения?

ГЛАВА 2

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

(РАЗДЕЛ СТАТИКА)

2.1. Основные термины, определения и аксиомы

Термины и определения. *Статика* — раздел теоретической механики, изучающий условия равновесия тел под действием сил. Под *равновесием* понимают состояние покоя или равномерное прямолинейное движение тела по отношению к другим материальным телам.

В статике решаются две основные задачи: приведение системы сил, действующих на тело, к простейшему виду; определение условий равновесия тела под действием произвольной системы сил. Эти задачи решаются либо графическим способом — путем соответствующих геометрических построений, либо аналитическим способом — с помощью численных расчетов.

В статике принято рассматривать *абсолютно твердое тело*. Абсолютно твердым называется тело, расстояние между двумя любыми точками которого всегда остается постоянным. Такое определение является допущением, так как в природе таких тел не существует. Все тела под действием сил подвержены деформированию. Деформации в большинстве случаев малы и в теоретической механике не учитываются. При изучении курса сопротивления материалов рассматривают более сложную задачу — о равновесии деформируемого тела.

Простейшим материальным телом является точка. Если тело мало или при решении конкретной задачи размерами его можно пренебречь, вводится понятие *материальной точки*. Материальная точка имеет массу, но не имеет объема.

Нельзя представлять какое-либо тело изолированно, независимо от влияния на него других тел. Проявлением взаимного влияния тел являются силы. *Сила* — векторная величина, представляющая собой меру механического взаимодействия тел. Сила характеризуется числовым значением, направлением и точкой приложения. Число-

вое значение силы называется *модулем вектора силы*. Единица силы в Международной системе единиц (СИ) — ньютон (Н). Графически векторы силы изображаются отрезком прямой со стрелкой (рис. 2.1). Силу можно спроецировать на оси координат, и найти модуль вектора силы, зная значения ее проекций:

$$F_x = F \cos \alpha = F \sin \beta; \quad F_y = F \sin \alpha = F \cos \beta;$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (2.1)$$

Совокупность сил, одновременно действующих на тело, называется *системой сил*. Система сил, приложенная к телу и не нарушающая его состояния, называется *уравновешенной*, или системой сил, *эквивалентной нулю*. Если система сил эквивалентна одной силе, то эта сила называется *равнодействующей* данной системы сил.

Силы взаимодействия между отдельными частями данного тела называют *внутренними* силами, а силы, с которыми действуют на данную систему другие тела, — *внешними*. Внешние силы можно разделить на активные и реактивные. *Активные* силы (нагрузки) стремятся вызвать перемещение тела (например, сила земного притяжения). *Реактивные* силы (реакции опор) стремятся противодействовать перемещению тела и возникают только тогда, когда на тело действуют активные силы.

Сила, приложенная к телу в какой-либо точке, называется *сосредоточенной*. Силы, приложенные по объему, поверхности или линии (например, давление воздуха, воды), называют *распределенными*.

Аксиомы статики. Все теоремы и уравнения статики выводятся из нескольких положений, принимаемых без доказательств, но подтвержденных опытом и называемых *аксиомами статики*.

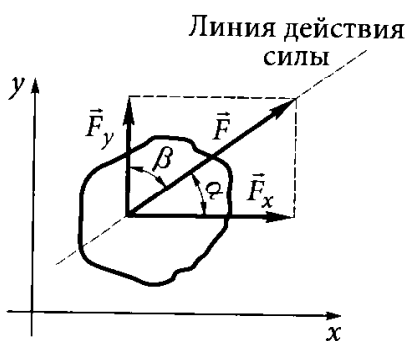


Рис. 2.1. Графическое изображение силы и ее проекций

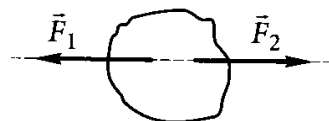


Рис. 2.2. Равновесие тела под действием двух сил

Б.И.Б.И.Т.Э.К.А.
ВПУ-71-Профессионального уровня
ИНВ № 56-4

- **Аксиома I** (аксиома инерции, или первый закон Ньютона). Твердое тело сохраняет свое состояние покоя или прямолинейного равномерного движения, пока какие-либо силы не выведут тело из этого состояния.
- **Аксиома II** (условие равновесия двух сил). Свободное тело находится в равновесии под действием двух сил тогда и только тогда, когда эти силы равны по модулю ($F_1 = F_2$) и направлены вдоль одной прямой в противоположные стороны (рис. 2.2).
- **Аксиома III** (принцип присоединения и отбрасывания системы сил, эквивалентной нулю). Равновесие твердого тела не нарушится, если к нему приложить или от него отнять систему уравновешенных сил.

Следствие из аксиом II и III. Состояние тела не нарушится от переноса силы вдоль линии ее действия. Докажем это следствие. Пусть в точке A (рис. 2.3, *a*) к телу приложена сила F по линии действия ab . Согласно аксиоме III в произвольно взятой на линии ab (рис. 2.3, *б*) точке B приложим две равные по модулю силы F и противоположные по направлению силы F_1 и F_2 , направленные по линии ab . Отбросим уравновешенную систему сил F_2 и F . В результате этого на тело действует сила F_1 (рис. 2.3, *в*), равная силе F , но приложенная в точке B .

- **Аксиома IV** (правило параллелограмма сил). Равнодействующая двух сил, приложенных к телу в одной точке, равна по модулю и совпадает по направлению с диагональю параллелограмма, построенного на данных силах, и приложена в

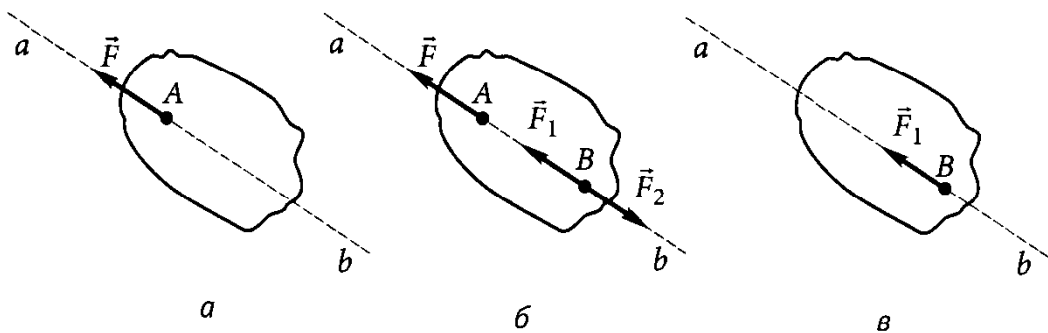


Рис. 2.3. Перенос силы по линии ее действия:

a — сила, приложенная к телу; *б* — добавление двух равных противоположно направленных сил; *в* — «отбрасывание» уравновешенной системы сил

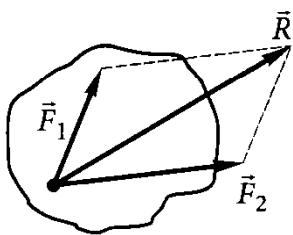


Рис. 2.4. Правило параллелограмма сил

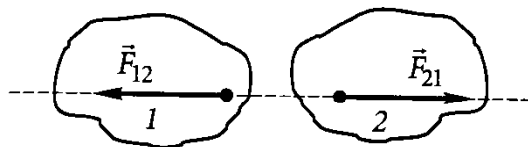


Рис. 2.5. Взаимодействие двух тел: 1, 2 — тела

той же точке (рис. 2.4). Иными словами можно сказать, что равнодействующая двух сил, приложенных в одной точке, равна их векторной сумме и приложена в той же точке:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2.$$

- Аксиома V (аксиома взаимодействия, или третий закон Ньютона). Силы, с которыми действуют друг на друга два тела, всегда равны по модулю и направлены вдоль одной прямой в противоположные стороны (рис. 2.5). Одностороннего механического действия одного тела на другое не существует. Силы F_{12} и F_{21} не уравнивают друг друга, так как приложены к двум различным телам.

Связи и реакции связей. Всякое тело оказывает давление на опоры, т. е. на тела, препятствующие его перемещению. Опору, ограничивающую свободу движения рассматриваемого тела, называют *связью*. Силу, с которой связь действует на тело, называют *силой реакции связи*. Чтобы тело освободить от связей и рассматривать как свободное, применяют *принцип освобожденности*: равновесие тела не нарушится, если наложенные на него связи заменить реакциями связей.

Рассмотрим направление реакций основных видов связей.

1. *Идеально гладкая плоскость* (рис. 2.6). Реакция связи R направлена перпендикулярно опорной поверхности в сторону тела. Такая связь не дает телу перемещаться перпендикулярно в сторону опорной плоскости.

2. *Идеально гладкая поверхность* (рис. 2.7). Реакция связи R направлена перпендикулярно касательной плоскости $n - n$ (рис. 2.7, а) либо перпендикулярно поверхности тела в точке опоры (рис. 2.7, б).

3. *Гибкая нерастяжимая связь* (рис. 2.8). Эта связь не позволяет телу перемещаться от точки подвеса вдоль нити. К гибким не-

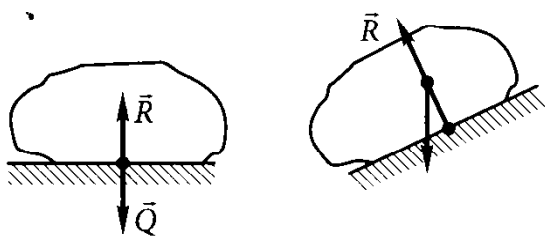


Рис. 2.6. Направление реакции идеально гладкой плоскости

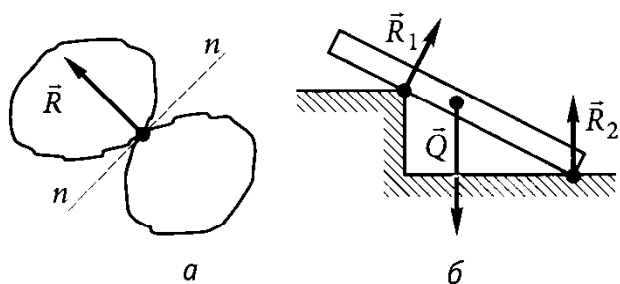


Рис. 2.7. Направление реакции идеально гладкой поверхности: а — перпендикулярно касательной; б — перпендикулярно поверхности тела

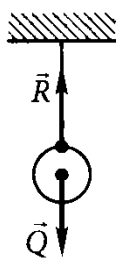


Рис. 2.8. Направление реакции нерастяжимой связи

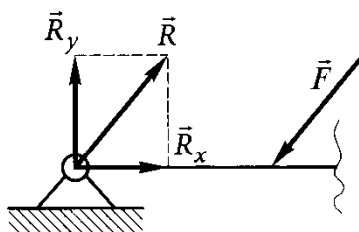


Рис. 2.9. Направление реакции шарнирно-неподвижной опоры

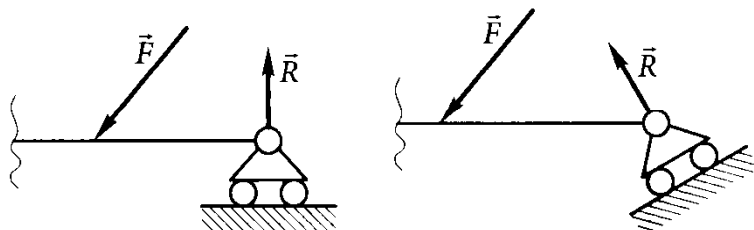


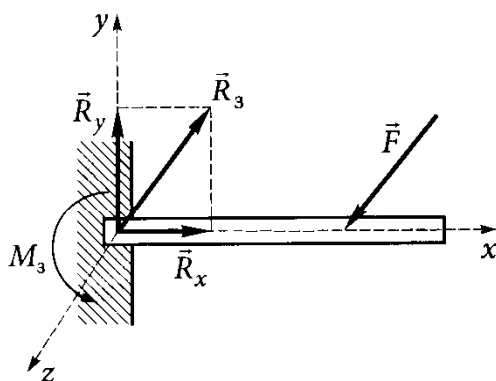
Рис. 2.10. Направление реакции шарнирно-подвижной опоры

растяжимым относятся связи, осуществляемые с помощью тросов, канатов, цепей и т. п.

4. *Шарнирно-неподвижная опора* (рис. 2.9). Такая опора препятствует любому поступательному перемещению системы в ее плоскости, но дает ей возможность свободно поворачиваться вокруг оси шарнира. Значение и направление действия реакции зависят от характера внешних сил. В большинстве случаев реакцию неподвижного шарнира R заменяют двумя составляющими R_x и R_y .

5. *Шарнирно-подвижная опора* (рис. 2.10). Данная опора препятствует лишь перемещению, перпендикулярному к опорной плос-

Рис. 2.11. Реакции жесткой заделки



кости, но не препятствует перемещению самого шарнира параллельно этой плоскости. Реакция шарнирно-подвижной опоры всегда перпендикулярна опорной плоскости. Для шарнирно-подвижной опоры неизвестно только значение реакции.

6. *Жесткая заделка* (рис. 2.11). Эта заделка исключает возможность перемещения стержня вдоль осей x и y , а также поворота относительно оси z . В общем случае реакцией подобной связи является момент заделки M_z и реакция заделки R_3 . Так как направление силы R_3 обычно неизвестно, ее представляют двумя проекциями R_x и R_y .

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что изучает статика? Какие задачи она решает?
2. Что такое равновесие?
3. Дайте определения абсолютно твердого тела и материальной точки.
4. Сформулируйте определение силы. Чем она характеризуется? В каких единицах она выражается?
5. Что такое система сил и уравновешенная система сил?
6. В чем разница между внешними и внутренними силами, между активными и реактивными силами?
7. Назовите аксиомы статики.
8. Приведите принцип освобождаемости.
9. Перечислите существующие связи и соответствующие им реакции.

2.2. Плоская система сходящихся сил

Система сил, линии действия которых лежат в одной плоскости и все пересекаются в одной точке, называется *плоской системой сходящихся сил*.

· Задачу равновесия системы сходящихся сил можно решить двумя способами: геометрическим и аналитическим.

Рассмотрим **геометрические условия** равновесия плоской системы сходящихся сил.

Теорема. Для равновесия свободного твердого тела под действием плоской системы сходящихся сил необходимо и достаточно, чтобы силовой многоугольник, построенный из этих сил, был замкнут.

Доказательство необходимости. Пусть твердое тело находится в равновесии под действием системы сходящихся сил $\{F_1, F_2, \dots, F_n\}$ (рис. 2.12, а). Следовательно, данная система сил эквивалентна нулю. С другой стороны, согласно IV аксиоме статики система сходящихся сил эквивалентна равнодействующей R , поэтому R эквивалентна нулю. Равнодействующая сила R является замыкающим вектором силового многоугольника, а так как данный вектор равен нулю, то конец последнего вектора совпадает с началом первого вектора, т.е. силовой многоугольник замкнут (рис. 2.12, б).

Доказательство достаточности. Силовой многоугольник замкнут, и геометрическая сумма сил системы равна нулю, т.е. $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = 0$. Если геометрическая сумма системы сходящихся сил равна нулю, то система уравновешена и тело под действием такой системы находится в равновесии.

Рассмотрим **аналитические условия** равновесия плоской системы сходящихся сил.

Теорема. Для равновесия свободного твердого тела под действием плоской системы сходящихся сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций этих сил на каждую из осей системы координат были равны нулю.

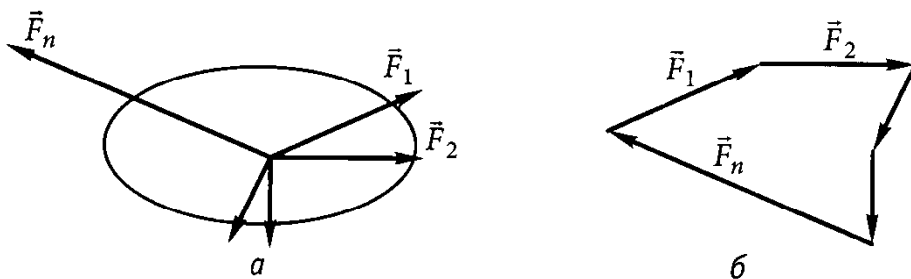


Рис. 2.12. Уравновешенная плоская система сходящихся сил:

а — силы, действующие на тело; б — силовой многоугольник

Если плоская система сходящихся сил находится в равновесии, значит равнодействующая такой системы $R = 0$, а следовательно, и проекции равнодействующей на оси координат равны нулю:

$$R = 0; \quad R_x = 0; \quad R_y = 0.$$

Зная, что

$$R_x = \sum F_x; \quad R_y = \sum F_y,$$

получаем равенства, выражающие аналитические условия равновесия плоской системы сходящихся сил:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \quad \sum \vec{F}_y = 0.$$

Запишем условие равновесия системы сходящихся сил (рис. 2.13), спроецировав силы на соответствующие оси системы координат (см. формулу (2.1)). Систему координат можно располагать произвольно, но для упрощения решения задач оси координат располагают перпендикулярно неизвестным силам, чтобы каждое уравнение содержало одно неизвестное. Тогда получим

$$\sum \vec{F}_x = 0;$$

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos 0 - F_3 \cos \alpha_3 + F_4 \cos \alpha_4 - F_5 \cos \alpha_5 = 0;$$

$$\sum \vec{F}_y = 0;$$

$$F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin 0 - F_3 \sin \alpha_3 - F_4 \sin \alpha_4 + F_5 \sin \alpha_5 = 0.$$

Пример 2.1.

Груз весом $G = 60$ кН (рис. 2.14) находится в покое на наклонной поверхности, составляющей с линией горизонта угол $\alpha = 40^\circ$. Перемещению груза препятствует нить. Определить натяжение нити T и силу F груза, действующего на стену.

Решение.

Груз находится в равновесии. Применим принцип освобожденности, т.е. отбросим связи (нить и поверхность) и заменим их реакциями. Реакция N перпендикулярна наклонной поверхности и проходит через центр груза. Вес G направлен вертикально вниз и приложен к геометрическому центру груза. Реакция R направлена вдоль веревки и проходит через геометрический центр груза. В результате мы получили плоскую систему сходящихся сил, к которой применим алгебраическое условие равновесия:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \quad -N \sin \alpha + R \cos \alpha = 0; \quad (2.2)$$

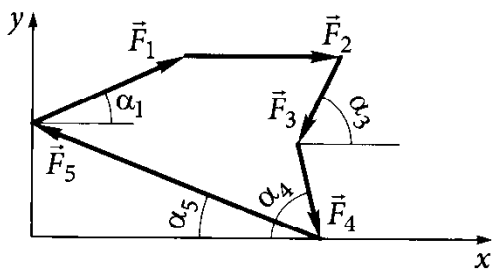


Рис. 2.13. Проецирование сил на оси координат

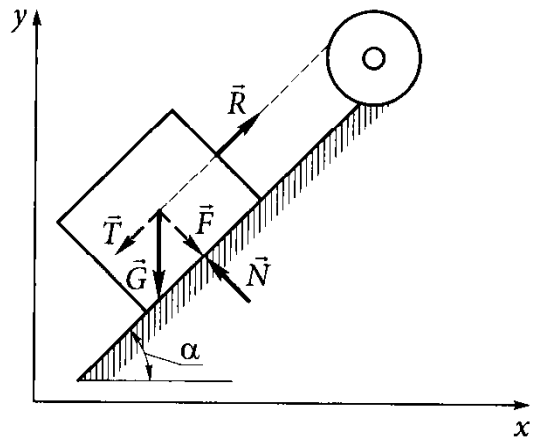


Рис. 2.14. Расчетная схема к примеру 2.1

$$\sum \vec{F}_y = 0; -G + N \cos \alpha + R \sin \alpha = 0. \quad (2.3)$$

Из уравнения (2.2) находим

$$R = \frac{N \sin \alpha}{\cos \alpha} = N \operatorname{tg} \alpha.$$

Из уравнения (2.3) после подстановки R получаем

$$-G + N \cos \alpha + N \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$N = \frac{G}{\cos \alpha + \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}.$$

Следовательно:

$$R = \frac{G \operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha + \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}.$$

Сила F груза, действующая на поверхность, согласно аксиоме взаимодействия равна по модулю и противоположна по направлению реакции поверхности N :

$$F = N = \frac{60}{\cos 40^\circ + \operatorname{tg} 40^\circ \cdot \sin 40^\circ} = 26,69 \text{ кН.}$$

Натяжение T нити по модулю равно ее реакции R :

$$T = R = \frac{60 \operatorname{tg} 40^\circ}{\cos 40^\circ + \operatorname{tg} 40^\circ \cdot \sin 40^\circ} = 38,56 \text{ кН.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое плоская система сходящихся сил?
2. Приведите геометрическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.
3. Сформулируйте аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.

2.3. Момент силы относительно точки. Пара сил и момент пары

Момент силы относительно точки. Мы без труда открываем дверь, взявшись за дверную ручку, привычно закрепленную на противоположной от петель стороне двери. Если же ручку расположить на небольшом расстоянии от дверных петель, нам необходимо будет прикладывать гораздо бóльшую силу при открывании двери. При одном и том же вращательном действии необходимо прикладывать разные силы. Вращательное действие силы характеризуется моментом силы.

Рассмотрим силу F (рис. 2.15), приложенную в точке. Сила стремится повернуть тело вокруг точки O . Опустим перпендикуляр на линию действия силы. Длина этого перпендикуляра h называется плечом силы относительно точки O . *Плечо силы* — это кратчайшее расстояние от центра момента до линии действия силы.

Моментом силы относительно точки называется произведение модуля силы на ее плечо:

$$M_O(\vec{F}) = \pm Fh.$$

Единица момента силы в СИ — ньютон-метр (Н·м).

Момент силы считается положительным (рис. 2.16, а), *если стремится повернуть свое плечо вокруг центра момента против часовой стрелки, и наоборот* (рис. 2.16, б).

Из определения момента силы вытекают следующие выводы:

- момент силы относительно точки, лежащей на линии действия силы, равен нулю, так как в этом случае плечо равно нулю;
- модуль и знак момента не изменятся при переносе силы вдоль линии ее действия.

Пара сил и момент пары сил. Система двух равных по модулю и противоположных по направлению параллельных сил называется

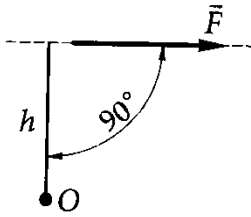


Рис. 2.15. Момент силы относительно точки

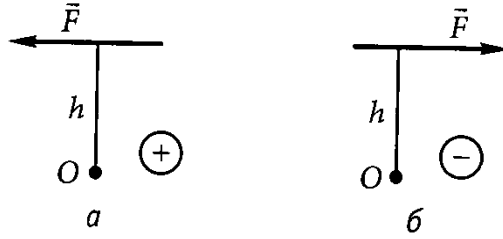


Рис. 2.16. Правило знаков для момента силы: а — момент положительный; б — момент отрицательный

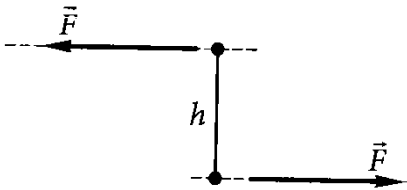


Рис. 2.17. Момент пары сил

парой сил (рис. 2.17). Силы, из которых состоит пара, не лежат на одной прямой, и соответственно пара сил не может быть уравновешена одной силой.

Плоскость, в которой расположена пара сил, называется *плоскостью действия пары сил*. Кратчайшее расстояние между линиями действия сил называется *плечом пары сил*.

Моментом пары сил называется произведение модуля одной из сил, составляющих пару, на плечо:

$$m = \pm Fh.$$

Момент пары сил измеряется, как и момент силы, в ньютонаметрах.

Правило знаков для момента пары: момент пары считается положительным, если он стремится вращать свое плечо против часовой стрелки, и наоборот.

Три основных свойства пары сил:

1) *алгебраическая сумма проекций сил пары на ось всегда равна нулю*. Дана пара сил (F_1, F_2) и ось z , лежащая в плоскости пары (рис. 2.18). Спроецируем силы на ось z . Видно, что проекции F_{z1} и F_{z2} равны по модулю и противоположны по направлению. Следовательно:

$$F_1 \cos \alpha - F_2 \cos \alpha = 0;$$

2) *пара сил не имеет равнодействующей*;

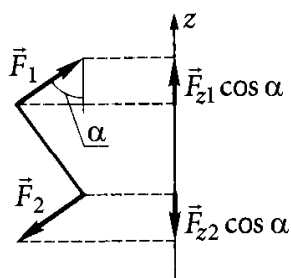


Рис. 2.18. Проецирование пары сил на ось

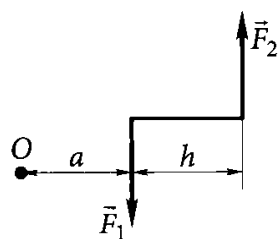


Рис. 2.19. Момент сил относительно точки

3) алгебраическая сумма моментов сил, составляющих пару, относительно любой точки плоскости действия пары есть величина постоянная, равная моменту пары. Дана пара сил (F_1, F_2) с плечом h и моментом $m = F_1 h = F_2 h$ (рис. 2.19). Возьмем в плоскости действия пары произвольную точку O . Запишем выражения моментов сил F_1 и F_2 относительно этой точки, учитывая, что $F_1 = F_2$:

$$-F_1 a + F_2(a + h) = F_1 h = m.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется плечом силы?
2. Что такое момент силы, момент пары сил? В каких единицах выражается момент?
3. Каково правило знаков для момента пары сил?
4. Опишите свойства момента силы.
5. Назовите свойства момента пары сил.

2.4. Произвольная плоская система сил

Произвольная плоская система сил представляет собой систему сил, линии действия которых расположены в плоскости произвольным образом.

- Лемма Пуансо (лемма о параллельном переносе силы). Механическое состояние твердого тела не нарушится, если данную силу перенести параллельно самой себе в произвольную точку тела, добавив при этом пару сил, момент которой

равен моменту данной силы относительно новой точки приложения.

Пусть на тело действует сила F (рис. 2.20), приложенная в точке M . Выберем произвольную точку N (*центр приведения*) и на основании аксиомы III приложим в этой точке параллельно силе F две уравновешенные силы F' и F'' , причем модули всех сил равны: $F = F' = F''$. Систему сил $\{F, F', F''\}$ можно представить как силу F , перенесенную параллельно самой себе в произвольно выбранную точку N , и пару сил (F, F'') , момент которой равен моменту силы F относительно центра приведения N , в которую сила переносится:

$$m(F, F'') = Fh. \quad (2.4)$$

Рассмотрим **приведение плоской системы сил к центру приведения**.

Теорема. Плоская система произвольно расположенных сил в общем случае эквивалентна одной силе, приложенной в центре приведения, и одной паре сил.

Пусть на тело действует произвольная плоская система сил $\{F_1, F_2, \dots, F_n\}$ (рис. 2.21, а). Перенесем все силы в произвольно выбранный центр приведения O , добавив при этом n пар (рис. 2.21, б):

$$F_1 = F'_1, F_2 = F'_2, \dots, F_n = F'_n;$$

$$m_1 = M_O(F_1), m_2 = M_O(F_2), \dots, m_n = M_O(F_n).$$

Плоская система сил, приложенных в одной точке, эквивалентна равнодействующей — главному вектору данной системы:

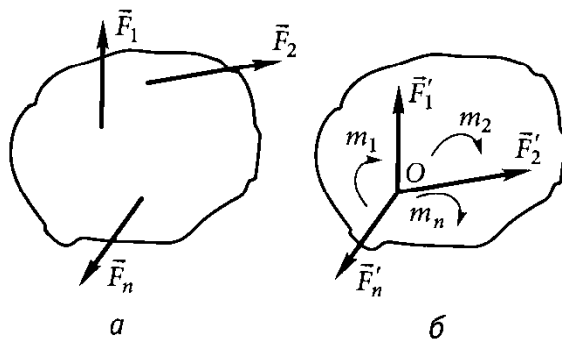
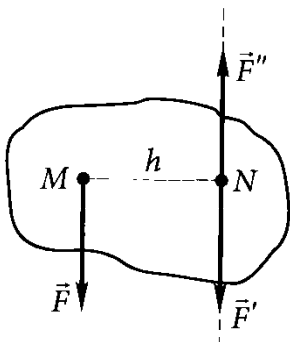


Рис. 2.20. Параллельный перенос силы

Рис. 2.21. Приведение плоской системы сил: а — произвольная система сил; б — приведение системы к общему центру

$$\vec{R} = \vec{F}'_1 + \vec{F}'_2 + \dots + \vec{F}'_n = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n,$$

или

$$\vec{R} = \sum \vec{F}.$$

Главный вектор плоской системы произвольно расположенных сил равен векторной сумме всех сил системы и приложен в центре приведения. Необходимо учитывать, что главный вектор не является равнодействующей плоской произвольной системы сил, поскольку на систему также оказывает действие приведенный момент.

Аналитически модуль главного вектора можно вычислить по формуле

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2}, \quad (2.5)$$

где $\sum F_x$, $\sum F_y$ — сумма проекций всех сил системы соответственно на ось x и y , Н.

Плоская система пар, в свою очередь, эквивалентна одной паре, момент которой равен алгебраической сумме моментов данных пар, т. е.

$$M = m_1 + m_2 + \dots + m_n = M_O(\vec{F}_1) + M_O(\vec{F}_2) + \dots + M_O(\vec{F}_n),$$

или

$$M = \sum M_O(\vec{F}).$$

Главный момент плоской системы произвольно расположенных сил равен алгебраической сумме моментов всех сил системы относительно центра приведения.

Рассмотрим три **формы уравнений равновесия плоской произвольной системы сил**.

Теорема. Для равновесия плоской системы произвольно расположенных сил необходимо и достаточно, чтобы главный вектор и главный момент этой системы относительно произвольно выбранной точки были равны нулю.

Первая форма уравнения равновесия. Учитывая выражение (2.5), можно сделать вывод, что для равновесия плоской системы произвольно расположенных сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на оси координат x и y равнялись нулю и чтобы алгебраическая сумма моментов этих сил относительно любой точки плоскости также равнялась нулю:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0; \sum M_O(\vec{F}) = 0. \quad (2.6)$$

Вторая форма уравнения равновесия. Для решения конкретных задач часто бывает удобно заменить одно уравнение проекций сил уравнением суммы моментов относительно другой точки:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum M_A(\vec{F}) = 0; \sum M_B(\vec{F}) = 0.$$

При этом необходимо так выбирать расположения точек A и B , чтобы они не лежали на прямой, перпендикулярной к оси x .

Третья форма уравнения равновесия. Можно заменить два уравнения проекций (см. формулу (2.6)) уравнениями суммы моментов относительно других точек:

$$\sum M_A(\vec{F}) = 0; \sum M_B(\vec{F}) = 0; \sum M_C(\vec{F}) = 0.$$

При этом необходимо, чтобы точки A , B и C не находились на одной прямой.

Пример 2.2.

На «невесомую» Г-образную балку ABC (рис. 2.22, *a*) действует сила $F = 30$ кН и момент $M = 3$ кН·м. Сила F действует под углом $\alpha = 30^\circ$ к линии горизонта. Определить реакцию жесткой заделки при следующих данных: $AB = 4$ м, $BC = 1$ м.

Решение.

Заменим связи реакциями связей. В общем случае реакцией жесткой заделки является сила F_3 (рис. 2.22, *б*) и момент заделки M_3 . Направление силы F_3 неизвестно, поэтому представим ее двумя составляющими: F_{3x} и F_{3y} . Направления действия силы и момента заделки выяснятся в процессе решения задачи.

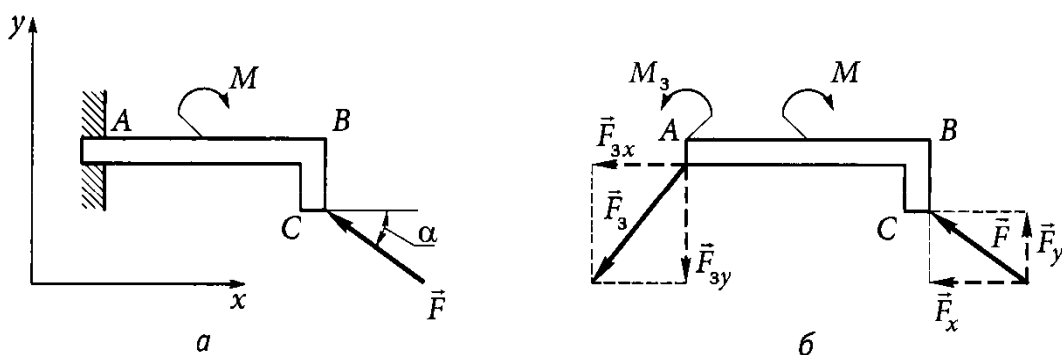


Рис. 2.22. Расчетные схемы к примеру 2.2:

a — действие внешних нагрузок; *б* — освобождение от связей

Заменим внешнюю силу F двумя проекциями на оси координат:

$$F_x = F \cos \alpha; F_y = F \sin \alpha.$$

Исходя из основного условия равновесия плоской системы произвольно расположенных сил и выбрав в качестве центра моментов точку A , находим

$$\sum \vec{F}_x = 0; \quad -F_{3x} - F_x = 0, \text{ откуда } F_{3x} = -F_x = -F \cos \alpha;$$

$$\sum \vec{F}_y = 0; \quad -F_{3y} + F_y = 0, \text{ откуда } F_{3y} = F_y = F \sin \alpha;$$

$$\sum M_A(\vec{F}) = 0; \quad M_3 - M - F_x BC + F_y AB = 0, \text{ откуда } M_3 = M + F \cos \alpha \cdot BC - F \sin \alpha \cdot AB.$$

После подстановки исходных данных в эти уравнения получим

$$F_{3x} = 30 \cdot \cos 30^\circ = -25,98 \text{ кН}; F_{3y} = 30 \cdot \sin 30^\circ = 15 \text{ кН};$$

$$M_3 = 3 + 25,98 \cdot 1 - 15 \cdot 4 = -31,02 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Знак «-» означает, что фактические направления силы F_{3x} и момента M_3 противоположны указанным на рис. 2.22, б.

Находим реакцию заделки F_3 как геометрическую сумму проекций F_{3x} и F_{3y} :

$$F_3 = \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3y}^2} = \sqrt{25,98^2 + 15^2} = 30 \text{ кН}.$$

Пример 2.3.

Балка AB (рис. 2.23, а) закреплена на двух опорах — шарнирно-неподвижной и шарнирно-подвижной. На балку действуют внешние нагрузки — момент $M = 6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и сила $F = 20 \text{ Н}$, приложенная под углом $\alpha = 30^\circ$. Определить реакции шарниров A и B , если известно, что $AB = 2 \text{ м}$, а сила F приложена к центру балки.

Решение.

Как и в предыдущем примере, заменим связи реакциями связей (рис. 2.23, б). Направление реакции неподвижного шарнира A нам неизвестно. Поэтому разложим реакцию F_A на составляющие, спроецированные на оси координат, — F_{Ax} и F_{Ay} . Направление реакции подвижного шарнира B нам известно. Реакция F_B направлена перпендикулярно опорной поверхности.

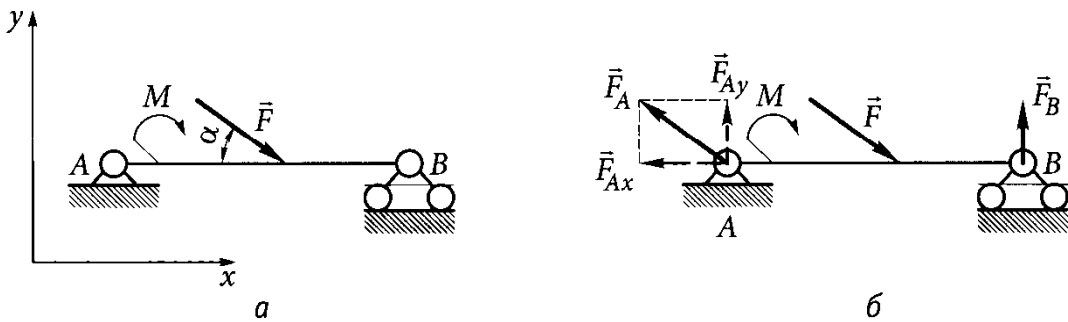


Рис. 2.23. Расчетные схемы к примеру 2.3:

а — действие внешних нагрузок; б — освобождение от связей

Составим уравнения равновесия для нашей системы. В качестве центра моментов выберем точку А. Как уже говорилось, положение центра моментов можно выбрать произвольно в любом месте, но необходимо стремиться к упрощению задачи. Выбор точки А в качестве центра моментов позволит не учитывать силы F_{Ax} и F_{Ay} в уравнении равновесия моментов, так как их плечи относительно этой точки равны нулю. Таким образом, уравнения равновесия будут такими:

$$\sum \vec{F}_x = 0; -F_{Ax} + F \cos \alpha = 0, \text{ откуда } F_{Ax} = F \cos \alpha; \quad (2.7)$$

$$\sum \vec{F}_y = 0; F_{Ay} - F \sin \alpha + F_B = 0, \text{ откуда } F_{Ay} = F \sin \alpha - F_B; \quad (2.8)$$

$$\sum M_A(\vec{F}) = 0; -M - F \sin \alpha \cdot AB/2 + F_B \cdot AB = 0,$$

откуда

$$F_B = \frac{M + F \sin \alpha \cdot AB/2}{AB}. \quad (2.9)$$

Подставив исходные данные в эти уравнения, получим:

из уравнения (2.7) $F_{Ax} = 20 \cos 30^\circ = 17,32 \text{ Н};$

из уравнения (2.9) $F_B = \frac{6 + 20 \cdot \sin 30^\circ \cdot 4/2}{4} = 6,5 \text{ Н};$

из уравнения (2.8) $F_{Ay} = 20 \sin 30^\circ - 6,5 = 3,5 \text{ Н}.$

Находим реакцию шарнира А как геометрическую сумму проекций F_{Ax} и F_{Ay} :

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{17,32^2 + 3,5^2} = 17,67 \text{ Н}.$$

1. Что представляет собой плоская произвольная система сил?
2. Докажите лемму о параллельном переносе силы.
3. Чему в общем случае эквивалентна плоская произвольная система сил?
4. Сформулируйте три формы уравнений равновесия плоской произвольной системы сил.

2.5. Пространственная система сил

Система сил, линии действия которых расположены в различных плоскостях, называется *пространственной системой сил*.

Момент силы относительно оси. Пусть к телу в произвольной точке N (рис. 2.24) приложена сила F , а также задано направление оси z . Разложим силу F на три взаимно-перпендикулярные составляющие F_1 , F_2 и F_3 . Вращательный эффект относительно оси z будет создаваться только силой F_1 . Сила F_3 параллельна оси z и будет стремиться сместить тело вдоль оси. Сила F_2 перпендикулярна оси z и не будет оказывать на тело относительно этой оси никакого действия. Из рис. 2.24 видно, что сила F_1 лежит в плоскости, перпендикулярной к оси z . Запишем момент силы F_1 относительно точки O (см. формулу (2.4)):

$$M_O(\vec{F}_1) = \pm F_1 h.$$

Момент силы относительно оси равен моменту проекции этой силы на плоскость, перпендикулярную к данной оси, относительно точки их пересечения:

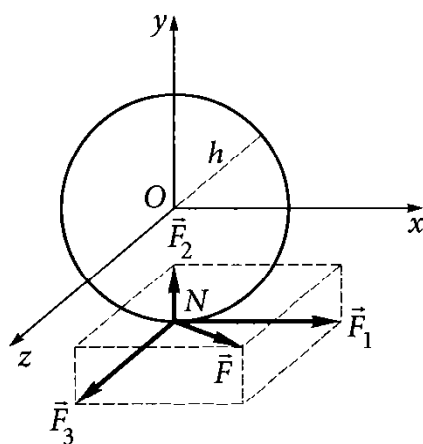


Рис. 2.24. Проецирование силы в пространстве

$$M_z(\vec{F}) = M_O(\vec{F}_1) = \pm \vec{F}_1 h = \pm \vec{F} \cos \alpha,$$

где α — угол между силой F и плоскостью Oxy .

При этом момент силы относительно оси будет положительным, если при наблюдении со стороны положительного конца оси сила будет вращать тело по часовой стрелке. В противном случае момент будет отрицательным.

Три основных свойства момента силы относительно оси:

1) момент силы относительно оси не зависит от выбора точки O на оси;

2) момент силы относительно оси не зависит от положения силы на ее линии действия, так как при этом ни плечо, ни проекция силы не изменяются;

3) момент силы относительно оси равен нулю, когда сила и ось лежат в одной плоскости. При этом возможны два случая: а) сила параллельна оси, тогда $\alpha = 90^\circ$, а $M_z(\vec{F}) = \pm \vec{F} \cos \alpha \cdot h = 0$; б) сила пересекает ось, тогда плечо $h = 0$, и соответственно момент равен нулю.

Аналитическое условие равновесия пространственной системы произвольно расположенных сил. Приведение пространственной системы сил аналогично приведению плоской системы сил (см. подразд. 2.4). Пространственная система сил приводится к главному вектору, который проецируется на оси координат x , y , z , и к трем моментам относительно этих осей.

Для равновесия пространственной системы произвольно расположенных сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраическая сумма проекций всех сил на каждую из трех осей координат была равна нулю и чтобы алгебраическая сумма моментов всех сил относительно каждой из этих осей была равна нулю:

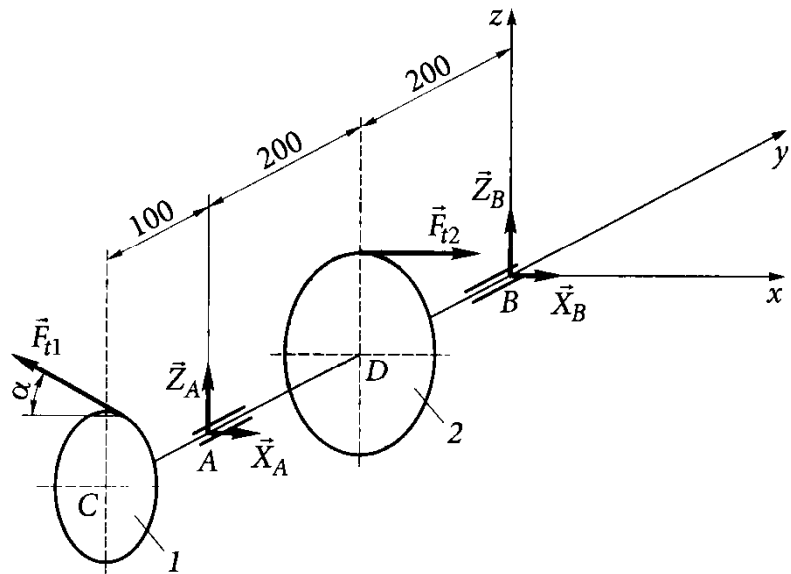
$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0; \sum \vec{F}_z = 0;$$

$$\sum M_x(\vec{F}) = 0; \sum M_y(\vec{F}) = 0; \sum M_z(\vec{F}) = 0.$$

Пример 2.4.

На валу AB (рис. 2.25) посажены звездочка 1 цепной передачи диаметром $d = 150$ мм и зубчатое косозубое колесо 2 диаметром $D = 300$ мм. К звездочке приложена касательная сила $F_{t1} = 400$ Н под углом $\alpha = 30^\circ$ к линии горизонта, а к зубчатому колесу — горизонтальная касательная сила F_{t2} . Определить реакции опор A и B и силу

Рис. 2.25. Расчетная схема к примеру 2.4



F_{t2} . Массой деталей пренебречь. Расстояния между элементами указаны на рисунке.

Решение.

Направление реакций каждой из опор неизвестно. Спроецируем их на оси координат, составим уравнения равновесия и определим каждую проекцию.

При нахождении моментов сил относительно осей необходимо учесть, что сила F_{t1} расположена под углом к плоскостям xBy и zBy . Следовательно, при нахождении момента силы относительно осей z и x необходимо сначала спроецировать эту силу на плоскость, перпендикулярную к оси. За точку приведения примем точку B . При составлении уравнений равновесия необходимо помнить, что если сила пересекает ось или параллельна ей, то момент силы относительно этой оси равен нулю.

Составляем уравнения равновесия:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \quad -F_{t1} \cos \alpha + X_A + F_{t2} + X_B = 0; \quad (2.10)$$

$$\sum \vec{F}_y = 0; \quad \text{сил, действующих в направлении оси } y, \text{ нет}; \quad (2.11)$$

$$\sum \vec{F}_z = 0; \quad F_{t1} \sin \alpha + Z_A + Z_B = 0; \quad (2.12)$$

$$\sum M_x(\vec{F}) = 0; \quad -F_{t1} \sin \alpha \cdot CB - Z_A \cdot AB = 0; \quad (2.13)$$

$$\sum M_y(\vec{F}) = 0; \quad -F_{t1} d/2 + F_{t2} D/2 = 0; \quad (2.14)$$

$$\sum M_z(\vec{F}) = 0; \quad -F_{t1} \cos \alpha \cdot CB + X_A \cdot AB + F_{t2} \cdot DB = 0. \quad (2.15)$$

• Подставив исходные данные, получим:
из уравнения (2.14)

$$F_{t2} = \frac{F_{t1} \cdot d/2}{D/2} = \frac{400 \cdot 75}{150} = 200 \text{ Н};$$

из уравнения (2.13)

$$Z_A = -\frac{F_{t1} \sin \alpha \cdot CB}{AB} = \frac{400 \cdot 0,5 \cdot 500}{400} = -250 \text{ Н};$$

из уравнения (2.15)

$$X_A = \frac{F_{t1} \cos \alpha \cdot CB - F_{t2} \cdot DB}{AB} = \frac{173\,205 - 40\,000}{400} = 333 \text{ Н};$$

из уравнения (2.12)

$$Z_B = -F_{t1} \sin \alpha - Z_A = -400 \cdot 0,5 - (-250) = 50 \text{ Н};$$

из уравнения (2.10)

$$X_B = F_{t1} \cos \alpha - X_A - F_{t2} = 346,4 - 333 - 200 = -186,6 \text{ Н}.$$

Находим равнодействующие реакций опор А и В:

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Z_A^2} = \sqrt{333^2 + 250^2} = 416,4 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Z_B^2} = \sqrt{186,6^2 + 50^2} = 193,2 \text{ Н}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чему равен момент силы относительно оси?
2. Сформулируйте правило знаков для момента силы относительно оси.
3. Назовите свойства момента силы относительно оси.
4. Что необходимо для равновесия произвольной пространственной системы сил?

2.6. Трение

При решении задач статики с учетом трения рассматривают реальные тела, т. е. тела которые, во-первых, имеют шероховатую поверхность, во-вторых, — могут деформироваться под действием

внешних сил. *Трение* — явление сопротивления относительно перемещению, возникающему между двумя телами в зонах соприкосновения поверхностей по касательным к ним. Трение имеет как положительные, так и отрицательные стороны. На трении основана работа ременных передач, тормозных устройств, фрикционных муфт, резьбовых соединений и т. п. В то же время трение является вредным сопротивлением, снижающим КПД подшипников, червячных передач, направляющих станков.

Трение скольжения. Сопротивление, возникающее при движении одного тела по поверхности другого, называется *трением скольжения*. Сила трения скольжения $F_{\text{тр}}$ возникает только при наличии сдвигающей силы F и направлена в противоположную ей сторону (рис. 2.26).

Законы трения скольжения были экспериментально установлены французскими учеными Г. Амонтоном и Ш. Кулоном.

Три основных свойства силы трения скольжения:

1) модуль максимальной силы трения скольжения пропорционален нормальной составляющей реакции в момент начала скольжения:

$$F_{\text{тр}}^{\text{max}} = fN, \quad (2.16)$$

где $F_{\text{тр}}^{\text{max}}$ — максимальная сила трения скольжения, Н; f — коэффициент трения скольжения; N — нормальная составляющая реакции опоры, Н.

Полная реакция R составляет с нормалью к опорной поверхности угол φ , который называется *углом трения*. Из рис. 2.26 следует, что

$$F_{\text{тр}} = N \cdot \text{tg} \varphi. \quad (2.17)$$

Приравняв правые части уравнений (2.16) и (2.17), получим

$$f = \text{tg} \varphi;$$

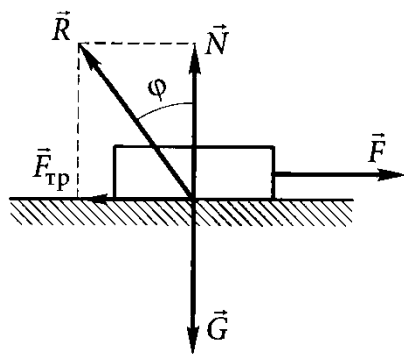


Рис. 2.26. Направление силы трения скольжения

· 2) сила трения скольжения не зависит от размеров трущихся поверхностей. При увеличении площади трущихся поверхностей увеличивается количество сцепляющихся неровностей, что, казалось бы, должно увеличивать силу трения. Но уменьшается давление на единицу площади, соответственно сопротивление относительно перемещению остается прежним;

3) коэффициент трения скольжения зависит от материалов трущихся тел и наличия смазочного материала:

Коэффициент трения скольжения

Сталь по стали всухую	0,15 ... 0,3
Сталь по стали со смазочным материалом.....	0,1 ... 0,18
Асбестовая обкладка по стали	0,25 ... 0,35
Бронза по чугуну всухую.....	0,16
Бронза по чугуну со смазочным материалом	0,12
Сталь по чугуну.....	0,12 ... 0,2

Необходимо отметить, что коэффициент трения скольжения при движении обычно меньше, чем в момент возникновения движения.

Пример 2.5.

Определить максимальную силу сжатия N пружины 4 (рис. 2.27, а), необходимую для срабатывания (пробуксовки) предохранительной фрикционной полумуфты 3. Рабочий крутящий момент $M_{кр}$ ведущей полумуфты 1 составляет 20 кН·м. Полумуфты 1 и 3 выполнены из стали, фрикционная обкладка 2 — из асбеста. Сцепление полумуфт происходит на диаметре $d = 0,02$ м.

Решение.

Рассмотрим равновесие ведомой полумуфты 3, отбросив связи и заменив их реакциями связей. На асбестовую обкладку действует крутящий момент $M_{кр}$, уравновешенный силами трения $F_{тр}$ (рис. 2.27, б).

Составим уравнение равновесия относительно точки O :

$$\sum M_O(\vec{F}) = 0; \quad M_{кр} - F_{тр}d = 0,$$

откуда

$$F_{тр} = \frac{M_{кр}}{d} = \frac{20}{0,02} = 1000 \text{ кН.}$$

Определим искомую силу сжатия пружины, используя зависимость (2.16):

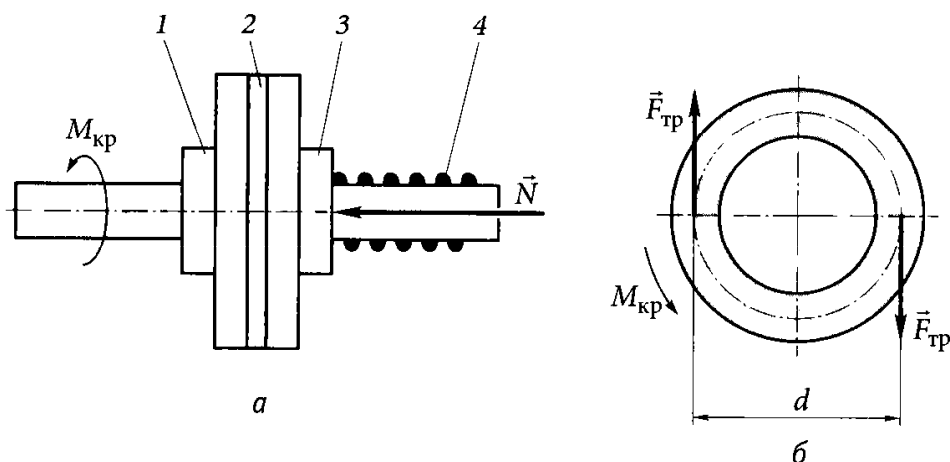


Рис. 2.27. Расчетные схемы к примеру 2.5:

а — действие внешних нагрузок: 1, 3 — полушестерни; 2 — обкладка; 4 — пружина;
 б — освобождение от связей

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{f} = \frac{1000}{0,3} = 3333 \text{ кН.}$$

Во избежание пробуксовки при незначительных случайных перегрузках силу сжатия пружины увеличим примерно на 5 % до $N = 3500$ кН.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие свойства тел учитывают при рассмотрении явления трения?
2. По какой причине возникает трение скольжения?
3. Может ли действовать сила трения, если тело не движется?
4. По каким формулам определяют силу трения?
5. Почему площадь соприкасающихся поверхностей не влияет на коэффициент трения?
6. От чего зависит коэффициент трения скольжения?

ГЛАВА 3

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

3.1. Основные положения

Все части машин под действием нагрузок в той или иной степени *деформируются*, т. е. изменяют свою форму и размеры, а в некоторых случаях происходит разрушение деталей машины.

Сопротивление материалов — это наука о прочности и деформируемости материалов и элементов машин и сооружений.

Виды нагрузок. На деталь машины в процессе эксплуатации действуют внешние и внутренние силы. К *внешним силам*, действующим на деталь, относятся *активные силы* (нагрузки) и *реакции внешних связей*.

Сосредоточенную силу, приложенную в точке, вводят вместо реальных сил, действующих на небольшой участок поверхности детали, размерами которого можно пренебречь.

Распределенные силы — это силы, которые распределены по линии, объему или поверхности (например, сила, с которой жидкость давит на дно сосуда).

Одним из вариантов нагрузок является *сосредоточенный момент* (пара сил).

Внутренними силами называют силы взаимодействия между отдельными частями детали, возникающие под действием внешних сил (предполагается, что при отсутствии внешних сил внутренние силы равны нулю).

Виды деформаций. Детали машин испытывают деформации различных видов:

- *растяжение* — тросы, цепи, тяги, штоки пневмо- и гидроцилиндров;
- *сжатие* — опоры машин, пуансоны штампов;
- *сдвиг* (при разрушении *срез*) — болты, заклепки, шпонки, шлицы на валах;

- *кручение* — валы, передающие мощность при вращательном движении;
- *изгиб* — балки, оси, рычаги, зубья зубчатых колес.

Довольно часто детали машин подвергаются действию совместных различных нагрузок, вызывающих одновременно деформации нескольких видов. Так, например, работающий вал-шестерня испытывает одновременно изгиб и кручение.

Метод сечений. Для расчета деталей машин на прочность необходимо знать внутренние силы упругости. *Метод сечений* заключается в том, что тело мысленно рассекается плоскостью на две части, любая из которых отбрасывается, и взамен нее к сечению оставшейся части прикладываются внутренние силы, действовавшие до разреза. Оставшаяся часть рассматривается как самостоятельное тело, находящееся в равновесии под действием внешних и приложенных к сечению внутренних сил.

Рассмотрим брус (рис. 3.1), находящийся в равновесии под действием произвольной системы внешних сил (силы F_1, \dots, F_n , распределенная нагрузка q). Рассечем его на две части (I и II) произвольной плоскостью, перпендикулярной к его продольной оси, и отбросим одну из частей (например, I). Любая система сил может быть приведена к ее *главному вектору* и *главному моменту*, которые статически эквивалентны заданной системе сил.

Главный вектор системы может быть представлен в виде трех составляющих (трех проекций) по осям выбранной системы координат.

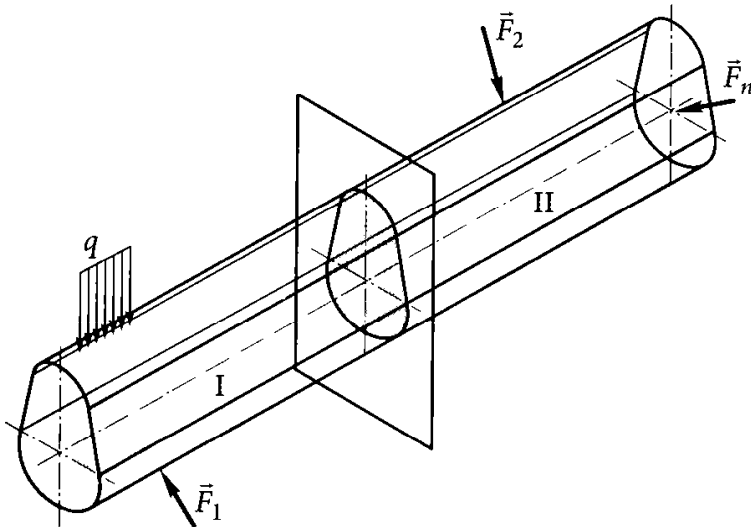


Рис. 3.1. Брус, находящийся под действием внешних нагрузок

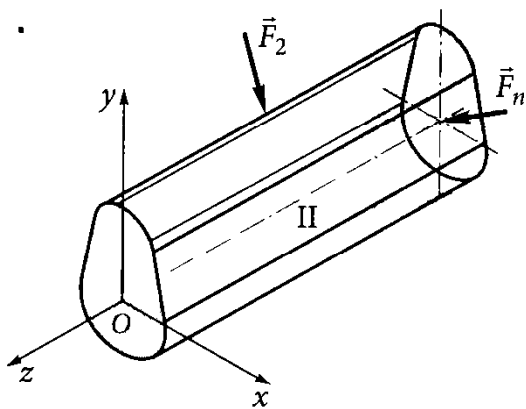


Рис. 3.2. Рассматриваемое сечение бруса

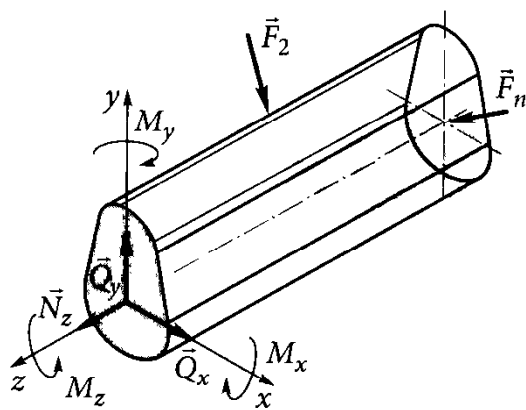


Рис. 3.3. Внутренние силовые факторы

нат. Главный момент также может быть разложен на составляющие по осям координат (заменен тремя моментами относительно трех осей). Рассмотрим оставшееся сечение II (рис. 3.2). Выбираем систему координат: начало координат помещаем в центре тяжести рассматриваемого поперечного сечения, ось Oz направляем перпендикулярно сечению, т.е. вдоль оси бруса, оси Ox и Oy располагаем в плоскости сечения бруса.

На рис. 3.3 показаны шесть *внутренних силовых факторов*. В общем случае это три проекции главного вектора и три составляющие главного момента: N_z — продольная сила; Q_x, Q_y — поперечные силы; M_z — крутящий момент; M_x, M_y — изгибающие моменты.

Каждый из силовых факторов связан с определенной деформацией: если на брус оказывает действие только продольная сила N_z , брус испытывает деформацию — растяжение или сжатие; если действуют только поперечные силы Q_x, Q_y , деформацией является сдвиг; если действует только крутящий момент M_z , имеет место кручение, а если действуют только изгибающие моменты M_x и M_y , то брус работает на чистый изгиб.

Для определения каждого из внутренних силовых факторов необходимо составить уравнения равновесия для всех сил, действующих на оставленную часть бруса:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0; \sum \vec{F}_z = 0;$$

$$\sum m_x(\vec{F}) = 0; \sum m_y(\vec{F}) = 0; \sum m_z(\vec{F}) = 0.$$

Напряжения. Внутренние силы распределены по сечению тела сплошь, при этом в общем случае их значения и направления в от-

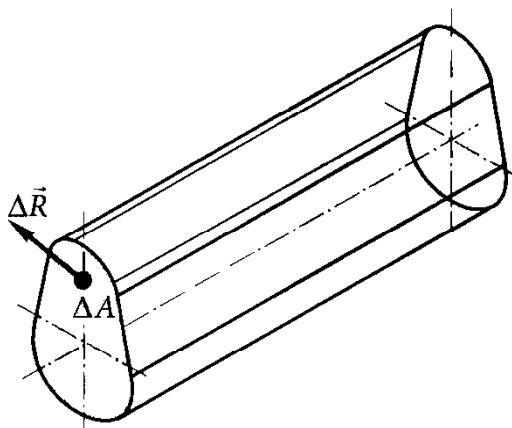


Рис. 3.4. Брус с бесконечно малым элементом сечения

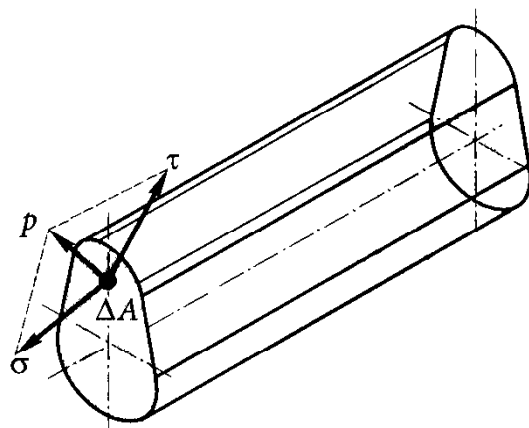


Рис. 3.5. Напряжения, действующие на элементарную площадку

дельных точках сечения различны. *Напряжение* характеризует интенсивность внутренних сил, действующих в сечении.

Рассмотрим произвольно нагруженный брус и применим к нему метод сечений (рис. 3.4). Выделим в сечении бесконечно малый элемент площадки ΔA . На этот элемент площадки действует равнодействующая системы сил ΔR . Напряжение p в точке элементарной площадки — это отношение равнодействующей силы ΔR к площади площадки ΔA :

$$p = \frac{\Delta R}{\Delta A}.$$

Напряжение — величина векторная. Единица напряжения в СИ — паскаль (Па) ($1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/мм}^2 = 10^6 \text{ Па}$).

Разложим вектор напряжения p на две составляющие (рис. 3.5): σ — перпендикулярную к плоскости сечения (нормальное напряжение); τ — лежащую в плоскости сечения (касательное напряжение).

Зависимость между полным напряжением и его составляющими выражается формулой

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие виды нагрузок вы знаете?
2. Какие виды деформаций вы знаете? Какими силовыми факторами они вызваны?

3. В чем заключается метод сечений?
4. Дайте понятие напряжения. Какие виды напряжений вы знаете? Какова единица напряжения в СИ?

3.2. Растяжение и сжатие

Как отмечено ранее, при растяжении или сжатии в любом поперечном сечении бруса возникает только продольная сила N_z .

Построение эпюр. Рассмотрим брус (рис. 3.6), один конец которого зашкелен, а на другой вдоль оси действуют силы F и $2F$. Брус имеет два участка с разной площадью поперечного сечения $2A$ и A . При выборе границ характерных участков руководствуются местонахождением точек приложения внешних нагрузок и изменением поперечного сечения бруса. Внутри характерного участка не должно изменяться поперечное сечение бруса.

На рис. 3.6 можно выделить три характерных участка. Первый участок — от конца бруса с приложенной силой $2F$ до точки приложения силы F , второй — от точки приложения силы F до точки изменения сечения бруса, третий — от точки изменения сечения до начала бруса. Брус принято рассматривать с какого-либо конца, так как это позволяет последовательно вычислять значение внутреннего силового фактора в каждом сечении от начала до конца бруса и не приводит к путанице. Применяв метод сечений, определяем продольные силы N_1 и N_2 на соответствующих участках (заменяя от-

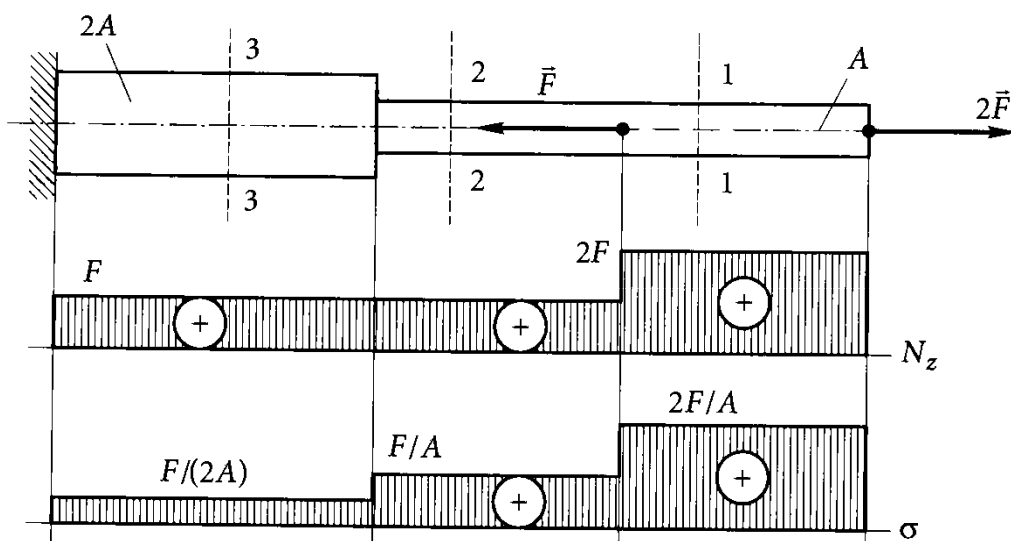


Рис. 3.6. Эпюры продольных сил и нормальных напряжений

брошенную часть бруса внутренним силовым фактором). Растягивающие силы, направленные от сечения, считаются *положительными*, а сжимающие (направленные к сечению) — *отрицательными*. Будем рассматривать брус справа налево.

В сечении 1 — 1

$$\sum \vec{F}_z = 0; 2F - N_1 = 0, \text{ откуда } N_1 = 2F.$$

В сечении 2 — 2 и сечении 3 — 3

$$\sum \vec{F}_z = 0; 2F - F - N_2 = 0, \text{ откуда } N_2 = 2F - F = F.$$

На основе полученных данных строим эпюры продольной силы N_z .

Продольная сила в поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, расположенных по одну сторону сечения.

При растяжении и сжатии в поперечных сечениях бруса возникают только *нормальные напряжения* σ , МПа, вычисляемые по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad (3.1)$$

где N — продольная сила в сечении, Н; A — площадь поперечного сечения, мм².

Пользуясь формулой (3.1), найдем нормальные напряжения в рассматриваемых сечениях, причем для нормальных напряжений применяется то же правило знаков, что и для продольных сил.

В сечении 1 — 1

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{2F}{A}.$$

В сечении 2 — 2

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{F}{A}.$$

В сечении 3 — 3

$$\sigma_3 = \frac{N_2}{2A} = \frac{F}{2A}.$$

Затем построим эпюры нормальных напряжений. Эпюры позволяют наглядно увидеть опасные участки рассматриваемого бруса. В данном примере опасным является первый участок, в котором нормальное напряжение максимально.

Таблица 3.1. Допускаемые напряжения при растяжении и сжатии для некоторых материалов

Материал	[σ], МПа	
	при растяжении	при сжатии
Чугун серый	28...80	120...150
Сталь конструкционная углеродистая	60...250	
Сталь конструкционная легированная	100...400 и выше	
Латунь	70...140	
Бронза	60...120	
Дуралюмин	80...150	

Формула для определения допускаемого напряжения при растяжении и сжатии. В результате проведения механических испытаний устанавливают предельные напряжения $\sigma_{\text{пред}}$, при которых происходит разрушение детали.

Принимая для пластичных материалов необходимый коэффициент запаса $[n] = 1,2 \dots 2,5$, для хрупких $[n] = 2 \dots 5$, можно определить допускаемое напряжение:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[n]}.$$

При этом условии прочности детали заключается в том, что рабочее максимальное напряжение не должно превышать допускаемое:

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma].$$

Рабочее напряжение — это напряжение, при котором рассматриваемая деталь под действием внешних нагрузок функционирует заданное время не разрушаясь. *Допускаемое напряжение* — это предельное рабочее напряжение, при превышении которого деталь может разрушиться.

Ориентировочные значения допускаемого напряжения приведены в табл. 3.1.

Пример 3.1.

Для стального бруса построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений в поперечных сечениях бруса (рис. 3.7). Данные указаны на рисунке.

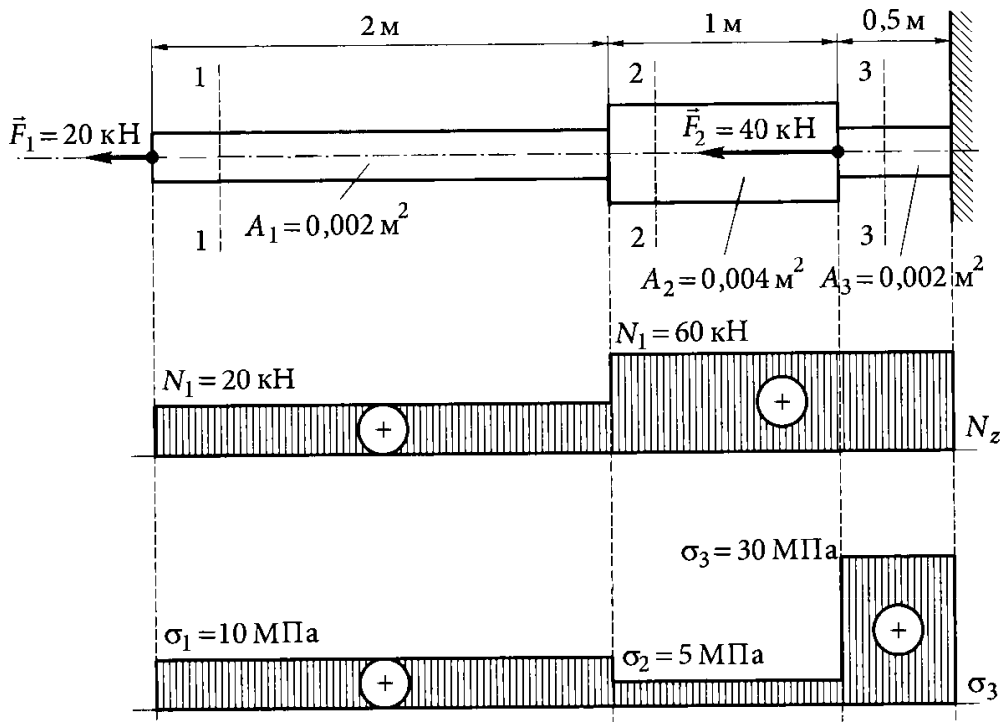


Рис. 3.7. Расчетная схема к примеру 3.1

Решение.

Брус по сечениям будем рассматривать слева направо, так как в этом случае не потребуется определять реакцию заделки. Разделим брус на три характерные части, в которых и будем рассматривать сечения.

В сечении 1 — 1

$$\sum \vec{F}_z = 0; F_1 - N_1 = 0, \text{ откуда } N_1 = F_1 = 20 \text{ кН.}$$

В сечении 2 — 2

$$\sum \vec{F}_z = 0; F_1 - N_2 = 0, \text{ откуда } N_2 = F_1 = 20 \text{ кН.}$$

В сечении 3 — 3

$$\sum \vec{F}_z = 0; F_1 + F_2 - N_3 = 0, \text{ откуда } N_3 = F_1 + F_2 = 60 \text{ кН.}$$

На основе полученных значений построим эпюру продольной силы N_z .

Находим нормальные напряжения для каждого сечения бруса.

В сечении 1 — 1

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{20\,000}{0,002} = 10 \text{ МПа.}$$

В сечении 2 — 2

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{20\,000}{0,004} = 5 \text{ МПа.}$$

В сечении 3 — 3

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{60\,000}{0,002} = 30 \text{ МПа.}$$

Строим эпюру нормальных напряжений.

Из полученных значений можно сделать вывод, что опасным является сечение 3 — 3.

Пример 3.2.

Определить диаметр штока гидроцилиндра подъемной машины, который будет испытывать сжимающую нагрузку $F = 500$ кН. Материал штока — легированная конструкционная сталь.

Решение.

Исходя из условия прочности находим минимальный диаметр штока. Для предложенной стали принимаем допустимое нормальное напряжение $[\sigma] = 200$ МПа. Так как на шток кроме сжимающей силы никакие нагрузки не действуют, продольная сила будет равна внешней сжимающей силе: $N = F$.

Тогда из формулы (3.1) следует, что площадь поперечного сечения штока

$$A = \frac{N}{[\sigma]};$$

кроме того:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Приравняв правые части последних зависимостей, находим диаметр штока гидроцилиндра:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 500\,000}{3,14 \cdot 200}} = 56,4 \text{ мм.}$$

С учетом запаса прочности принимаем стандартный диаметр штока $d = 60$ мм.

1. Какое направление имеют силы при растяжении или сжатии?
2. Как находят нормальное напряжение при растяжении или сжатии?
3. Опишите порядок построения эпюр продольных сил и нормальных напряжений.
4. С какой целью выполняют построение эпюр?
5. Сформулируйте условие прочности детали.

3.3. СДВИГ

Детали, служащие для соединения отдельных элементов машин (шпонки, штифты, заклепки, болты и т. п.), воспринимают нагрузки, перпендикулярные к их продольной оси. Поперечная нагрузка в данных деталях приводит к прямолинейному перемещению одних слоев относительно других. В результате в сечении возникают касательные напряжения τ .

Рассмотрим элемент, одна грань которого неподвижна, а другая сместилась под действием силы F (рис. 3.8). В результате деформации элемент принимает форму параллелограмма. Мерой деформации сдвига служит изменение первоначального прямого угла между гранями элемента, называемое *углом сдвига*. Касательные напряжения, в известных пределах, прямо пропорциональны углу сдвига — *закон Гука при сдвиге*:

$$\tau = G\gamma,$$

где G — упругая постоянная материала, называемая *модулем сдвига*, или *модулем упругости второго рода*, МПа; γ — угол сдвига, рад.

Между тремя упругими постоянными — модулем упругости первого рода E , коэффициентом Пуассона μ (табл. 3.2) и модулем сдвига G — существует следующая зависимость:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}.$$

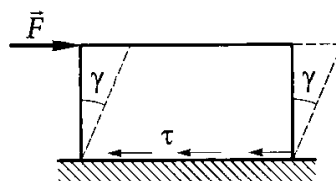


Рис. 3.8. Распределение касательных напряжений при сдвиге

Таблица 3.2. Упругие постоянные некоторых материалов

Материал	E , МПа	μ
Сталь	$(1,9 \dots 2,15) \cdot 10^5$	0,26... 0,33
Чугун серый	$(0,8 \dots 1,5) \cdot 10^5$	0,23... 0,27
Чугун серый модифицированный	$(1,2 \dots 1,55) \cdot 10^5$	0,24... 0,28
Медь	$(1,1 \dots 1,3) \cdot 10^5$	0,31... 0,33
Бронза оловянная	$(0,8 \dots 1,2) \cdot 10^5$	0,32... 0,35
Сплавы алюминиевые	$(0,69 \dots 0,71) \cdot 10^5$	0,33... 0,36

Для стали $G \approx 8,0 \cdot 10^4$ МПа.

Расчеты деталей при сдвиге базируются на следующих допущениях:

- в поперечном сечении возникает только один внутренний силовой фактор — поперечная сила Q ;
- касательные напряжения распределены равномерно по площади поперечного сечения;
- если соединение осуществлено несколькими одинаковыми крепежными деталями (например, заклепками), считается, что все они нагружены одинаково.

Критический сдвиг в случае разрушения детали называется *срезом*. Условие прочности для деталей, работающих на срез, имеет следующий вид:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{A} \leq [\tau_{\text{ср}}];$$

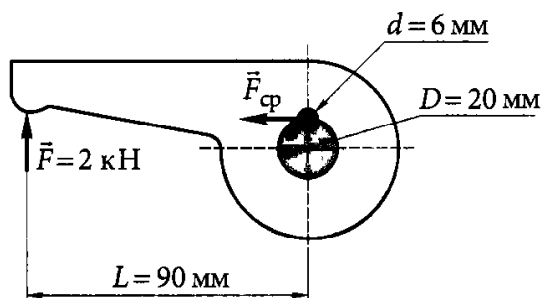
$$Q = \frac{F}{i},$$

где $\tau_{\text{ср}}$ — расчетное касательное напряжение среза, МПа; Q — поперечная сила, Н; A — площадь поперечного сечения, мм²; $[\tau_{\text{ср}}]$ — допускаемое касательное напряжение среза, МПа; F — общая нагрузка в соединении, Н; i — число деталей (заклепок, болтов и т. п.).

Пример 3.3.

Проверить прочность штифтового соединения коромысла с валом (рис. 3.9), если $[\tau_{\text{ср}}] = 60$ МПа, длина штифта $l = 50$ мм. Остальные данные указаны на рисунке.

Рис. 3.9. Расчетная схема к примеру 3.3



Решение.

Силу среза $F_{\text{ср}}$, действующую на штифт, определим из условия равновесия. Для этого составим уравнение равновесия моментов относительно центра вала:

$$\sum M(\vec{F}) = 0; -FL + F_{\text{ср}} \frac{D}{2} = 0,$$

откуда

$$F_{\text{ср}} = \frac{(2F)L}{D} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 90}{20} = 13,5 \text{ кН.}$$

Определим касательное напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{ср}}}{dl} = \frac{13\,500}{6 \cdot 50} = 45 \text{ МПа.}$$

Фактическое касательное напряжение меньше допустимого, следовательно, условие прочности для данного штифтового соединения выполнено.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие детали испытывают деформации сдвига и среза?
2. Какие силовые факторы действуют при сдвиге?
3. Чему равно касательное напряжение при сдвиге?
4. Как определяют модуль сдвига для конкретного материала?
5. Какие допущения принимают при расчете деталей на сдвиг?
6. Сформулируйте условие прочности при срезе.
7. Почему при расчетах не строят эпюру внутренних силовых факторов и напряжений?

3.4. Кручение

Кручением называется такой вид деформации бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только крутящий момент.

Рассмотрим кручение цилиндра (рис. 3.10), один конец которого жестко заделан, а второй нагружен крутящим моментом M . Введем некоторые допущения:

- ось цилиндра остается прямолинейной;
- расстояние вдоль оси бруса между поперечными сечениями не изменится.
- поперечные сечения бруса поворачиваются на некоторый угол φ_z , оставаясь при этом плоскими.

Пояснить это можно, если представить, что кручению подвергается не брус, а стопка монет. Вращая верхнюю монету, мы будем вращать и последующие — каждую на свой угол, при этом плоскостность, а также толщина монет сохранятся.

При кручении слои бруса сдвигаются относительно друг друга.

Влияние геометрических параметров поперечного сечения бруса на значения касательных напряжений. При кручении внутренний силовой фактор (крутящий момент) действует в плоскости сечения бруса, в результате чего возникают только касательные напряжения τ . Касательные напряжения по сечению распределены неравномерно: максимальны на поверхности и уменьшаются до нуля к центру бруса (рис. 3.11). При этом касательные напряжения зависят не только от площади поперечного сечения, но и от его формы:

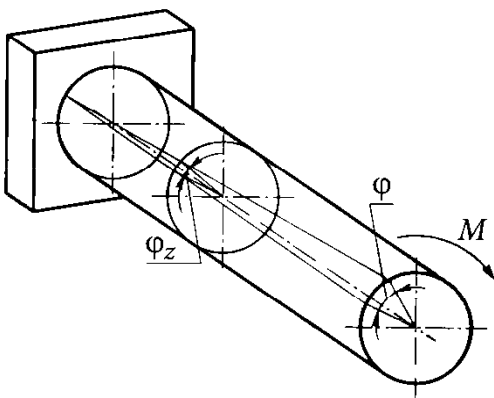


Рис. 3.10. Изменение угла сдвига слоя при кручении цилиндра

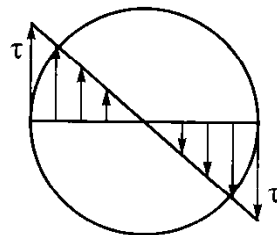
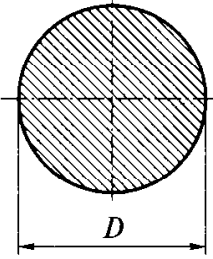
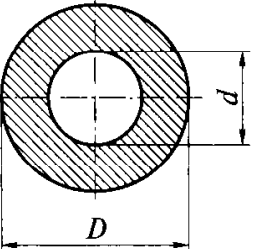


Рис. 3.11. Распределение касательных напряжений при кручении бруса

Таблица 3.3. Геометрические параметры плоских сечений при кручении

Форма поперечного сечения бруса	Формулы для определения	
	момента сопротивления	момента инерции сечения
1. Круглое 	$W_p = \frac{\pi D^3}{16} \approx 0,2D^3$	$J_p = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0,1D^4$
2. Круговое кольцо 	$W_p = \frac{\pi D^3}{16}(1-c^4) \approx 0,2D^3(1-c^4),$ где $c = \frac{d}{D}$	$J_p = \frac{\pi D^4}{32}(1-c^4) \approx 0,1D^4(1-c^4),$ где $c = \frac{d}{D}$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (3.2)$$

где τ — действующее касательное напряжение, МПа; $M_{кр}$ — крутящий момент, Н·мм; W_p — момент сопротивления кручению, мм³ (табл. 3.3).

Построение эпюр. Рассмотрим брус (рис. 3.12), находящийся под действием крутящих моментов M и $2M$. На нем можно выделить три характерных участка. Применяв метод сечений, определим крутящие моменты M_{z1} и M_{z2} на соответствующих участках (заменив отброшенную часть бруса внутренним силовым фактором).

Правило знаков. Если когда мы смотрим на сечение крутящий момент направлен против хода часовой стрелки, он считается положительным, в противном случае — отрицательным.

Будем рассматривать брус слева направо и для этого найдем реакцию заделки из условия равновесия:

$$-M_3 + 2M - M = 0,$$

откуда $M_3 = M$.

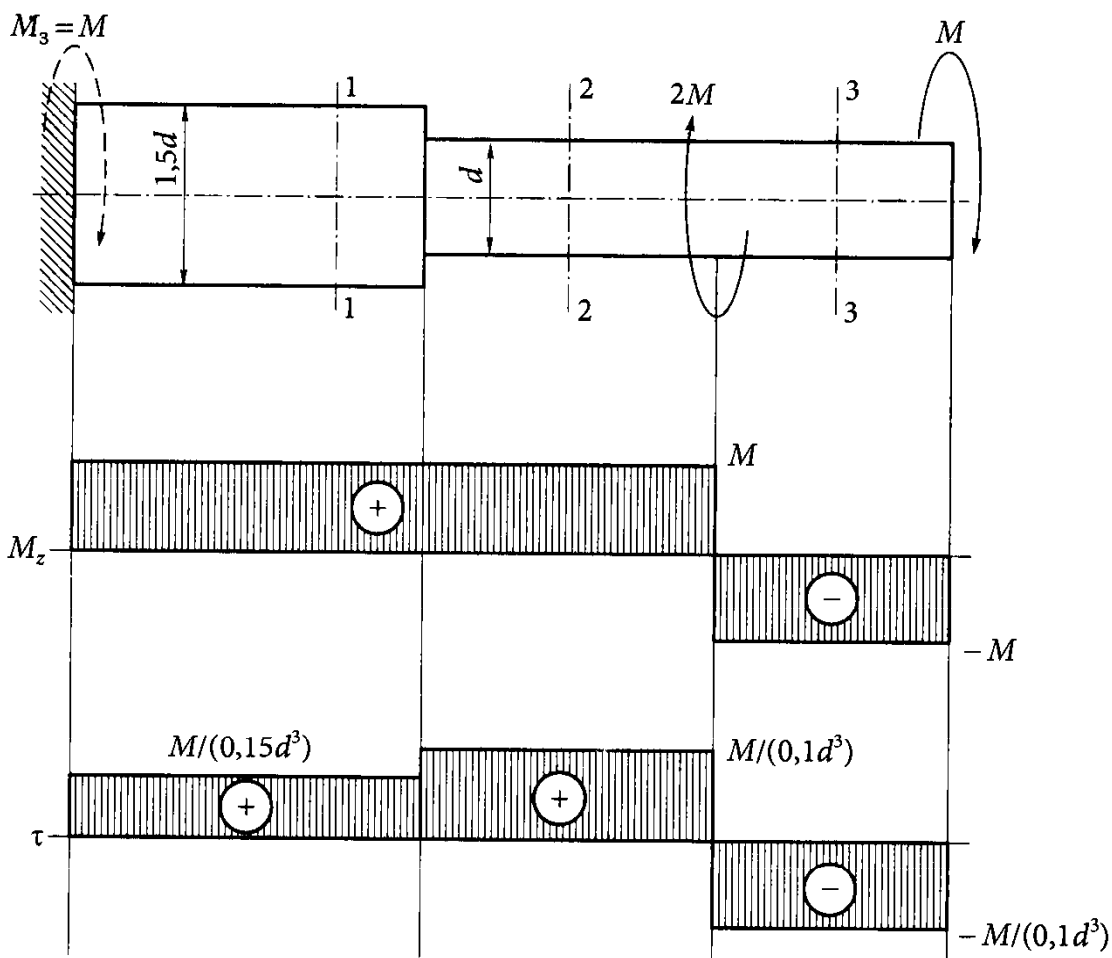


Рис. 3.12. Эпюры крутящих моментов и касательных напряжений

В сечении 1—1 и сечении 2—2

$$\sum M_z(\vec{F}) = 0; M_{z1} - M = 0,$$

откуда $M_{z1} = M$.

В сечении 3—3

$$\sum M_z(\vec{F}) = 0; M_{z2} - M + 2M = 0,$$

откуда $M_{z1} = M - 2M = -M$.

На основе полученных данных строим эпюры крутящих моментов. В качестве проверки можно применить метод сечений повторно, при этом рассматривая сечения справа налево. При правильном построении вид эпюры не изменится.

По формуле (3.2) найдем касательные напряжения.

В сечении 1—1

$$\tau_1 = \frac{M_{z1}}{W_{p1}} = \frac{M}{0,15d^3}.$$

В сечении 2—2

$$\tau_2 = \frac{M_{z2}}{W_{p2}} = \frac{M}{0,1d^3}.$$

В сечении 3—3

$$\tau_3 = \frac{M_{z3}}{W_{p3}} = \frac{-M}{0,1d^3}.$$

Затем строим эпюру касательных напряжений (см. рис. 3.12).

Формулы для расчета на прочность при кручении. Считают, что условие прочности бруса при кручении соблюдено, если наибольшие касательные напряжения не превышают допускаемого напряжения:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau].$$

Можно принять допускаемые касательные напряжения, ориентируясь на допускаемые нормальные напряжения для растяжения или сжатия:

$$\text{для сталей} \quad [\tau] = (0,55 \dots 0,60)[\sigma];$$

$$\text{для чугунов} \quad [\tau] = (1 \dots 1,2)[\sigma].$$

Пример 3.4.

Ступенчатый вал круглого сечения нагружен тремя моментами M_1 , M_2 , M_3 (рис. 3.13). Построить эпюры крутящих моментов и касательных напряжений. Проверить прочность вала при $[\tau] = 70$ МПа при следующих данных: $M_1 = 1$ кН·м; $M_2 = 5$ кН·м; $M_3 = 4$ кН·м; $d_1 = 30$ мм; $d_2 = 60$ мм; $d_3 = 38$ мм. Моменты M_1 и M_3 приложены на концах вала, а момент M_2 — в середине центральной ступени вала.

Решение.

Разбиваем вал на характерные участки, находим внутренний силовой фактор для выбранных сечений и строим эпюру крутящих моментов.

В сечении 1—1 и сечении 2—2

$$\sum M_z(\vec{F}) = 0; \quad M_{z1} - M_1 = 0,$$

откуда $M_{z1} = M_{z2} = M_1 = 1$ кН·м.

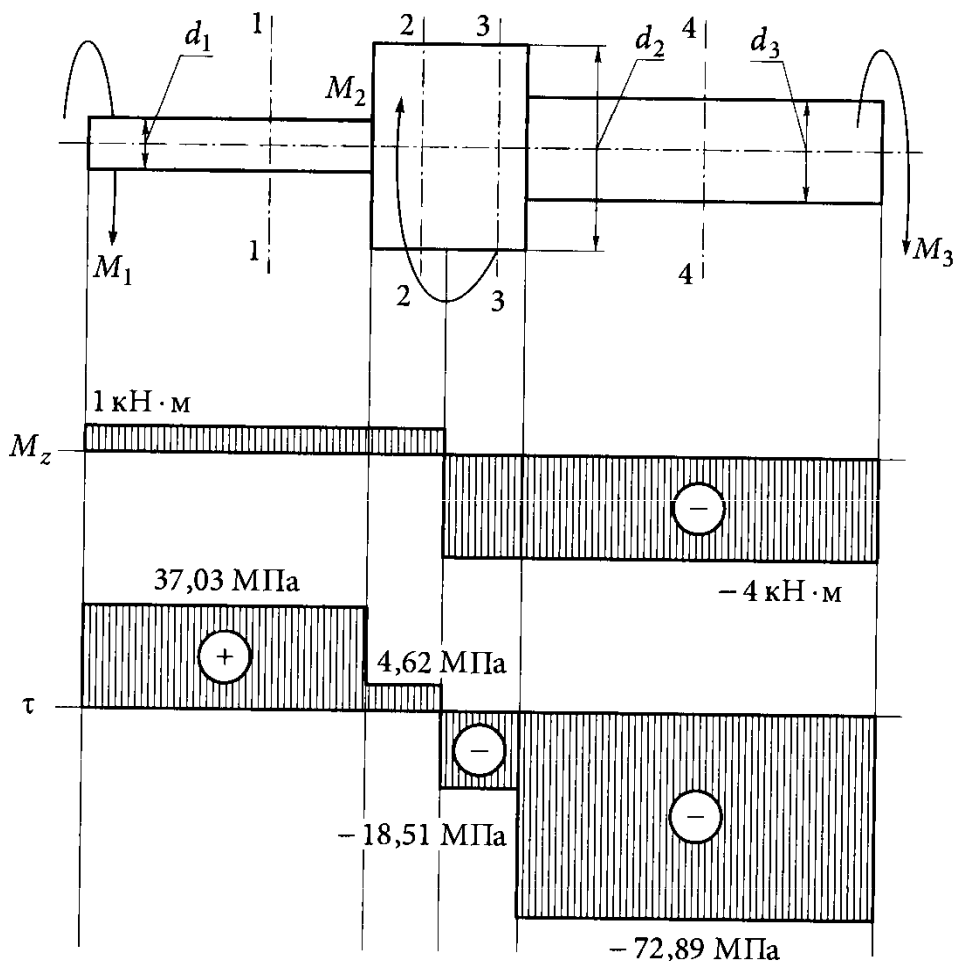


Рис. 3.13. Расчетная схема к примеру 3.4

В сечении 3—3 и сечении 4—4

$$\sum M_z(\vec{F}) = 0; M_{z3} - M_1 + M_2 = 0,$$

откуда $M_{z3} = M_{z4} = M_1 - M_2 = -4 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

При построении эпюры мы рассматривали вал слева направо, при этом значение момента M_3 для расчетов не потребовалось.

По формуле (3.2) находим касательные напряжения для каждого сечения и строим эпюру с соблюдением знаков.

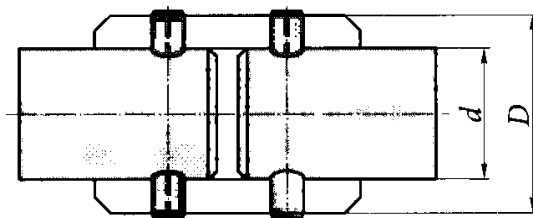
В сечении 1—1

$$\tau_1 = \frac{M_{z1}}{W_{p1}} = \frac{M_1}{0,15d_1^3} = \frac{1 \cdot 10^6}{30^3} = 37,03 \text{ МПа}.$$

В сечении 2—2

$$\tau_2 = \frac{M_{z2}}{W_{p2}} = \frac{M_2}{0,15d_2^3} = \frac{1 \cdot 10^6}{60^3} = 4,62 \text{ МПа}.$$

Рис. 3.14. Расчетная схема к примеру 3.5



В сечении 3—3

$$\tau_3 = \frac{M_{z3}}{W_{p3}} = \frac{M_3}{0,15d_2^3} = \frac{-4 \cdot 10^6}{60^3} = -18,51 \text{ МПа.}$$

В сечении 4—4

$$\tau_4 = \frac{M_{z4}}{W_{p4}} = \frac{M_4}{0,15d_3^3} = \frac{-4 \cdot 10^6}{38^3} = -72,89 \text{ МПа.}$$

Из полученных значений касательных напряжений можно сделать вывод, что четвертое сечение 4—4 не отвечает условию прочности, так как фактическое касательное напряжение больше допустимого. В этом месте вал разрушится. Для предотвращения этого необходимо либо снизить нагрузку на данном участке, либо увеличить диаметр вала.

Пример 3.5.

Два одинаковых вала соединены муфтой (рис. 3.14). Определить наибольший допустимый крутящий момент, передаваемый муфтой, при $[\tau] = 20 \text{ МПа}$. Считать, что прочность валов и штифтов соблюдена. Размеры муфты: $d = 40 \text{ мм}$; $D = 60 \text{ мм}$.

Решение.

Находим допустимый момент из условия прочности втулки:

$$\begin{aligned} [M] &= [\tau]W_p = [\tau] \frac{\pi D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = 20 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,06^3}{16} \left[1 - \left(\frac{0,04}{0,06} \right)^4 \right] = \\ &= 680 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Передаваемый момент не должен превышать 680 Н·м.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой внутренний силовой фактор действует при кручении?
2. Какие допущения вводятся при рассмотрении деформации кручения?

3. Каким образом расположены касательные напряжения в сечении?
4. Где больше касательные напряжения — в сплошном или полом вала — при одинаковом внешнем диаметре вала?
5. Каков порядок построения эпюр крутящих моментов и касательных напряжений?
6. Сформулируйте условие прочности при кручении.

3.5. Изгиб

Изгибом называется такой вид деформации бруса, при котором в поперечном сечении бруса возникает только *изгибающий момент*. Причинами возникновения изгибающего момента могут быть поперечные силы, а также пары сил (моменты). В случае отсутствия поперечных сил изгиб называют *чистым*.

Брусья, работающие на прямой изгиб, называют *балками*. Мы будем рассматривать балки, у которых есть хотя бы одна плоскость симметрии и плоскость действия нагрузок совпадает с ней. Изгиб такой балки называется *прямым* в отличие от *косого* изгиба, при котором направления нагрузок и прогибов не совпадают.

Для изучения деформации изгиба представим себе, что балка (рис. 3.15) состоит из волокон, параллельных оси. Нанесем на боковую сторону балки сетку и подвергнем ее чистому изгибу. Из ри-

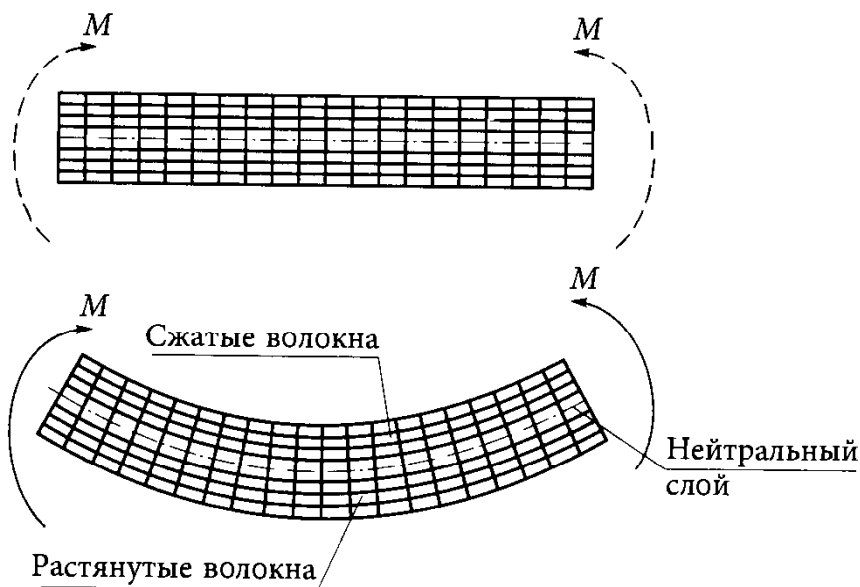
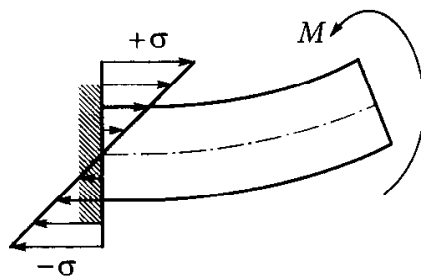


Рис. 3.15. Деформирование слоев под действием изгибающих моментов

Рис. 3.16. Распределение нормальных напряжений при изгибе



сунка видно следующее: поперечные прямые линии останутся прямыми, повернувшись на некоторый угол; продольные прямые линии искривятся; волокна, находящиеся на вогнутой стороне, станут короче, а находящиеся на выпуклой стороне — длиннее.

Отсюда можно сделать вывод, что при чистом изгибе волокна, лежащие на вогнутой стороне, сжимаются, лежащие на выпуклой стороне — растягиваются, а на границе между ними лежит *нейтральный слой* волокон, которые только искривляются. При чистом изгибе в поперечном сечении бруса возникают только нормальные напряжения растяжения и сжатия, неравномерно распределенные по сечению. При этом нормальные напряжения σ возрастают по мере удаления от нейтрального слоя (рис. 3.16).

Линия, разделяющая слои, подверженные сжатию и растяжению, называется *нейтральной осью*. На нейтральной оси нормальные напряжения равны нулю.

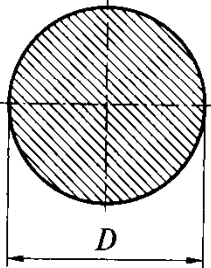
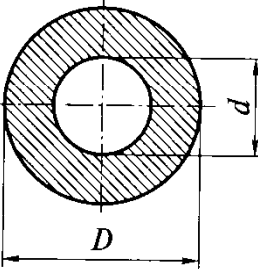
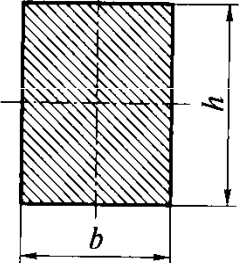
Влияние геометрических параметров поперечного сечения балки на значения нормальных напряжений. При деформации изгиба на значения нормальных напряжений в значительной степени влияет профиль балки. Так, например, можно довольно легко согнуть обычную школьную линейку в одной плоскости, а в другой плоскости это будет сделать почти невозможно. Нормальное напряжение при изгибе

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W}. \quad (3.3)$$

Здесь $M_{из}$ — изгибающий момент (в зависимости от плоскости действия — M_x, M_y), Н·м; W — момент сопротивления изгибу (соответственно — W_x, W_y), м³, $W = \frac{J}{y_{max}}$, где J — момент инерции сечения при изгибе (соответственно — J_x, J_y), м⁴; y_{max} — расстояние от нейтральной оси до поверхности балки, м.

Формулы для определения момента сопротивления и момента инерции сечения при изгибе даны в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Геометрические параметры плоских сечений при изгибе

Форма поперечного сечения балки	Формулы для определения	
	момента сопротивления сечения	момента инерции сечения
Круглое	$W = \frac{\pi D^3}{32} \approx 0,1D^3$	$J_p = \frac{\pi D^4}{64} \approx 0,05D^4$
		
Круговое кольцо	$W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \approx 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$	$J_p = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \approx 0,05(D^4 - d^4)$
		
Прямоугольник	$W = \frac{bh^2}{6}$	$J_p = \frac{bh^3}{12}$
		

Для симметричных сечений относительно двух плоскостей (квадрат, кольцо, круг) $W_x = W_y, J_x = J_y$.

Внутренние силовые факторы. Рассмотрим два примера нагружения балки.

1. Нагрузим балку с жесткой заделкой парой сил (моментом) M (рис. 3.17, а). В общем случае могут быть три реакции жесткой заделки: вертикальная реакция (сила), препятствующая вертикальному смещению балки; горизонтальная реакция (сила), препятствующая осевому смещению балки; момент M_3 , исключаяющий поворот конца балки. В нашем случае нет внешних сил, действующих на бал-

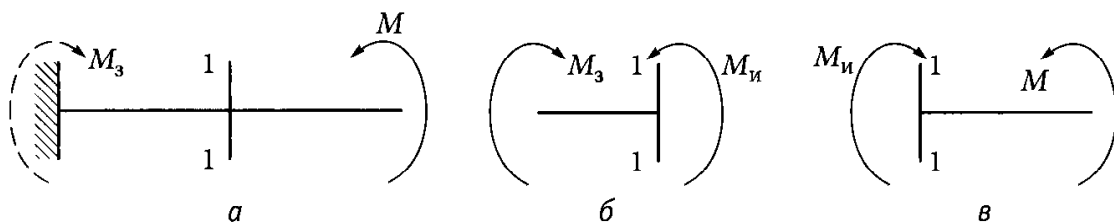


Рис. 3.17. Балка, нагруженная изгибающим моментом:

а — действие внешних силовых факторов; б — левая часть балки; в — правая часть балки

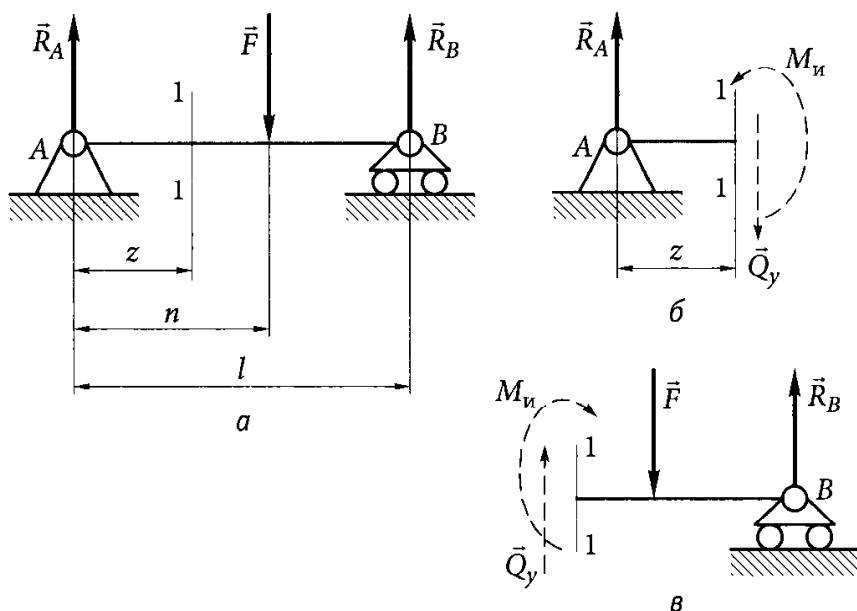


Рис. 3.18. Балка, нагруженная поперечной силой:

а — действие внешних силовых факторов; б — левая часть балки; в — правая часть балки

ку, поэтому реакцией заделки будет момент M_3 , направленный в сторону, противоположную приложенному моменту M . Из условия равновесия

$$\sum M_y(\vec{F}) = 0; \quad M - M_3 = 0, \quad \text{откуда } M = M_3.$$

Рассмотрим равновесие части балки, расположенной слева или справа от сечения 1—1. Видно, что в поперечных сечениях возникает только изгибающий момент, равный внешнему моменту. В данном случае мы наблюдаем *чистый изгиб*.

Для левой части балки (рис. 3.17, б): $M_{и} = M_3$.

Для правой части балки (рис. 3.17, в): $M_{и} = M$.

Изгибающий момент в сечении балки численно равен сумме моментов, действующих справа или слева от сечения.

2. Нагрузим балку, находящуюся в состоянии покоя на двух опорах, поперечной силой F (рис 3.18, а).

Реакцией подвижного шарнира B является сила R_B . У неподвижного шарнира A в общем случае две составляющие реакции связи, но так как в данном случае внешняя сила F направлена вертикально, реакцией будет сила R_A .

Составим уравнения равновесия (например, относительно точки B):

$$\sum \vec{F}_y = 0; R_A - F + R_B = 0;$$

$$\sum M_B(\vec{F}) = 0; -R_A l + F(l - n) = 0.$$

Из этих уравнений находим реакции опор:

$$R_A = F \frac{l-n}{l};$$

$$R_B = F - F \frac{l-n}{l} = F \left(1 - \frac{l-n}{l} \right) = F \frac{n}{l}.$$

Рассматривая равновесие частей балки слева и справа от сечения 1—1, можно сказать, что в поперечных сечениях действует как изгибающий момент M_x , так и поперечная сила Q_y . Такой изгиб называют *поперечным*.

Для левой части балки (рис. 3.18, б): $M_x = R_A z$; $Q_y = R_A$.

Для правой части балки (рис. 3.18, в): $M_x = R_B(l - z) - F(n - z)$; $Q_y = R_B - F$.

Изгибающий момент численно равен сумме моментов относительно рассматриваемого сечения балки всех внешних сил, действующих справа или слева от сечения. Поперечная сила в сечении балки численно равна сумме всех внешних сил, действующих справа или слева от сечения.

Одни и те же внутренние силовые факторы имеют разное направление для левой и правой частей балки (см. рис. 3.17 и 3.18). Для определения опорных реакций пользуются правилом знаков статики. Для нахождения знаков изгибающего момента M_x и поперечной силы Q пользоваться правилом знаков статики нельзя, для этого применяют правило знаков сопротивления материалов, которое заключается в следующем:

- для поперечной силы Q (рис. 3.19) — если равнодействующая внешних сил, лежащих по левую сторону

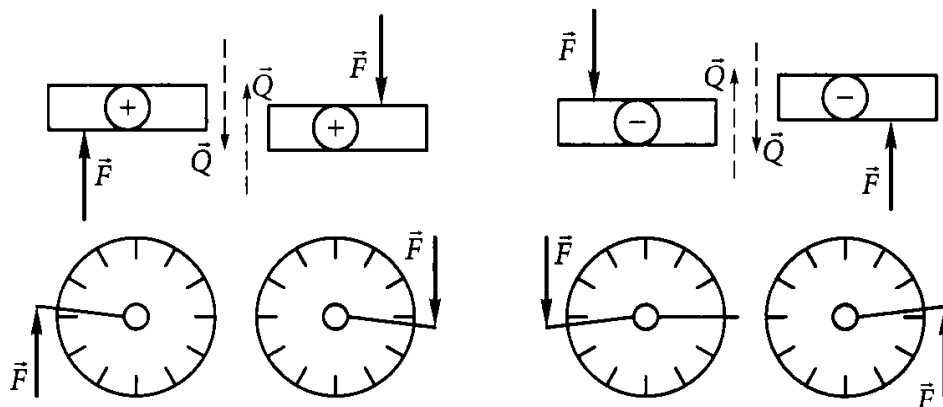
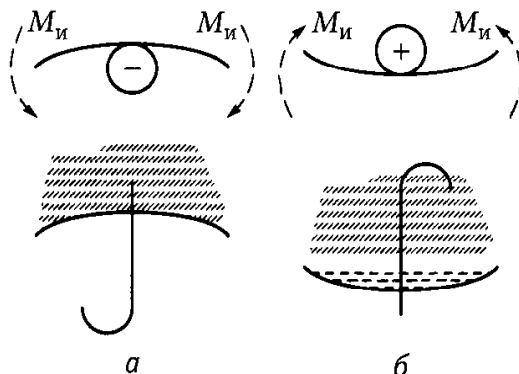


Рис. 3.19. Правило знаков для поперечной силы

Рис. 3.20. Правило знаков для изгибающего момента:

а — отрицательное значение изгибающего момента; б — положительное значение изгибающего момента



от сечения, направлена вверх, то поперечная сила в сечении считается положительной, а если вниз, то отрицательной, и наоборот; для части балки, расположенной справа от сечения, знаки поперечной силы будут противоположными. Для облегчения представьте, что рассматриваемая часть балки — стрелка часов. Ось стрелки расположена в рассматриваемом сечении балки. Если равнодействующая внешних сил стремится повернуть балку против часовой стрелки, то со знаком «-»; если по часовой — со знаком «+»;

- для изгибающего момента $M_{и}$ (рис. 3.20) — если внешняя нагрузка стремится изогнуть балку выпуклостью вниз, то изгибающий момент в сечении считается положительным, и наоборот. Для облегчения запоминания представьте, что изогнутая балка — зонтик. Если зонтик расположен выпуклостью вверх (рис. 3.20, а), вода стекает, и соответственно будет знак «-». Если зонтик расположен вы-

- пуклостью вниз, т. е. перевернут (рис. 3.20, б), вода остается в зонтике и соответственно будет знак «+».

Построение эпюр. Рассмотрим балку (рис. 3.21), нагруженную моментом $M = 5Fl$ и поперечной силой F . Балка имеет квадратное сечение со стороной b , а в утолщенной части — со стороной $3b$.

Найдем реакции связей R_A и R_B из условия равновесия относительно точки A :

$$\sum \bar{F}_y = 0; -R_A - F + R_B = 0;$$

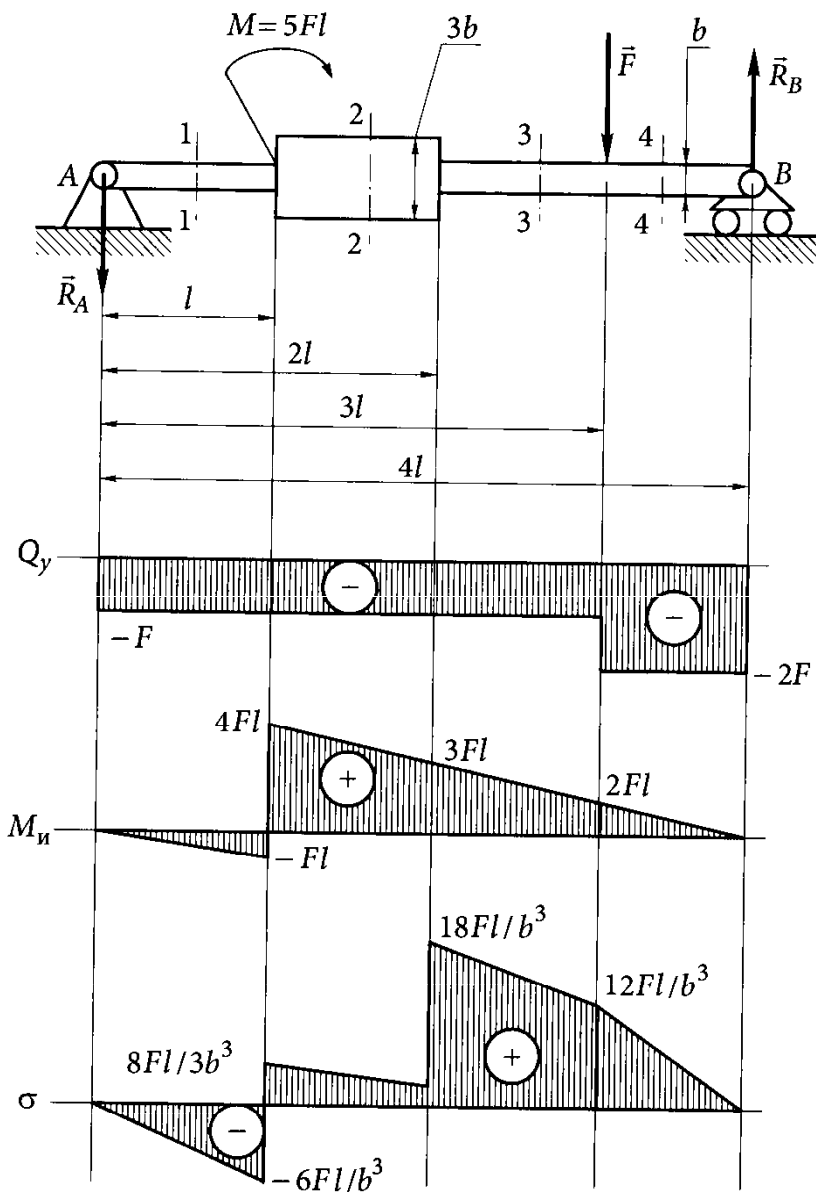


Рис. 3.21. Эпюры поперечных сил, изгибающих моментов и нормальных напряжений

$$\sum M_A(\vec{F}) = 0; R_B \cdot 4l - F \cdot 3l - M = 0.$$

Отсюда

$$R_B = \frac{F \cdot 3l + M}{4l} = \frac{F \cdot 3l + F \cdot 5l}{4l} = 2F;$$

$$R_A = -F + R_B = F + 2F = F.$$

Если сила реакции опоры после вычислений имеет отрицательное значение, значит, эта сила на рисунке была направлена в сторону, противоположную реально действующей силе.

Будем рассматривать балку слева направо и выделим четыре характерных участка. Необходимо учитывать, что плечо z для сил, входящих в уравнение равновесия моментов, будет меняться на всем протяжении балки.

Эпюра поперечных сил Q_y .

В сечениях 1—1, 2—2, 3—3

$$\sum Q_y = 0; Q_y = -R_A = -F;$$

В сечении 4—4

$$\sum Q_{y4} = 0; Q_{y4} = -R_A - F = -2F.$$

Эпюра изгибающих моментов M_x .

В сечении 1—1

$$\begin{aligned} \sum M_{y1}(\vec{F}) = 0; \quad z = 0; \quad M_{x1} = 0; \\ z = l; \quad M_{x1} = -R_A l = -Fl. \end{aligned}$$

В сечении 2—2

$$\begin{aligned} \sum M_{y2}(\vec{F}) = 0; \quad z = l; \quad M_{x2} = -R_A l + M = -Fl + 5Fl = 4Fl; \\ z = 2l; \quad M_{x2} = -R_A \cdot 2l + M = -2Fl + 5Fl = 3Fl. \end{aligned}$$

В сечении 3—3

$$\begin{aligned} \sum M_{y3}(\vec{F}) = 0; \quad z = 2l; \quad M_{x3} = -R_A \cdot 2l + M = -2Fl + 5Fl = 3Fl; \\ z = 3l; \quad M_{x3} = -R_A \cdot 3l + M = -3Fl + 5Fl = 2Fl. \end{aligned}$$

В сечении 4—4

$$\begin{aligned} \sum M_{y4}(\vec{F}) = 0; \quad z = 3l; \quad M_{x4} = -R_A \cdot 3l + M = -3Fl + 5Fl = 2Fl; \\ z = 4l; \quad M_{x3} = -R_A \cdot 4l + M - Fl = -4Fl + \\ + 5Fl - Fl = 0, \end{aligned}$$

где z — расстояние от начала балки до рассматриваемого сечения.

Анализируя полученную эпюру изгибающих моментов, можно отметить следующие ее особенности:

- в точке сосредоточения внешнего момента M происходит «скачок» эпюры;
- на концах балки в данном примере нет моментов, следовательно, изгибающий момент равен нулю;
- изгибающие моменты от поперечных сил увеличиваются с увеличением плеча действия этих сил.

Построим эпюру нормальных напряжений (см. формулу (3.3)).

В сечении 1 — 1

$$z = 0; \quad \sigma_1 = \frac{M_{и1}}{W_1} = 0;$$

$$z = l; \quad \sigma_1 = \frac{M_{и1}}{W_1} = -\frac{6Fl}{b^3}.$$

В сечении 2 — 2

$$z = l; \quad \sigma_2 = \frac{M_{и2}}{W_2} = \frac{4Fl \cdot 6}{(3b)^3} = \frac{8Fl}{3b^3};$$

$$z = 2l; \quad \sigma_2 = \frac{M_{и2}}{W_2} = \frac{3Fl \cdot 6}{(3b)^3} = \frac{2Fl}{b^3}.$$

В сечении 3 — 3

$$z = 2l; \quad \sigma_3 = \frac{M_{и3}}{W_3} = \frac{3Fl \cdot 6}{b^3} = \frac{18Fl}{b^3};$$

$$z = 3l; \quad \sigma_3 = \frac{M_{и3}}{W_3} = \frac{2Fl \cdot 6}{b^3} = \frac{12Fl}{b^3}.$$

В сечении 4 — 4

$$z = 3l; \quad \sigma_4 = \frac{M_{и4}}{W_4} = \frac{2Fl \cdot 6}{b^3} = \frac{12Fl}{b^3};$$

$$z = 4l; \quad \sigma_3 = \frac{M_{и3}}{W_3} = 0.$$

На эпюре нормальных напряжений видно, что «скачки» напряжений происходят вследствие как «скачков» изгибающих моментов, так и резкого изменения сечения балки.

Нормальное напряжение в опасном сечении не должно превышать допустимого:

$$\sigma = \frac{M_{и\max}}{W} \leq [\sigma].$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем различие между прямым и косым изгибом?
2. Что такое чистый и поперечный изгиб?
3. Что называется нейтральным слоем балки?
4. Как распределены нормальные напряжения по сечению балки?
5. Как вычисляют изгибающий момент в поперечном сечении балки?
6. Как определяют поперечную силу в поперечном сечении балки?
7. Можно ли применять правило знаков статики для поперечной силы и изгибающего момента?
8. Сформулируйте правило знаков для поперечной силы и изгибающего момента.
9. Какие типы опор применяются для закрепления балок? Какие при этом возникают реакции связей?
10. Опишите последовательность построения эпюр поперечных сил, изгибающих моментов и нормальных напряжений.
11. Почему эпюра изгибающих моментов имеет наклонные участки?
12. В чем заключается условие прочности при изгибе?

СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН

4.1. Классификация деталей и сборочных единиц общего назначения

В современных машинах число деталей нередко исчисляется десятками тысяч. Среди них есть такие, которые в различных машинах выполняют одинаковые функции. Однотипные детали относят к деталям общего назначения, остальные — к деталям специального назначения.

Детали общего назначения условно подразделяют на четыре категории:

- детали разъемных и неразъемных соединений (заклепки, болты, клинья, шпонки, штифты и др.);
- детали для поддержания и соединения вращающихся частей машин (оси, валы, подшипники, муфты);
- детали передач (зубчатых, ременных, червячных, фрикционных);
- детали устройств для смазывания, трубопроводов и аппаратуры.

4.2. Оси и валы

Вращающиеся детали в машинах (шкивы, блоки, зубчатые колеса, катки и т. п.) устанавливают на осях и валах. По конструкции оси и валы мало различаются. Различия заключаются в характере их работы:

- *оси* не передают крутящий момент и, следовательно, испытывают лишь изгиб;
- *валы* передают крутящий момент и, следовательно, кроме изгиба, испытывают кручение.

Рис. 4.1. Блок с неподвижной осью 1

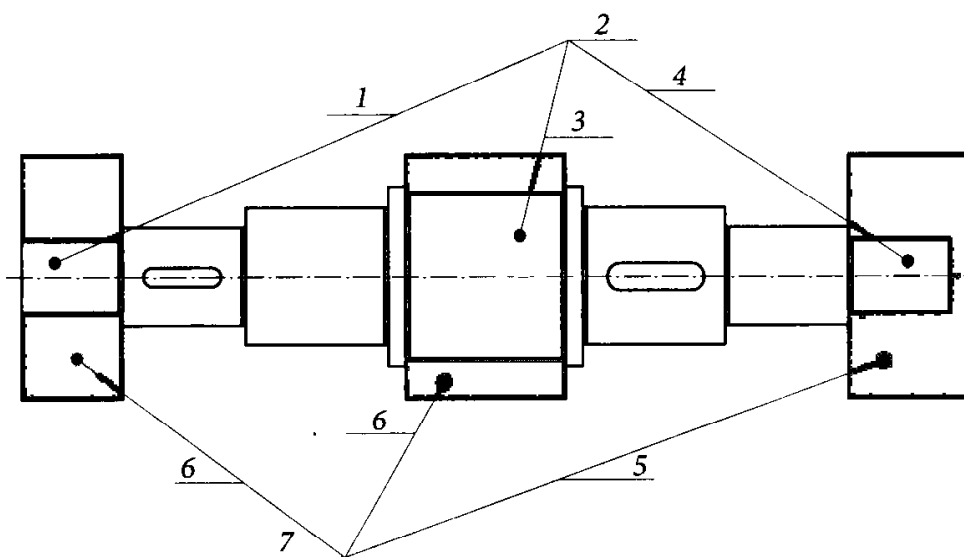
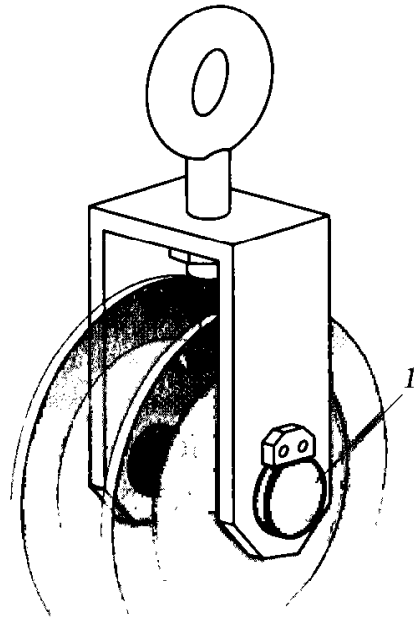


Рис. 4.2. Элементы вала:

1 — шип; 2 — цапфы; 3 — шейка; 4 — пята; 5 — подпятник; 6 — подшипник;
7 — опоры

По условиям работы оси могут быть неподвижными (например, ось подвесного блока 1 на рис. 4.1) или вращающимися вместе с посаженными на них деталями (например, ось железнодорожного вагона). Валы при работе механизма всегда вращаются.

Оси всегда прямые, а валы могут быть прямыми и коленчатыми.

По конструкции оси и валы разделяют на гладкие, ступенчатые и фасонные, а также сплошные и полые. Ступени на осях и валах предназначены для крепления на них деталей, а также для крепления самих валов на подшипниках. Опорные части валов и осей называются *цапфами* 2 (рис. 4.2). Цапфа, расположенная на конце вала, называется *шипом* 1, а промежуточные цапфы называются *шейками* 3. Часть вала, передающая опоре осевую нагрузку, называется *пятой* 4, а опора — *подпятником* 5.

Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, а для ответственных валов — легированные стали 40ХН, 30ХГТ. Для быстроходных валов, работающих в подшипниках скольжения, применяют цементуемые стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ.

Расчет валов. Валы рассчитывают на прочность с учетом одновременного действия изгибающих и крутящих моментов при переменных напряжениях.

На первом этапе, когда выполняют предварительный расчет, приближенно определяют диаметр вала, учитывая только крутящие моменты и пренебрегая изгибающими моментами.

Условие прочности имеет вид

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3} \leq [\tau_{кр}],$$

где $\tau_{кр}$ — напряжение кручения МПа; $M_{кр}$ — крутящий момент, Н·мм; d — диаметр вала, мм; $[\tau_{кр}]$ — допускаемое напряжение кручения, МПа, $[\tau_{кр}] = 12 \dots 20$ МПа для стальных валов.

Следовательно:

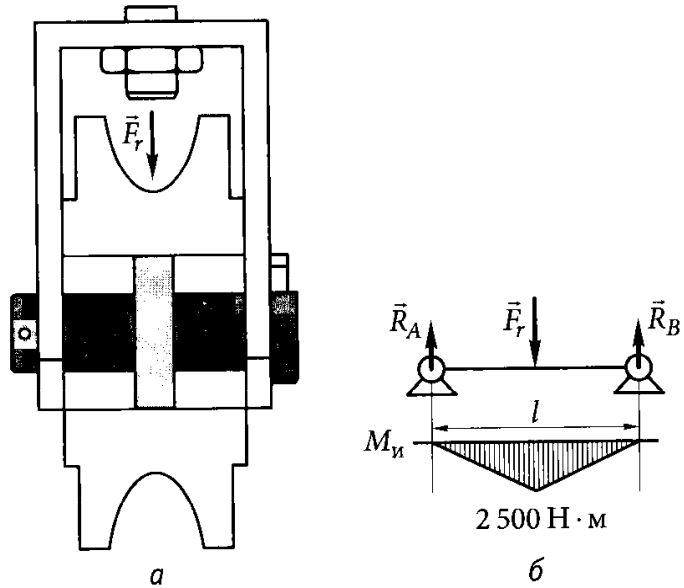
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{9554P}{0,2[\tau_{кр}]n}},$$

где P — передаваемая мощность; кВт, n — частота вращения вала, мин⁻¹.

При ориентировочном расчете валов сначала определяют диаметры выходных концов вала. Диаметры других ступеней вала назначают по конструктивным соображениям с учетом удобства сборки вала с подшипниками, зубчатыми колесами, шкивами и другими деталями. Полученные значения диаметров округляют до ближайших по ГОСТ 6636 — 69. Посадочные диаметры под подшипники согласуют со стандартными внутренними диаметрами подшипников.

Рис. 4.3. Расчетная схема к примеру 4.1:

а — канатный блок; б — эпюра изгибающего момента



Окончательный расчет выполняется как проверочный с учетом одновременного действия изгибающего и крутящего моментов.

Пример 4.1.

Рассчитать ось канатного блока (рис. 4.3, а) на статичную прочность. Нагрузка, воспринимаемая блоком от каната, $F_r = 50$ кН. Материал оси — углеродистая сталь ($[\sigma_{-1}] = 65$ МПа). Длина оси $l = 200$ мм.

Решение.

Так как ось канатного блока неподвижна и находится под действием постоянной нагрузки, рассчитаем ее на статическую прочность при изгибе. Ось рассматриваем как двухопорную балку с сосредоточенной силой посередине.

Находим реакции опор и строим эпюру изгибающих моментов. Так как нагружение симметричное, реакции опор будут одинаковы:

$$R_A = R_B = F_r/2 = 25 \text{ кН.}$$

Изгибающий момент в точке приложения силы F_r

$$M_{из} = -R_A \frac{l}{2} = 25 \cdot 10^3 \frac{0,2}{2} = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Эпюра изгибающих моментов оси (рис. 4.3, б) представляет собой равнобедренный треугольник.

Находим требуемый диаметр оси:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{и}}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{2500}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = 0,072 \text{ м} = 72 \text{ мм.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем различие вала и оси?
2. Какие бывают виды валов?
3. Назовите части вала. Каково их назначение?
4. Какие стали используют для изготовления валов?
5. Сформулируйте порядок расчета вала на прочность.

4.3. Опоры осей и валов

Опорами валов и вращающихся осей служат *подшипники* и *подпятники*. Подшипники воспринимают радиальные и осевые нагрузки. Подпятники воспринимают только осевые нагрузки, чаще всего вертикальные.

По виду трения различают *опоры скольжения* и *опоры качения*. У последних трение качения осуществляется благодаря использованию промежуточных тел качения в виде шариков или роликов.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяют на следующие группы: радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки; упорные, воспринимающие от вала только осевые нагрузки; радиально-упорные, воспринимающие одновременно и радиальные, и осевые нагрузки.

Подшипники скольжения применяют реже, чем подшипники качения, но в некоторых областях машиностроения они незаменимы.

Подшипники скольжения имеют преимущества перед подшипниками качения, заключающиеся в возможности их использования в следующих целях: для валов с высокой частотой вращения ($n = 100\,000 \text{ мин}^{-1}$ и более); для работы в агрессивных средах и при высоких вибрациях; для высокоточного базирования валов; для больших диаметров цапф, для которых нет стандартных подшипников. Кроме того, возможны разъемные конструкции подшипников скольжения, что позволяет устанавливать их на шейки коленчатых валов.

К недостатком подшипников скольжения можно отнести необходимость постоянного контроля состояния подшипника и его смазочного материала; неравномерный износ как подшипника, так и цапфы; относительно большую осевую длину; необходимость применения цветных материалов и сплавов для их изготовления.

В конструкциях некоторых механизмов неразъемные подшипники могут быть выполнены в виде бронзовой или чугуновой втулки, запрессованной в стенку корпуса.

Разъемные подшипники скольжения (рис. 4.4) состоят из корпуса 1, крышки 2, шпилек 4, скрепляющих крышку с корпусом, и двух половинок вкладыша 5. В крышке установлена масленка 3, через которую подводится густой или жидкий смазочный материал. Износ вкладышей компенсируется поджатием верхней крышки.

Корпус подшипника чаще всего изготавливается из чугунов СЧ15, СЧ18, СЧ20.

Материалы вкладышей могут быть различными в зависимости от условий их работы. Серый чугун применяют при малых окружных скоростях и невысоких нагрузках. Антифрикционный чугун используют для широкого диапазона скоростей и нагрузок. Бронзы (БрОЦС3 — 55), содержащие олово, применяют для быстроходных валов при больших нагрузках. Для подшипников шатунов в двигателях внутреннего сгорания, где велика переменная ударная нагрузка, применяют вкладыши из свинцовой безоловянной бронзы. Баббиты (например, марки Б83) используют для заливки вкладышей. Баббиты обладают высокими антифрикционными свойствами, но уступают по прочности чугуну и бронзе.

В подшипниках скольжения желательнее обеспечивать *жидкостное трение*, которое характеризуется наличием между трущимися

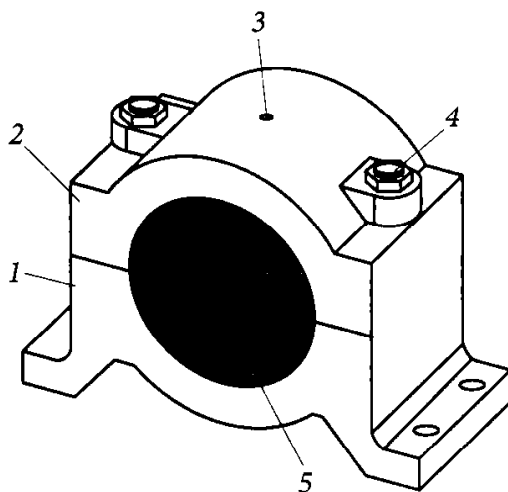


Рис. 4.4. Подшипник скольжения:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — масленка;
4 — шпилька; 5 — вкладыш

поверхностями масляной пленки толщиной 2...70 мкм, исключающей сухой контакт поверхностей. Для получения жидкостного трения необходима непрерывная подача масла, а также высокая угловая скорость вала.

Для смазывания подшипников быстроходных валов применяют сорта масел с малой вязкостью, например индустриальные И-5А, И-20А. Для высоконагруженных тихоходных валов применяют тяжелые сорта масел (например, И-100А) или консистентные смазки марок ПВК или ГОИ 54-П.

Для проверки основных размеров цапфы подшипника — длины и диаметра — выполняют условный расчет:

$$p = \frac{R}{dl} \leq [p],$$

где p — среднее давление в подшипнике, МПа; R — радиальная нагрузка на подшипник, Н; d, l — соответственно диаметр и длина цапфы, мм; $[p]$ — допускаемое давление, МПа.

При проектном расчете задаются относительной длиной подшипника $\psi = l/d = 0,4 \dots 1,2$. Дополнительно определяют условную характеристику нагрева и износа в подшипнике:

$$pv \leq [pv].$$

Здесь $[pv]$ — допускаемое значение условной характеристики нагрева и износа, $\frac{\text{МН}}{\text{м} \cdot \text{с}}$, где v — скорость скольжения, м/с.

Для приближенных расчетов можно пользоваться следующими значениями $[p]$ и $[pv]$:

	$[p]$, МПа	$[pv]$, МН/(м·с)
Для стали по чугуно.....	3	3
Для стали по бронзе.....	5	8
Для стали по баббиту.....	6	20

Подшипники качения стандартизированы и выпускаются в массовом количестве. Диапазон наружных диаметров — от 1,5 мм до 2,6 м.

Подшипник качения (рис. 4.5) состоит из двух колец 1 и 2, тел качения 4 (шариков или роликов) и сепаратора 3, который разделяет и направляет тела качения. В некоторых подшипниках одно или оба кольца отсутствуют, что уменьшает габаритные размеры подшипника.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют следующие преимущества: малый коэффициент трения, незначительный нагрев, большая грузоподъемность при малой ширине подшипника; незначительный расход смазочных материалов; простота монтажа и обслуживания; взаимозаменяемость; невысокая стоимость.

Недостатки подшипников качения — чувствительность к ударным нагрузкам; большие наружные диаметры.

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из специальных подшипниковых сталей ШХ9 и ШХ15 с высоким содержанием хрома. Закалка колец проводится до твердости 60...62 HRC, а тел качения — до 62...65 HRC. Сепараторы для большинства подшипников изготавливают из низкоуглеродистой мягкой стали, латуни, бронзы, дуралюмина, текстолита.

Кроме классификации по направлению действия воспринимаемой нагрузки, о которой говорилось ранее, подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

Рис. 4.5. Подшипник качения:

1 — наружное кольцо; 2 — внутреннее кольцо;
3 — сепаратор; 4 — тела качения

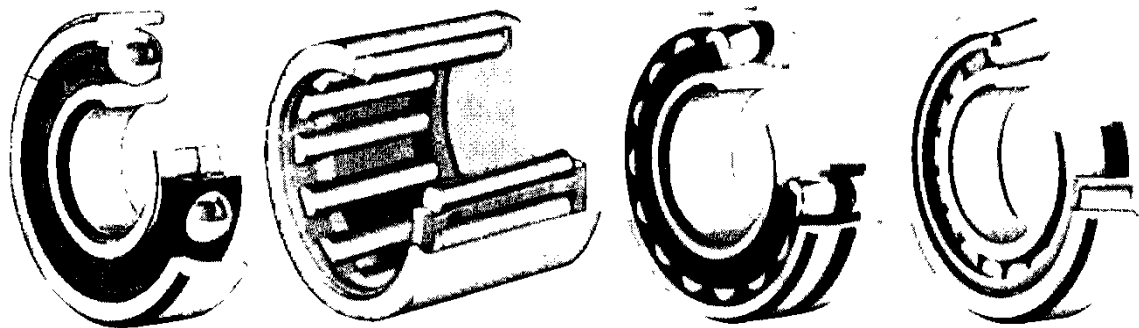
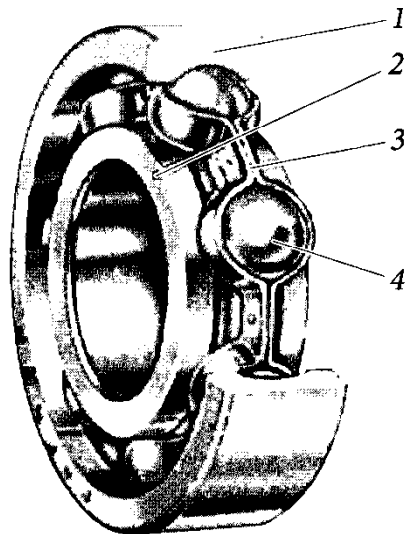


Рис. 4.6. Подшипники с различными телами качения

- форме тел качения — шарикоподшипники и роликоподшипники. Ролики могут быть цилиндрическими, витыми, игольчатыми, бочкообразными и коническими (рис. 4.6);
- числу рядов тел качения — однорядные, двухрядные и четырехрядные;
- способу компенсации перекосов вала — несоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (со сферической внутренней поверхностью наружного кольца);
- грузоподъемности (при одинаковом внутреннем диаметре) — пять серий: сверхлегкие, особолегкие, легкие, средние и тяжелые;
- ширине — узкие, нормальные, широкие и особоширокие.

Основные параметры подшипника качения отражены в его маркировке, которая наносится на торцы колец подшипника.

Первые две цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипника в миллиметрах, причем нужно иметь в виду следующее:

- для всех подшипников с диаметром отверстия 20 мм и более для определения фактического диаметра отверстия необходимо эти две цифры умножить на пять;
- для подшипников с меньшим диаметром приняты следующие обозначения:

Маркировка.....	00	01	02	03
Фактический диаметр, мм	10	12	15	17

- для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм первая цифра справа — это фактический размер внутреннего диаметра в миллиметрах.

Третья цифра справа указывает серию подшипника в зависимости от диаметра и ширины: 1 — особолегкая; 2 — легкая; 3 — средняя; 4 — тяжелая; 5 — легкая широкая; 6 — средняя широкая.

Четвертая цифра справа — это конструктивный тип подшипника: 0 — радиальный шариковый однорядный; 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами; 4 — радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами; 5 — радиальный с винтовыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический, радиально-упорный; 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

Например, марка 8411 — шарикоподшипник упорный одинарный (8), тяжелой серии (4), с внутренним диаметром 55 мм (11).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие виды трения различают в опорах валов и осей?
2. Сформулируйте основные достоинства и недостатки подшипников скольжения.
3. Опишите основные достоинства и недостатки подшипников качения.
4. Из каких основных частей состоит подшипник скольжения?
5. Какие материалы применяют для изготовления вкладышей в подшипниках скольжения?
6. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения?
7. Как рассчитывается подшипник скольжения?
8. Назовите основные части подшипника качения.
9. Как классифицируют подшипники качения?
10. Как маркируют подшипники качения?

4.4. Муфты

Муфтами называют устройства, предназначенные для соединения валов и других вращающихся деталей и передачи вращающего момента. Кроме соединительных муфты выполняют и другие функции:

- компенсацию смещения осей соединяемых валов, обусловленного неточным изготовлением или сборкой, а также деформациями деталей;
- демпфирование толчков и ударов, возникающих при работе;
- управление работой — включение и выключение исполнительного механизма, облегчение запуска машины;
- регулирование параметров — ограничение частоты вращения машины, предохранение деталей машин от случайных перегрузок.

Муфты подразделяют на четыре класса: нерасцепляемые, управляемые, самодействующие и прочие.

Расчет муфт ведут не по номинальному, а по расчетному крутящему моменту $M_{кр.р}$:

$$M_{кр.р} = kM_{ном}; \quad (4.1)$$

$$M_{ном} = \frac{P}{\omega},$$

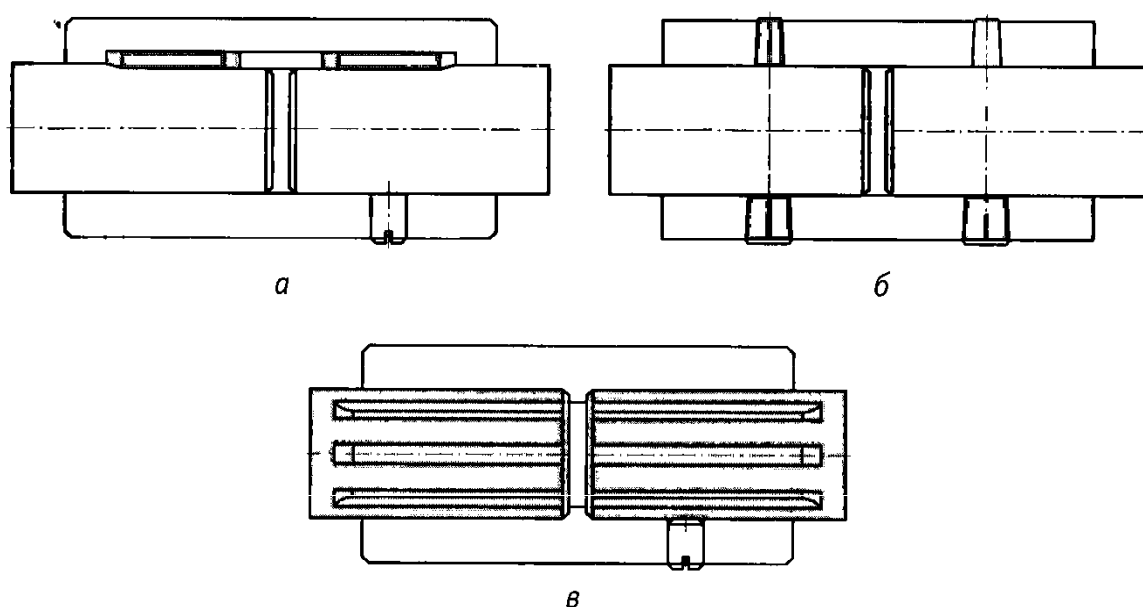


Рис. 4.7. Жесткие втулочные муфты:

а — шпоночная; б — штифтовая; в — шлицевая

где $k = 1 \dots 6$ — коэффициент перегрузки (для фрикционных муфт вместо коэффициента перегрузки вводится коэффициент запаса сцепления $k = 1,25 \dots 1,5$); $M_{ном}$ — номинальный момент на валу, Н·м; P — мощность, Вт; ω — угловая скорость, рад/с.

Нерасцепляемые муфты. Различают следующие нерасцепляемые муфты: *жесткие*, не допускающие смещения осей соединяемых валов; *компенсирующие*, позволяющие соединять валы при небольших перекосах осей; *упругие*, у которых соединительным элементом является упругое тело.

Простейшие жесткие *втулочные* муфты (ГОСТ 24246—80) обычно состоят из втулки и двух фиксирующих элементов (шпонок, штифтов) (рис. 4.7, а, б) либо муфта и валы имеют шлицевую базовую поверхность (рис. 4.7, в). При их использовании смещение осей валов не должно превышать $2 \dots 5$ мкм. Муфта может передавать крутящий момент до 12 500 Н·м и характеризуется малыми габаритными размерами.

Жесткая фланцевая муфта (рис. 4.8) состоит из двух фланцев 1, установленных на концах соединяемых валов и стянутых болтами 2. Болты ставят либо с зазором, при этом вращение передается благодаря силам трения, возникающим между фланцами, либо без зазора — в этом случае вращение передается непосредственно болтами.

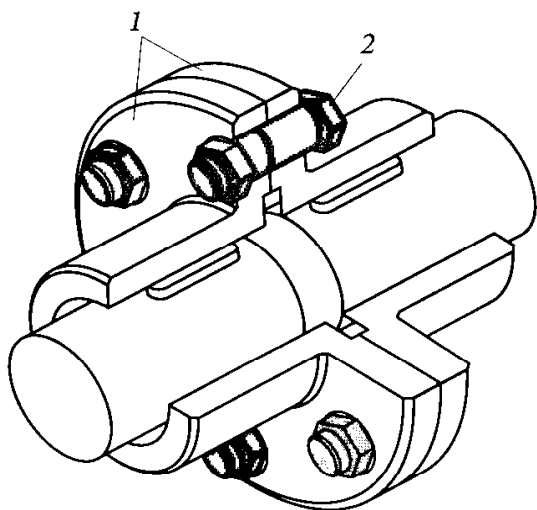


Рис. 4.8. Жесткая фланцевая муфта:
1 — фланцы (полумуфты); 2 — болты

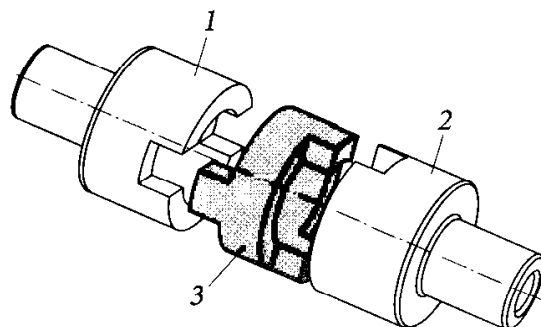


Рис. 4.9. Кулачково-дисковая муфта:
1, 2 — полумуфты; 3 — кулачковый диск

Фланцевые муфты (ГОСТ 20761 — 96) применяют для соединения валов диаметрами 12... 200 мм в диапазоне крутящих моментов 8... 45 000 Н·м.

Компенсирующая кулачково-дисковая муфта (рис. 4.9) применяется для соединения валов при передаче крутящего момента в диапазоне 16... 16 000 Н·м и угловом смещении осей валов до 30'. Муфта состоит из полумуфт 1 и 2, промежуточного кулачкового диска 3 и кожуха (на рисунке не показан). Диск своими кулачками входит в пазы полумуфт; при отклонении от соосности валов кулачки скользят в пазах полумуфт. Для уменьшения износа муфту периодически смазывают. Основные размеры кулачково-дисковых муфт указаны в ГОСТ 20720—93.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 4.10) применяется в электроприводе и в других случаях для передачи крутящих моментов в диапазоне 6,3... 16 000 Н·м и широко распространена в машиностроении благодаря простоте и невысокой стоимости изготовления. Момент между полумуфтами передается через резиновые гофрированные втулки 4, надетые на пальцы 5. Фланцы муфт 2 и 3 не касаются друг друга, так как на пальцах имеются резиновые кольца 1. Это обеспечивает плавную работу муфты и электрическую изоляцию валов. Возможна работа муфты при радиальном смещении осей валов на 0,2... 0,5 мм, продольном смещении валов на 1... 5 мм и угловом смещении валов до 1°.

• Для уменьшения износа ограничивают среднее контактное давление p пальца на втулку:

$$p = \frac{2M_{кр.р}}{zD_m d_n l} \leq [p],$$

где $z = 6$ — число пальцев; D_m — диаметр окружности расположения осей пальцев, мм; d_n — диаметр пальца, мм; l — длина упругого элемента, мм; $[p]$ — допускаемое давление для резиновых втулок, обычно $[p] = 2$ МПа.

Основные размеры таких муфт регламентированы ГОСТ 21424—93.

Муфта *упругая со звездочкой* (ГОСТ 14084—93) состоит из двух полумуфт 1 (рис. 4.11) с двумя или тремя торцовыми кулачками. Кулачки входят в соответствующие впадины резиновой звездочки 2. Данная муфта компактна и надежна в эксплуатации и может передавать крутящий момент 2,5... 400 Н·м.

Муфта *упругая с торообразной оболочкой* (рис. 4.12) работоспособна при соединении валов с угловым смещением осей до 2° , осевым смещением до 4 мм и радиальным смещением до 2 мм. Однако она имеет большой наружный диаметр и часто выходит из строя из-за

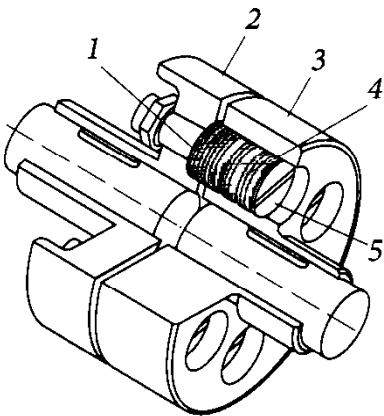


Рис. 4.10. Упругая втулочно-пальцевая муфта:

1 — резиновые кольца; 2, 3 — фланцы (полумуфты); 4 — гофрированные резиновые втулки; 5 — пальцы

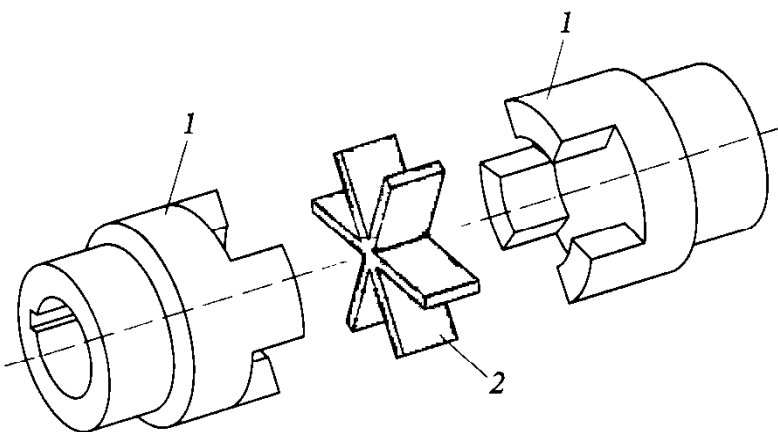
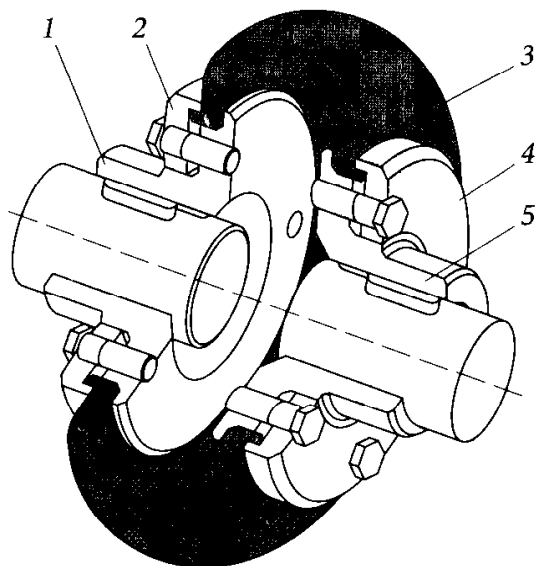


Рис. 4.11. Упругая муфта со звездочкой:

1 — полумуфты; 2 — резиновая звездочка

Рис. 4.12. Упругая муфта с торообразной оболочкой:

1, 5 — полумуфты; 2, 4 — прижимные кольца; 3 — резиновая торообразная оболочка



разрушения оболочки у зажима. Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 5, соединенных между собой упругой резиновой оболочкой 3 и прижимными кольцами 2 и 4. Муфты выпускаются в соответствии с ГОСТ 20884 — 93. Диапазон передаваемых крутящих моментов 20 ... 40 000 Н·м.

Управляемые муфты. Управляемые муфты подразделяют на кулачковые и зубчатые, основанные на зацеплении, а также фрикционные, в которых используется трение.

Кулачковая муфта (рис. 4.13) состоит из двух полумуфт 2 и 5, сцепляющихся между собой посредством торцовых кулачков 3. Одна из полумуфт (на рисунке полумуфта 2) может свободно вращаться на валу 1, а другая имеет возможность осуществлять осевое перемещение вдоль шлицевой поверхности вала. Вилка управляющего механизма входит в кольцевую канавку 4 подвижной полумуфты 5. Для уменьшения износа вилки и кольцевой канавки 4 подвижная полумуфта обычно устанавливается на ведомом валу.

Профиль кулачков может быть прямоугольным, трапецеидальным или треугольным. Кулачковые и зубчатые муфты выходят из строя из-за износа кулачков и зубьев.

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления ведущего и ведомого валов под нагрузкой. В начальный момент включения муфта пробуксовывает, а затем угловые скорости полумуфт выравниваются. Фрикционные муфты по форме и числу рабочих поверхностей подразделяют на дисковые, многодисковые и конические.

Условие работоспособности (отсутствие пробуксовки) фрикционных муфт выражается неравенством

$$kM_{\text{ном}} \leq M_{\text{тр}}$$

где $k = 1,25 \dots 1,5$ — коэффициент запаса сцепления; $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент, передаваемый муфтой, Н·м; $M_{\text{тр}}$ — момент трения на полумуфтах, Н·м.

На рис. 4.14 изображена простейшая дисковая фрикционная муфта. Полумуфта 2 свободно размещается на валу, опираясь на кольцо 3, а полумуфта 1 может смещаться в осевом направлении с помощью управляющего механизма. Для включения муфты к подвижной по-

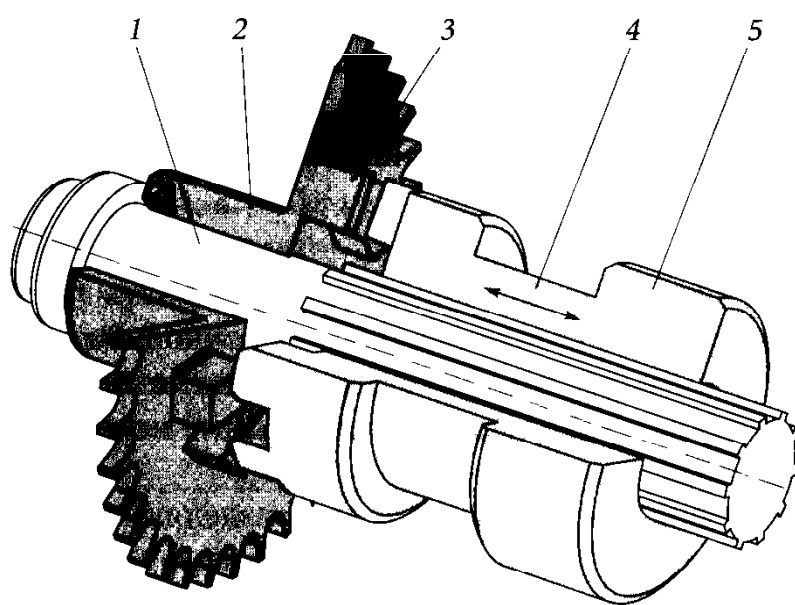


Рис. 4.13. Кулачковая муфта:

1 — шлицевой вал; 2, 5 — полумуфты; 3 — торцовые кулачки; 4 — кольцевая канавка; \longleftrightarrow — направления движения полумуфты

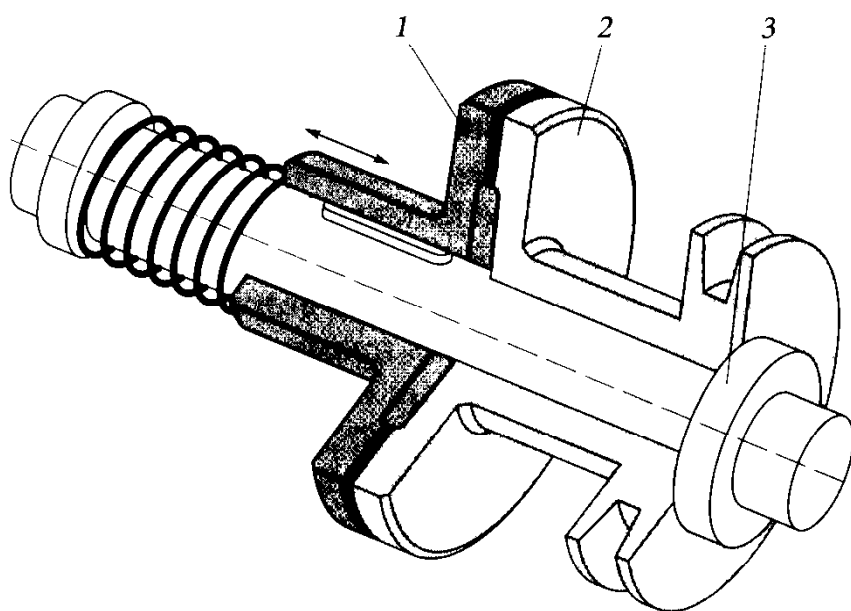


Рис. 4.14. Дисковая фрикционная муфта:

1 — подвижная полумуфта; 2 — неподвижная полумуфта; 3 — кольцо; \longleftrightarrow — направления движения полумуфты

лумуфте прикладывается осевая сила F_a , которая вызывает момент сил трения $M_{тр}$.

Самодействующие муфты. Самодействующие муфты подразделяются на центробежные, обгонные и предохранительные.

Предохранительные муфты подразделяют на муфты с разрушаемым и неразрушаемым элементами. Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной.

Во избежание случайных включений предохранительных муфт за расчетный принимают момент

$$M_{кр.р} = 1,25M_{кр \max}$$

где $M_{кр \max}$ — максимальный крутящий момент, передаваемый предохранительной муфтой, Н·м.

На рис. 4.15 изображена муфта со срезными штифтами. Муфта состоит из двух дисковых полумуфт 1 и 4, соединенных между собой стальными штифтами 2, заключенными в стальные закаленные втулки 3, предохраняющие полумуфты от смятия штифтами. При перегрузке машины штифты срезаются и полумуфты расцепляются. Для возобновления работы машины срезанный штифт заменяют новым.

Уравнение прочности штифта

$$M_{кр.р} = z \frac{D_1 \pi d^2}{2 \cdot 4} [\tau_{ср}].$$

Следовательно, диаметр штифта

$$d = \sqrt{\frac{8M_{кр.р}}{zD_1\pi[\tau_{ср}]}}$$

где z — число штифтов (обычно $z = 1$ или $z = 2$); D_1 — диаметр окружности центров штифтов, м; d — диаметр штифта, мм; $[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез, МПа.

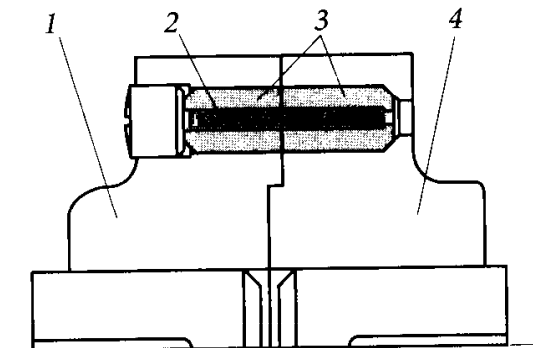


Рис. 4.15. Муфта со срезными штифтами:

1, 4 — полумуфты; 2 — штифт; 3 — втулки

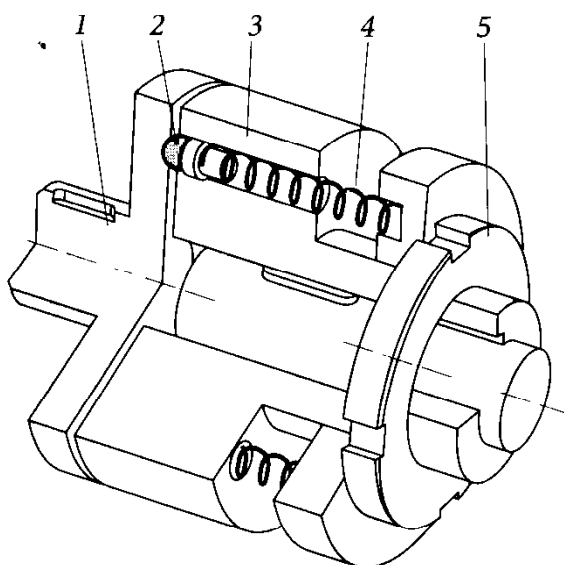


Рис. 4.16. Шариковая предохранительная муфта:

1 — полумуфта; 2 — шарики; 3 — подвижная полумуфта; 4 — пружина; 5 — регулировочная гайка

Предохранительные *кулачковые* (ГОСТ 15620—93), *шариковые* (ГОСТ 15621—93) (рис. 4.16) и *фрикционные* (ГОСТ 15622—93) муфты предназначены для передачи крутящего момента 4... 400 Н·м.

Во всех предохранительных муфтах с неразрушаемыми элементами (см. рис. 4.16) полумуфта 1 соединена со своим валом жестко, а полумуфта 3 — так, что возможно ее осевое перемещение. Подвижная полумуфта прижата к неподвижной посредством нескольких пружин 4. Сила сжатия полумуфт регулируется гайкой 5. Сцепление полумуфт осуществляется посредством шариков 2, утопленных в соответствующих отверстиях полумуфты 1. При нормальной работе каждая из полумуфт вращается как единое целое, при перегрузке шарики выходят из отверстий и происходит расцепление полумуфт.

Пример 4.2.

Подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту (см. рис. 4.10). Муфта установлена на ведущем валу редуктора диаметром $d = 36$ мм, вращающегося с угловой скоростью $\omega = 90$ рад/с и передающего мощность $P = 17$ кВт. Допускаемое давление для резиновых втулок $[p] = 2$ МПа.

Решение.

Выбираем стандартную (ГОСТ 21424—93) муфту МУВП для диаметра $d = 36$ мм со следующими параметрами: номинальный передаваемый момент $[M_{кр.р}] = 250$ Н·м; максимальная частота вращения $[n_{max}] = 3780$ мин⁻¹; наружный диаметр муфты $D = 140$ мм; длина пальца $l = 33$ мм; диаметр пальца $d_{п} = 14$ мм; число пальцев $z = 6$.

Находим расчетный крутящий момент на муфте:

$$M_{\text{кр.р}} = kM_{\text{кр}} = \frac{kP}{\omega} = 1,3 \cdot \frac{17 \cdot 10^3}{90} = 245 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметр окружности расположения пальцев

$$D_1 \approx (0,7 \dots 0,8) D = (0,7 \dots 0,8) \cdot 140 = 100 \text{ мм}.$$

Контактное давление пальца на втулку

$$p = \frac{2M_{\text{кр.р}}}{zD_m d_{\text{п}} l} = \frac{245 \cdot 10^3}{6 \cdot 100 \cdot 14 \cdot 33} = 0,88 \text{ МПа} < [p] = 2 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. На какие группы можно подразделить муфты по их назначению?
2. Каково устройство жестких муфт?
3. Опишите устройство компенсирующих муфт.
4. Каково устройство управляемых муфт?
5. Опишите устройство самодействующих муфт.
6. Как проверяют упругую втулочно-пальцевую муфту?
7. Как определяют диаметр штифта для предохранительной муфты?

4.5. Пружины

Пружины — это упругие элементы, воспринимающие работу внешних сил и преобразующие ее в упругое деформирование материала.

Конструкции пружин и рессор таковы, что при значительных деформациях они не теряют своих упругих свойств. Цилиндрическая винтовая пружина может быть растянута без потери упругих свойств почти в 2 раза.

Пружины используют в машиностроении в следующих целях:

- для создания постоянной силы натяжения или силы нажатия между деталями машин (во фрикционных передачах, тормозах, муфтах и т. п.);
- для аккумулялирования энергии с последующим использованием пружины как двигателя (часовые механизмы, ударные механизмы);

- в качестве амортизаторов и виброизоляции (рессоры, буферы и т. п.);
- как чувствительные элементы измерительных приборов (динамометры).

По конструкции различают пружины *винтовые* — цилиндрические одножильные, многожильные и составные, конические и фасонные, с круглым и прямоугольным сечением проволоки; *тарельчатые*; *плоские спиральные*; *листовые рессоры*; *кольцевые*; *стержневые*.

По виду нагружения различают пружины растяжения, сжатия, кручения и изгиба.

Наибольшее распространение получили винтовые цилиндрические пружины (рис. 4.17), которые изготавливают из сталей высокоуглеродистых 65, 70, 75, марганцовистых 65Г, 55ГС, кремнистых 55С2, 60С2, 60С2А, 70С3А. Для пружин, работающих в агрессивных средах, применяют проволоку из бронз БрКМц3-1, БрОЦ4-3.

У винтовых пружин *растяжения* (рис. 4.17, а) для соединения с другими деталями на концах предусмотрены прицепы в виде изогнутых витков. Пружину *сжатия* (рис. 4.17, б) не имеют прицепов, и навивку их проводят с предварительным зазором между витками.

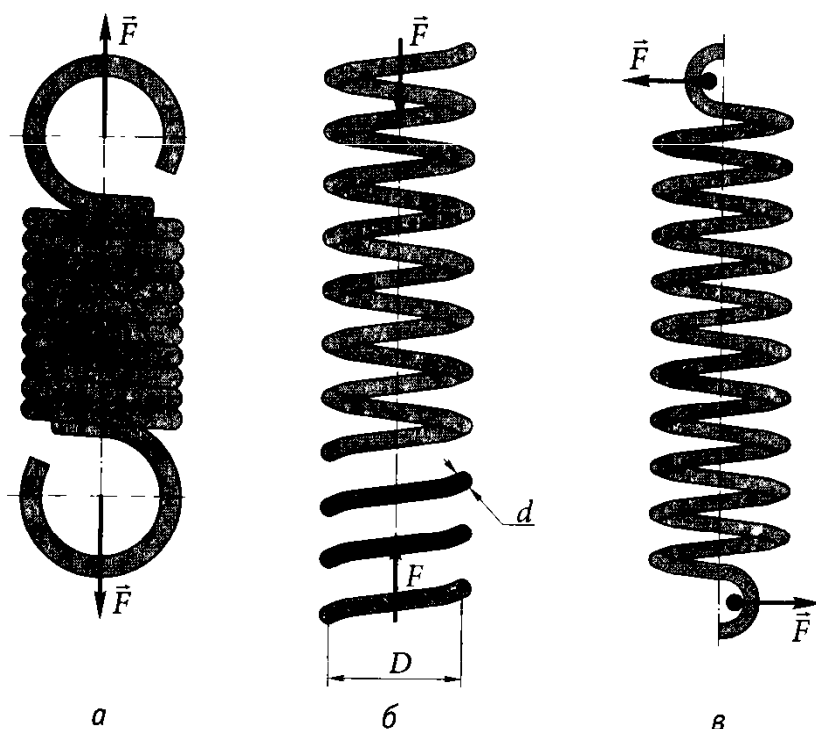


Рис. 4.17. Винтовые пружины:

а — пружина растяжения; б — пружина сжатия; в — пружина кручения

Пружины *кручения* (рис. 4.17, в) воспринимают нагрузку в виде крутящего момента. Они широко применяются в сельскохозяйственных машинах. Угол подъема витков пружин $\alpha > 12^\circ$, между витками сохраняют зазор во избежание соприкосновения их при закручивании.

В пружинах растяжения-сжатия поперечное сечение проволоки испытывает напряжение кручения.

Расчетное максимальное напряжение для проволоки пружины, МПа, определяют по формуле

$$\tau_{\max} = k \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} = k \frac{8FD}{\pi d^3} \leq [\tau_{\text{кр}}], \quad (4.2)$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, Н · мм; $W_{\text{кр}}$ — момент сопротивления круглого сечения, мм³; F — сила сжатия пружины, Н; D — средний диаметр пружины, мм; d — диаметр проволоки, мм; $[\tau_{\text{кр}}]$ — допускаемое напряжение для проволоки пружины, МПа; k — поправочный коэффициент, учитывающий кривизну витков и зависящий от индекса $c = D/d$:

$c = D/d$	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Допускаемое напряжение $[\tau_{\text{кр}}]$ можно принимать по графикам (рис. 4.18).

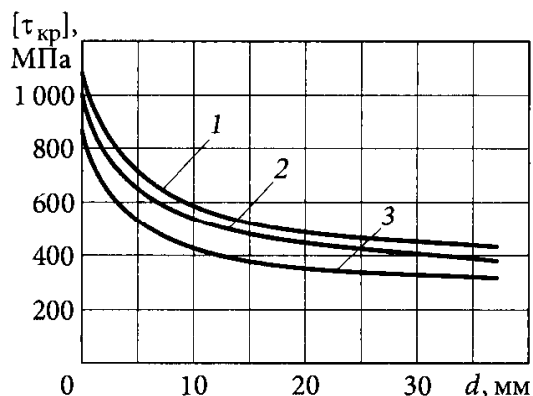
При пульсирующей нагрузке с небольшим числом циклов допускаемые напряжения $[\tau_{\text{кр}}]$ следует увеличить в 1,25 — 1,5 раза.

Формулой (4.2) пользуются при проверочном расчете пружины, когда ее размеры известны. При проектировочном расчете пружины определяют диаметр проволоки по следующей формуле:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kcF}{[\tau_{\text{кр}}]}}. \quad (4.3)$$

Рис. 4.18. График для выбора допускаемого напряжения для проволоки:

1 — хромованадиевой; 2 — углеродистой, закаленной в масле; 3 — углеродистой холоднотянутой



· Значение индекса s задают. Диаметр d проволоки, вычисленный по формуле (4.3), окончательно уточняют, руководствуясь соответствующим ГОСТом.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. С какой целью используют пружины в машиностроении?
2. Дайте классификацию пружин.
3. Из каких материалов изготавливают пружины?
4. Сформулируйте условие прочности витой пружины.
5. Как определяют диаметр проволоки витой пружины?
6. Какую деформацию испытывает проволока в витых пружинах растяжения-сжатия, кручения?

4.6. Разъемные соединения

4.6.1. Резьбовые соединения

Разъемное соединение — соединение деталей, при котором соединяющие его детали могут быть разобраны.

Общие сведения и классификация. Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемных соединений. Такое соединение осуществляется с помощью резьбы посредством винтов, гаек, болтов, шпилек и других крепежных деталей.

Основные элементы резьбы показаны на рис. 4.19.

Конструкции резьбовых соединений стандартизированы. Иногда применяют специальные резьбы, например, если необходим ремонт изношенного резьбового соединения.

По назначению резьбы подразделяют на *крепежные*, применяемые для соединения деталей, *крепежно-уплотняющие*, используемые для герметизации соединяемых деталей, и *ходовые*, служащие для преобразования и передачи движения.

По форме основной поверхности, на которой нарезается резьба, различают конические и цилиндрические резьбы. Конические резьбы применяются реже, в основном для герметизации резьбового соединения, соединения труб, штуцеров, масленок, пробок.

По направлению витков резьбы подразделяют на правые и левые. Наиболее часто используются правые резьбы, у которых винтовая линия резьбы направлена вверх слева направо. Левые резьбы применяются для крепления вращающихся деталей значительной массы, на-

Рис. 4.19. Элементы резьбы:

d — наружный диаметр резьбы (болт);
 D — наружный диаметр резьбы (гайка);
 d_2 — средний диаметр резьбы (болт);
 D_2 — средний диаметр резьбы (гайка);
 d_1 — внутренний диаметр резьбы (болт);
 D_1 — внутренний диаметр резьбы (гайка);
 d_3 — внутренний диаметр резьбы болта по дну впадины; α — угол профиля резьбы; p — шаг резьбы

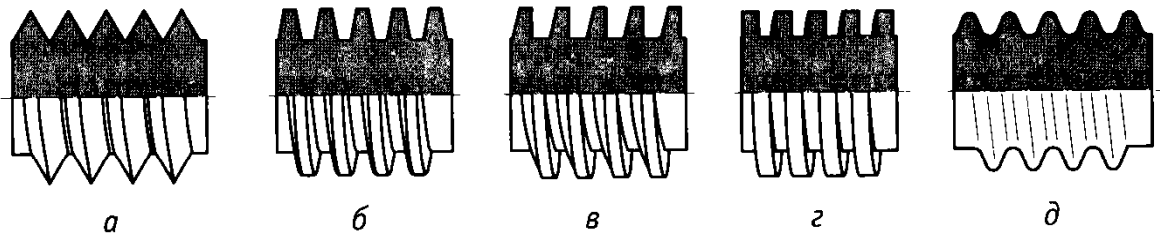
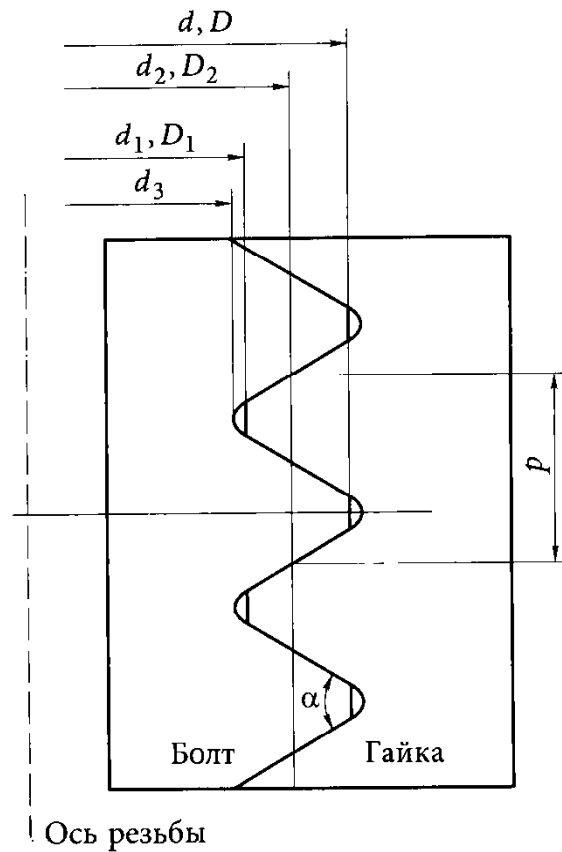


Рис. 4.20. Резьбы с различным профилем:

a — треугольная; $б$ — трапецидальная симметричная; $в$ — трапецидальная упорная; $г$ — прямоугольная; $д$ — круглая

пример шлифовальных кругов, при этом массивная деталь при вращении способствует завинчиванию крепежного элемента, а не наоборот.

По форме профиля различают резьбы:

- *треугольные* (рис. 4.20, a), которые широко применяются в машиностроении именно как крепежные. Такие резьбы довольно прочны и обладают большим сопротивлением самоотвинчиванию;
- *трапецидальные симметричные* (рис. 4.20, $б$), широко применяемые в кинематических парах, где потери на трение

- невелики. Кроме того, такие резьбы позволяют осуществлять компенсацию «холостого хода» из-за износа резьбы с помощью разрезной гайки;
- *трапецидальные упорные* (рис. 4.20, в), применяемые для нагруженных большой односторонней нагрузкой винтовых пар, например в домкратах и прессах;
- *прямоугольные* (рис. 4.20, г), используемые для ходовых винтов, не требующих большой точности, например в машинных тисках. Эти резьбы не стандартизированы и имеют наибольший среди резьб КПД;
- *круглые* (рис. 4.20, д), применяемые для загрязненных соединений. Они могут работать при высоких температурах, так как меньше других резьб подвержены спеканию сопрягаемых поверхностей. Кроме того, такие резьбы используются для тонкостенных деталей (например, цоколи электрических ламп), а также деталей из стекла и пластмасс.

По числу заходов резьбы подразделяют на однозаходные (рис. 4.21, а) и многозаходные (рис. 4.21, б). Многозаходные резьбы применяют как ходовые. *Ход резьбы* — это осевое перемещение гайки за один оборот. В однозаходной резьбе ход равен шагу резьбы. Для многозаходной резьбы ход резьбы, мм:

$$t = pn,$$

где p — шаг резьбы, мм; n — число заходов.

Многозаходные резьбы как крепежные не применяются, так как не обеспечивают самоторможения резьбового соединения.

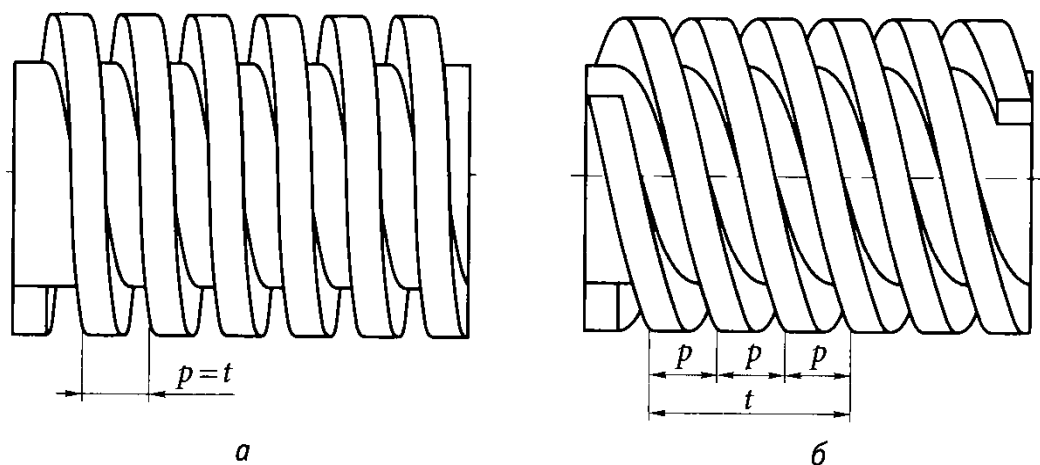


Рис. 4.21. Резьбы с различным числом заходов:

а — однозаходная; б — многозаходная

Резьбы с треугольным профилем в зависимости от шага подразделяют на резьбы с *основным, крупным и мелким* шагом при одном и том же наружном диаметре.

Резьбы с мелким шагом используют для надежного, усиленного соединения деталей. Такие резьбы менее подвержены саморазвинчиванию под действием переменных динамических нагрузок. Кроме того, резьбы с мелким шагом применяются как ходовые для точного перемещения исполнительных элементов механизма (например, в микрометре).

Недостатком резьбы с мелким шагом по сравнению с резьбой с крупным шагом является повышенный износ при частом использовании, а также большее время на завинчивание винта или гайки вследствие малого шага.

Крепежные резьбы с треугольным профилем в зависимости от угла профиля подразделяют на *метрические* и *дюймовые*. Метрические резьбы имеют угол при вершине профиля $\alpha = 60^\circ$ (ГОСТ 9150—81). Дюймовые резьбы приняты в ряде западных стран и имеют угол при вершине $\alpha = 55^\circ$. Все элементы дюймовой резьбы измеряются в дюймах (1 дюйм = 25,4 мм), а значение шага задается числом витков на длине одного дюйма.

Крепежные детали. Большинство крепежных деталей стандартизовано.

Наиболее распространенными крепежными деталями являются болты и гайки (рис. 4.22, а). При соединении с их помощью не требуется нарезка резьбы в соединяемых деталях. Болты входят в отверстия либо с зазором, либо без зазора.

Когда толщина соединяемых деталей велика, используют винтовое соединение (рис. 4.22, б). Одно из отверстий в соединяемых деталях делают без резьбы, а в другом нарезают резьбу. Головки винтов имеют различную форму (рис. 4.23).

Шпильки (рис. 4.22, в) применяют в случаях многократного демонтажа соединения, а также потому, что в некоторых случаях установка винтов по эксплуатационным соображениям нецелесообразна.

Способы предотвращения самоотвинчивания резьбовых соединений. При наличии вибраций, ослабляющих самоотвинчивание в резьбе, применяют несколько способов предотвращения самоотвинчивания:

- повышение силы трения в резьбе или на опорных поверхностях гайки. Это достигается применением контргаяк (рис. 4.24, а), пружинных шайб (рис. 4.24, б) и т.п.;

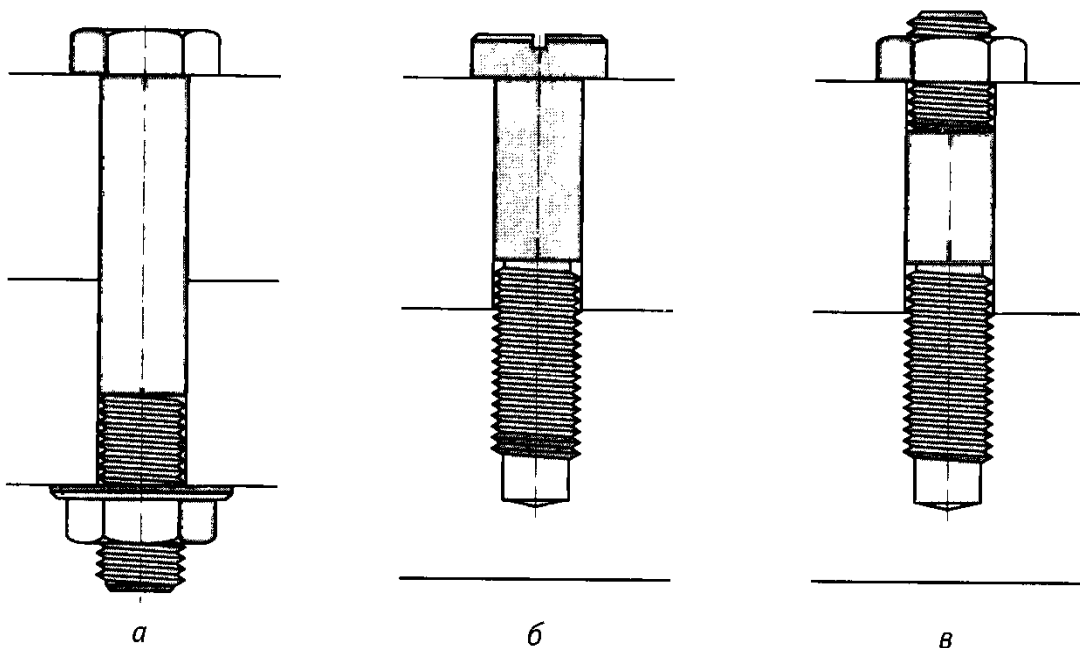


Рис. 4.22. Крепежные соединения:
a — болтовое; *б* — винтовое; *в* — шпилькой

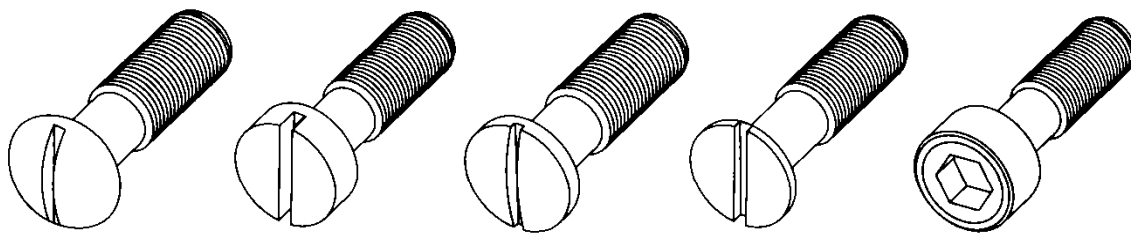


Рис. 4.23. Головки винтов

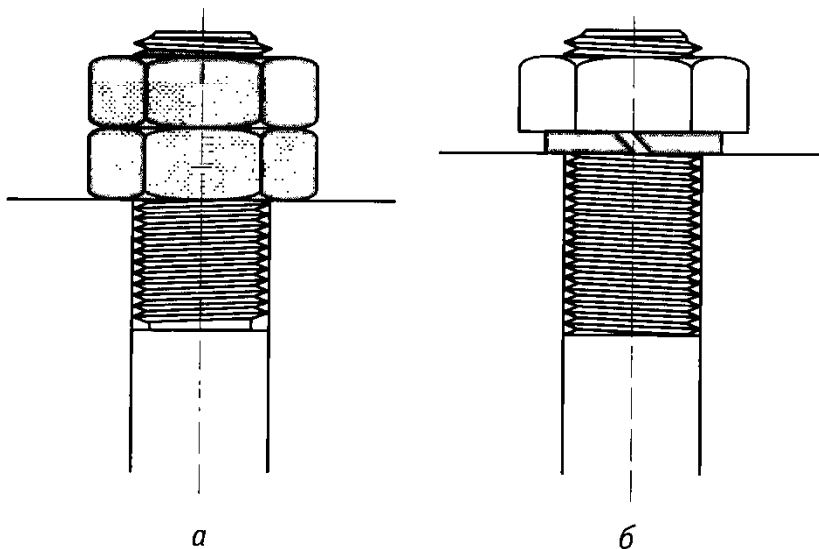


Рис. 4.24. Предохранение от самоотвинчивания с помощью контргаек (*a*)
 и пружинной шайбы (*б*)

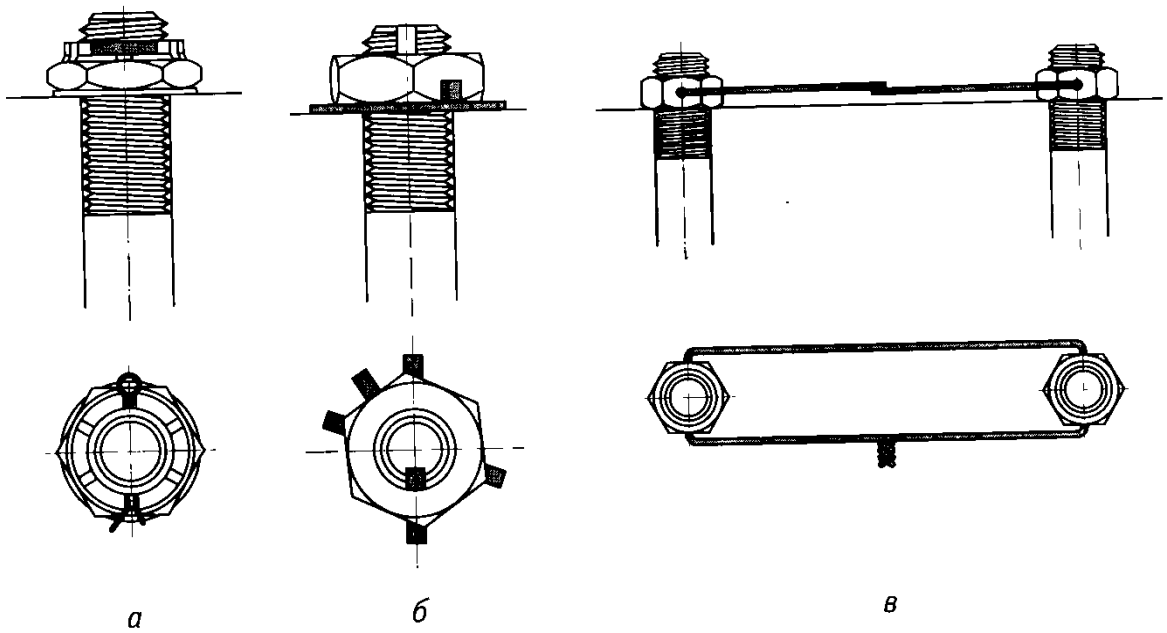


Рис. 4.25. Предохранение от самоотвинчивания с помощью шплинта и корончатой гайки (а), шайбы с отгибающимися усиками (б) и проволоки (в)

- жесткое соединение гайки и болта с помощью шплинта и корончатой гайки (рис. 4.25, а), шайбы с отгибающимися усиками (рис. 4.25, б) или с помощью проволоки (рис. 4.25, в).

Расчет резьбовых соединений. Болты, винты и шпильки обычно разрушаются под действием осевой силы, испытывая растяжение, либо поперечной силы, испытывая сдвиг.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся типы нагружения.

1. Предварительно затянутый болт не испытывает внешней нагрузки (рис. 4.26). При затяжке болт испытывает растяжение и кручение. На практике подобное нагружение болта рассчитывают на растяжение, а влияние кручения учитывают введением коэффициента запаса 1,3.

Условие прочности:

$$\sigma = 1,3 \frac{4P}{\pi d_p^2} \leq [\sigma];$$

$$d_p = d - 0,9p,$$

где σ — нормальное напряжение, МПа; P — осевая сила, Н; d_p — расчетный диаметр резьбы, мм; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение,

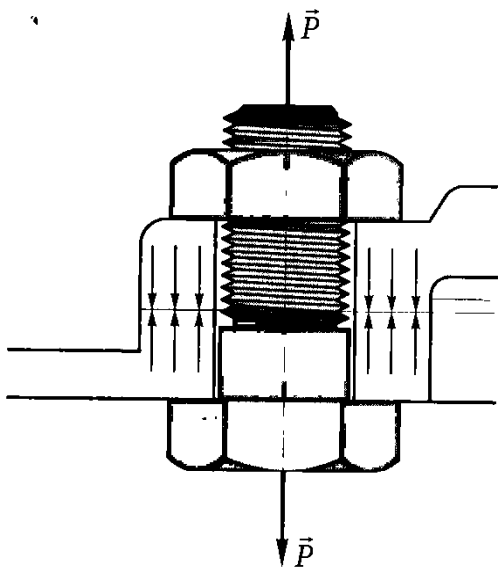


Рис. 4.26. Предварительно затянутый болт без внешней нагрузки

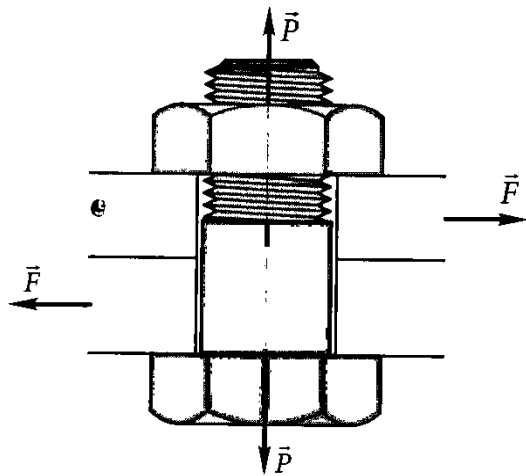


Рис. 4.27. Болт, установленный в отверстие с зазором

МПа (см. табл. 3.1); d — наружный диаметр резьбы, мм; p — шаг резьбы, мм.

Соответственно расчетный диаметр резьбы

$$d_p = \sqrt{\frac{5,2P}{\pi[\sigma]}} \approx 1,3 \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}$$

После нахождения расчетного диаметра выбирают ближайший больший стандартный диаметр резьбы d .

2. Две планки, соединенные болтом, сдвигаются под действием поперечных сил F (рис. 4.27). Болт установлен в отверстие с зазором. Сила трения в соединении препятствует смещению пластин под действием поперечных сил F . Болт затягивают с такой силой, чтобы сила трения $F_{тр}$ была больше сдвигающей силы на 20...30%. Тогда необходимую силу затяжки можно найти по формуле

$$P = (1,2...1,3) \frac{F}{f},$$

где F — поперечная сдвигающая сила, Н; f — коэффициент трения.

При проектном расчете, учитывая влияние кручения болта, а также число болтов i , расчетный диаметр d_p резьбы, мм, находят по следующей формуле:

$$d_p = 1,3 \sqrt{\frac{(1,2 \dots 1,3)F}{if[\sigma]}}$$

где F — поперечная сила, Н; i — число болтов; f — коэффициент трения; $[\sigma]$ — допускаемое нормальное напряжение, МПа.

4.6.2. Шпоночные соединения

Шпонки предназначены для соединения вала со ступицами различных деталей (шкивов, зубчатых колес, маховиков, муфт и т.п.) при передаче крутящего момента от вала к этим деталям и наоборот. В некоторых случаях шпонки используют в качестве направляющих для осевого перемещения ступицы по валу.

Шпонки можно подразделить на три вида: призматические, сегментные и клиновые.

Призматические шпонки по назначению подразделяют на обыкновенные (ГОСТ 23360—78), предназначенные для неподвижных соединений ступиц с валами (рис. 4.28, а); направляющие (ГОСТ 8790—79), применяемые в тех случаях, когда ступицы должны иметь возможность перемещаться вдоль валов (рис. 4.28, б); скользящие (рис. 4.28, в) (ГОСТ 12208—66), перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицами и применяемые вместо направляющих шпонок в тех случаях, когда требуются большие перемещения. Направляющие шпонки крепят к валу винтами, а скользящие соединяют со ступицей выступом цилиндрической формы. Скользящие шпонки применяются редко вследствие значительного износа их боковых поверхностей и в результате возникновения за-

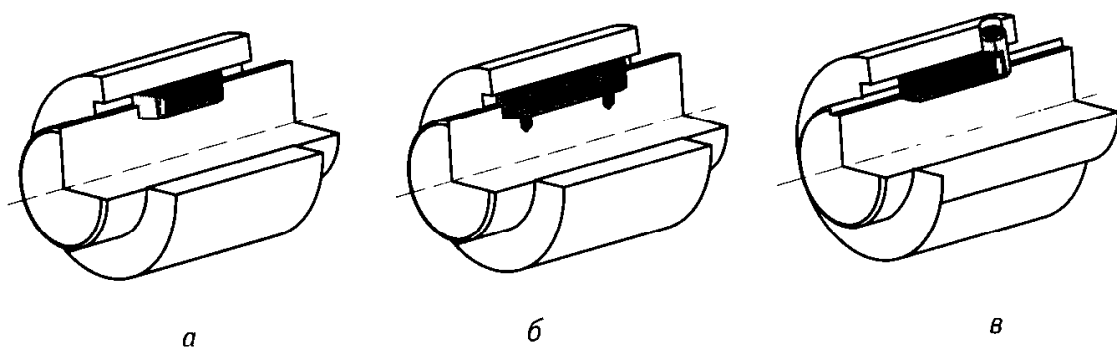


Рис. 4.28. Шпонки:

а — обыкновенная призматическая; б — направляющая призматическая; в — скользящая призматическая

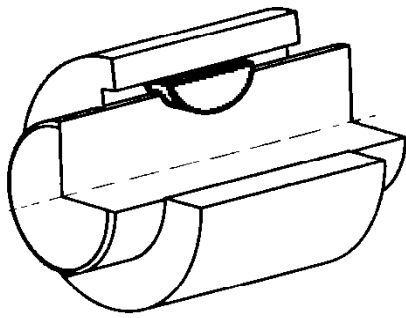


Рис. 4.29. Сегментная шпонка

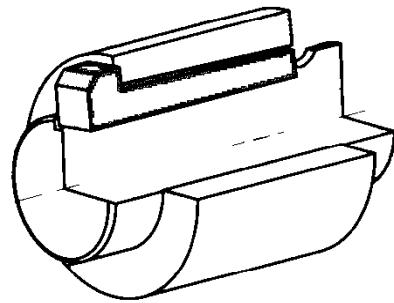


Рис. 4.30. Клиновья шпонка

зоров в соединении. Это приводит к появлению недопустимых ударных нагрузок на шпонку.

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071—80) (рис. 4.29) наиболее технологичны в изготовлении и монтаже. Их устанавливают обычно на концевых участках валов диаметром до 58 мм, так как паз под шпонку довольно глубокий, что приводит к ослаблению вала.

Клиновые шпонки (ГОСТ 24068—80) (рис. 4.30) представляют собой самотормозящийся клин с уклоном 1:100. В отличие от призматических и сегментных шпонок клиновые шпонки создают напряженное соединение, препятствующее относительному смещению деталей вдоль вала. Такое напряженное состояние вызывает смещение оси ступицы относительно оси вала, что, в свою очередь, приводит к дисбалансу вращающейся детали. Поэтому клиновые шпонки применяются довольно редко.

Шпоночное соединение рассчитывают на смятие, так как основные размеры стандартных шпонок подобраны по критерию среза.

Условие прочности соединения имеет следующий вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $\sigma_{\text{см}}$ — нормальное напряжение смятия, МПа; $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент на валу, Н·мм; d — диаметр вала, мм; h — высота шпонки, мм; t_1 — высота утопленной части шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое нормальное напряжение смятия, $[\sigma_{\text{см}}] = 150 \dots 180$ МПа для ступицы из стали, $[\sigma_{\text{см}}] = 80 \dots 100$ МПа для ступицы из чугуна.

Пример 4.3.

Подобрать призматическую шпонку для соединения зубчатого колеса с валом диаметром $d = 40$ мм для передачи крутящего мо-

мента $M_{кр} = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Материал колеса — сталь 40Х, материал шпонки — сталь 45 нормализованная. Длина ступицы 60 мм.

Решение.

Подбираем по стандарту размеры сечения шпонки для заданного диаметра вала: ширина шпонки $b = 12 \text{ мм}$, высота $h = 8 \text{ мм}$, глубина паза вала $t_1 = 5 \text{ мм}$, длина $l = 56 \text{ мм}$.

Находим рабочую длину шпонки:

$$l_p = l - b = 56 - 12 = 44 \text{ мм.}$$

Напряжение смятия в соединении

$$\begin{aligned}\sigma_{см} &= \frac{2M_{кр}}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 200}{40 \cdot 10^{-3}(8-5) \cdot 10^{-3} \cdot 44 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 75757575 \text{ Па} \approx 76 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Для выбранного сочетания сталей в соединении допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 90 \text{ МПа}$.

Прочность шпоночного соединения обеспечена, в противном случае на вал ставят две шпонки.

4.6.3. Шлицевые соединения

Шлицевое соединение можно представить как многошпоночное, при этом шпонки выполнены как единое целое с валом. Шлицевое соединение по сравнению со шпоночным более трудоемко в изготовлении. В то же время шлицевое соединение способно передавать большие крутящие моменты, имеет меньшие радиальные размеры и обеспечивает лучшее центрирование соединяемых деталей.

Шлицевые соединения бывают *подвижными и неподвижными*.

По форме поперечного сечения различают шлицевые соединения трех типов: *прямобоочные* (ГОСТ 1139—80) (рис. 4.31, а); *эвольвентные* (ГОСТ 6033—80) (рис. 4.31, б); *треугольные* (рис. 4.31, в).

Прямобоочные шлицевые соединения наиболее распространены в машиностроении. Стандартом предусмотрены три серии в зависимости от числа зубьев и их высоты — легкая, средняя и тяжелая.

Эвольвентные шлицевые соединения более технологичны в изготовлении, чем прямобоочные соединения, имеют более высокие точность и прочность.

Соединения с треугольными зубьями применяют как неподвижные для передачи небольших моментов, в приборостроении и для соединения тонкостенных деталей.

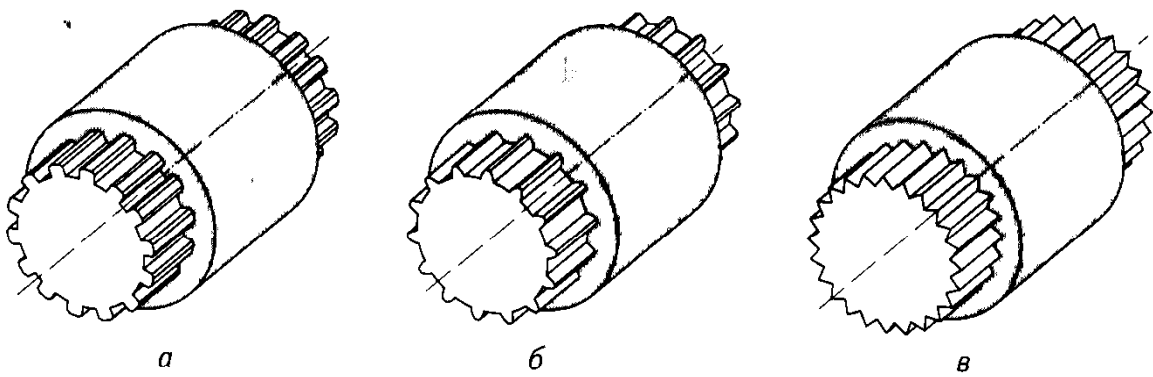


Рис. 4.31. Шлицевые соединения:

а — прямоугольное; б — эвольвентное; в — треугольное

Геометрические параметры шлицевого соединения выбирают в зависимости от диаметра вала. Затем проводят проверочный расчет по допускаемому напряжению смятия. Вследствие погрешностей изготовления не все зубья будут воспринимать нагрузку одинаково, поэтому учитывают только 70...80 % всех зубьев.

Условие прочности для шлицевого соединения

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{0,75d_m zhl} \leq [\sigma_{см}],$$

где $\sigma_{см}$ — нормальное напряжение смятия, МПа; $M_{кр}$ — крутящий момент на валу, Н·мм; d_m — средний диаметр соединения, мм; z — число зубьев; h — высота контакта, мм; l — рабочая длина зубьев (длина ступицы колеса), мм; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое нормальное напряжение смятия, МПа (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], МПа, для поверхности зубьев	
		без термической обработки	с термической обработкой
Неподвижное	Тяжелые (с ударами)	35...50	40...70
	Средние	60...100	100...140
	Легкие	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки	Тяжелые (с ударами)	15...20	20...35
	Средние	20...30	30...60
	Легкие	25...40	40...70

Если подвижное соединение работает под нагрузкой, значения допускаемого напряжения необходимо уменьшить в 4—5 раз.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы резьбового соединения.
2. Дайте классификацию резьбы по назначению, форме основной поверхности, направлению витков и назовите области ее применения.
3. Приведите классификацию резьбы по форме профиля и сформулируйте области ее применения.
4. Как различается резьба по числу заходов и шагу? Чему равен ход резьбы? В каких случаях применяется резьба в зависимости от ее типа?
5. В чем различие между метрической и дюймовой резьбой? В каких случаях данные типы резьбы применяются?
6. Какие типы резьбовых крепежных соединений вы знаете?
7. Расскажите о способах стопорения резьбовых соединений.
8. Каков порядок расчета резьбового соединения.
9. Какие виды шпонок вы знаете и каково их назначение?
10. Сформулируйте условие прочности шпоночного соединения.
11. Какие виды шлицевых соединений вы знаете?
12. Сформулируйте условие прочности шлицевого соединения.

4.7. Неразъемные соединения

4.7.1. Заклепочные соединения

Неразъемные соединения — соединения деталей, при которых разборка узла возможна лишь при разрушении крепления или самих деталей.

Заклепочные соединения применяются для соединения листов, полос, профилей и других деталей в случаях, когда недопустим нагрев деталей, для соединения несвариваемых материалов, а также для ответственных соединений (например, в самолетостроении). Однако из-за большой трудоемкости изготовления их часто заменяют сварными соединениями.

Заклепка (рис. 4.32) представляет собой цилиндрический стержень, который имеет с одной стороны головку, называемую закладной. Вторая головка 2 (замыкающая) образуется в процессе клепки. Соединение формируется путем осадки стержня специальным ин-

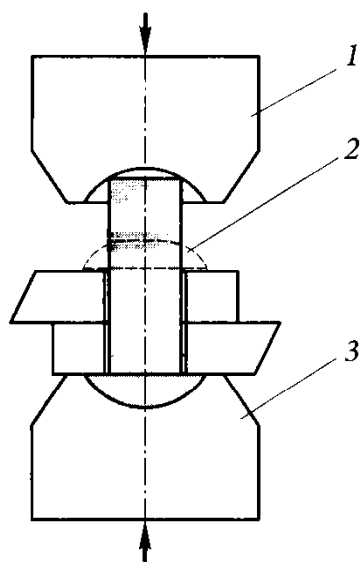


Рис. 4.32. Формирование заклепочного соединения:

- 1 — обжимка;
- 2 — вторая головка;
- 3 — поддержка

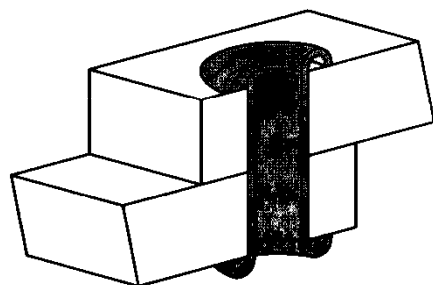


Рис. 4.33. Заклепка-пистон

струментом — обжимкой 1. С другой стороны заклепка фиксируется поддержкой 3. Диаметр отверстия под заклепку должен быть на 0,2... 2 мм больше диаметра стержня заклепки. Стальные заклепки диаметром меньше 12 мм и заклепки из цветных металлов устанавливают без нагрева, а стальные заклепки большего диаметра — с предварительным нагревом, который облегчает формирование головки и улучшает качество соединения.

Чаще всего применяют заклепки с *полукруглой головкой* (ГОСТ 10299—80), с *потайной головкой* (ГОСТ 10300—80) и *полупотайной головкой* (ГОСТ 10301—80). Для соединения легко деформируемых материалов применяют трубчатые заклепки — пистоны (рис. 4.33). Материалы заклепок — низкоуглеродистые стали Ст2, Ст3, 10кп, 20кп, коррозионно-стойкая сталь Х18Н9Т и цветные сплавы Л62, М3, АД1, Д18П.

Классификация швов. По назначению заклепочные швы подразделяют на две группы: *прочные*, применяемые в металлоконструкциях, и *плотные*, обеспечивающие необходимую герметичность емкостей для жидкостей и газов, находящихся под давлением.

По виду заклепочного шва различают соединения *нахлесточные* (рис. 4.34, а), *стыковые с одной накладкой* (рис. 4.34, б) и *стыковые с двумя накладками* (рис. 4.34, в).

По расположению заклепок швы подразделяют на *однорядные* и *многорядные*. В многорядных швах заклепки могут располагаться рядами или в шахматном порядке.

Расчет заклепочного соединения на прочность. Под действием внешней нагрузки может наблюдаться три вида деформации закле-

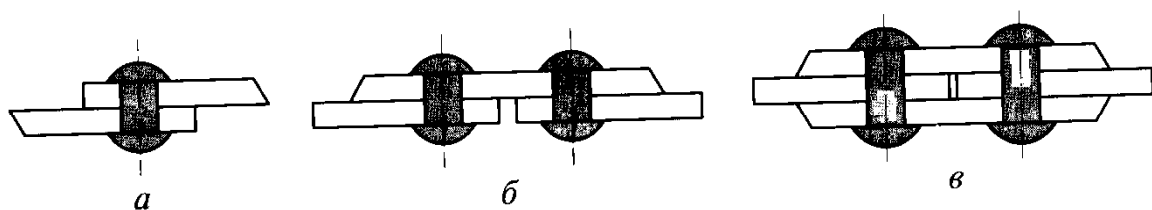


Рис. 4.34. Заклепочные швы:

а — нахлесточный; б — стыковой с одной накладкой; в — стыковой с двумя накладками

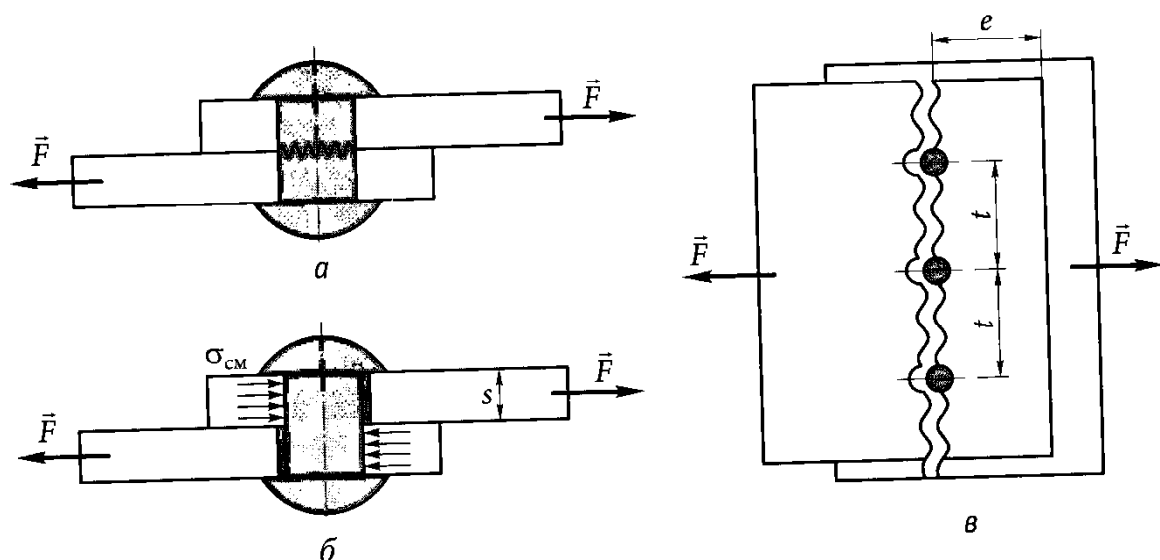


Рис. 4.35. Деформации заклепочного соединения:

а — срез заклепки; б — смятие заклепки и листов; в — разрыв листа

почного соединения: срез заклепок (рис. 4.35, а), смятие листов и заклепок (рис. 4.35, б), разрыв листа (рис. 4.35, в). При расчете заклепочных соединений не учитывают силу трения между листами, считают, что тело заклепки полностью заполняет отверстие и внешняя нагрузка равномерно распределена между заклепками.

Условие прочности заклепок на срез (см. рис. 4.35, а):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\left(k \frac{\pi}{4} d_o^2 z\right)} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $\tau_{\text{ср}}$ — касательное напряжение среза, МПа; F — сдвигающая сила, Н; k — число плоскостей среза заклепок шва; d_o — диаметр отверстия под заклепку, мм; z — число заклепок; $[\tau_{\text{ср}}]$ — допускаемое касательное напряжение среза, МПа, $[\tau_{\text{ср}}] = 140$ МПа для сталей марок Ст2 и Ст3.

При проектировании заклепочных швов используют следующие зависимости для определения параметров:

- расчетный диаметр заклепок (диаметр отверстия) $d_o \approx (1,5 \dots 2,2) s$;
- расстояние от осевой линии ряда заклепок до края листа $e = (1,5 \dots 2,0) d_o$;
- расстояние между рядами заклепок многорядных швов $e_1 = (2 \dots 3) d_o$;
- шаг заклепок $t = (3 \dots 6) d_o$;
- толщина накладок $s_n = 0,75s$ (при одной накладке $s_n = 1,25s$).

Пример 4.4.

Спроектировать заклепочный шов для двух стальных полос сечением 180×10 мм (рис. 4.36) под статическую растягивающую нагрузку $F = 160$ кН, если материал полос и заклепок сталь — Ст3. Допускаемое напряжение на растяжение материала полос $[\sigma_p] = 160$ МПа, допускаемое напряжение на срез полос и заклепок $[\tau_{cp}] = 140$ МПа, допускаемое напряжение на смятие заклепок и полос $[\sigma_{cm}] = 320$ МПа.

Решение.

Задаемся диаметром заклепок, учитывая заданную толщину листов:

$$d_o = (1,5 \dots 2,2) s = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм.}$$

Определяем число заклепок из условия прочности на срез:

$$z = \frac{4F}{\pi k d_o^2 [\tau_{cp}]} = \frac{4 \cdot 160 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,02^2 \cdot 140 \cdot 10^6} = 3,64,$$

т.е. число заклепок $z = 4$.

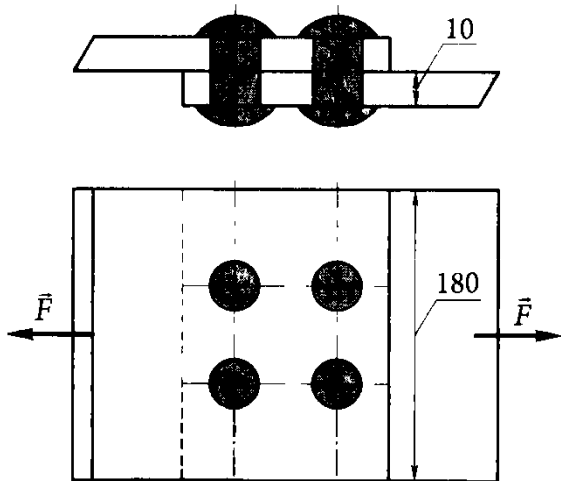


Рис. 4.36. Расчетная схема к примеру 4.4

Проектируем шов по полученным расчетным данным. Возможно различное расположение заклепок — в один ряд или в несколько рядов. Так как в нашем случае число заклепок четное и ширина пластин небольшая, выбираем расположение в два ряда по две заклепки.

Подбираем шаг заклепок так, чтобы по возможности материал листа был равномерно распределен на каждую заклепку:

$$t = (3 \dots 6) d_0 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм.}$$

Подбираем расстояние от осевой линии ряда заклепок до края листа:

$$e = (1,5 \dots 2,0) d_0 = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ мм.}$$

Подбираем расстояние между рядами заклепок:

$$e_1 = (2 \dots 3) d_0 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм.}$$

4.7.2. Сварные соединения

Сваркой называется процесс получения неразъемного соединения, основанный на использовании сил молекулярного сцепления и происходящий при сильном нагреве их до расплавленного или пластического состояния. Сварку подразделяют на два основных вида: сварку *плавлением* и сварку *давлением*.

Преимущества сварных соединений перед заклепочными соединениями следующие: экономия металла (до 20 %); меньшая трудоемкость; возможность соединения фасонных деталей; герметичность соединений.

Недостатки сварных соединений: невозможность произвести сварку детали из некоторых материалов; термические деформации деталей; недостаточная стабильность качества шва.

Различают следующие виды соединений в зависимости от расположения свариваемых деталей: *стыковое* (рис. 4.37, а), *нахлесточное* (рис. 4.37, б), *угловое* (рис. 4.37, в), *тавровое* (рис. 4.37, г).

Стыковые швы рассчитывают на растяжение или сжатие по номинальному сечению соединяемых элементов. Условие их прочности имеет следующий вид:

$$\sigma_p = \frac{F}{sL} \leq [\sigma_p] \text{ или } \sigma_c = \frac{F}{sL} \leq [\sigma_c],$$

где σ_p , σ_c — нормальное напряжение соответственно растяжения и сжатия, МПа; F — внешняя сила, Н; s — толщина свариваемых деталей, мм; L — расчетная длина шва, мм; $[\sigma_p]$, $[\sigma_c]$ — нормальное допустимое напряжения соответственно растяжения и сжатия, МПа.

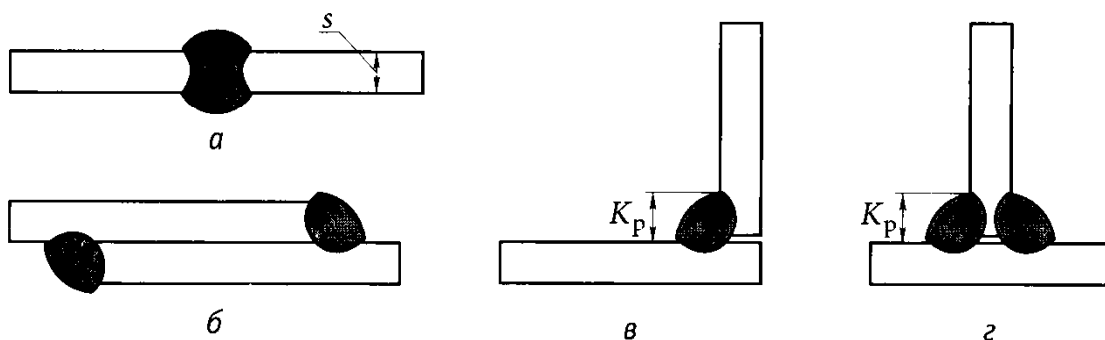


Рис. 4.37. Сварные швы:

а — стыковой; б — нахлесточный; в — угловой; г — тавровый

Нахлесточные, угловые и тавровые швы рассчитывают на срез по наименьшему сечению шва. Условие их прочности

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7K_p L} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $\tau_{\text{ср}}$ — касательное напряжение среза, МПа; F — действующая сила, Н; K_p — расчетная длина катета углового шва, мм; L — расчетная длина шва, мм; $[\tau_{\text{ср}}]$ — допускаемое касательное напряжение среза, МПа.

Пример 4.5.

Рассчитать сварной стыковой шов (см. рис. 4.37, а) для соединения двух пластин из стали Ст3 толщиной $s = 10$ мм при статической растягивающей нагрузке $F = 250$ кН. Допускаемое нормальное напряжение растяжения для шва $[\sigma_p] = 96$ МПа.

Решение.

Определяем ширину пластины (длину сварного шва):

$$L = \frac{F}{s[\sigma_p]} = \frac{250\,000}{10 \cdot 96} = 260 \text{ мм.}$$

Увеличиваем ширину пластины (длину шва) с целью учета не-провара в начале и в конце шва до $L = 270$ мм.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каково назначение заклепочных соединений?
2. Почему заклепочные соединения применяют редко?
3. Как различают заклепки по форме головок?

4. Из каких материалов изготавливают заклепки?
5. Как классифицируют заклепочные соединения?
6. Какие деформации могут наблюдаться в заклепочном соединении?
7. Сформулируйте условия прочности заклепочного соединения.
8. Какие существуют зависимости между диаметром отверстия, толщиной листа и шагом заклепочного соединения?
9. Каковы достоинства и недостатки сварных конструкций по сравнению с заклепочными?
10. Назовите конструктивные разновидности сварных швов.
11. Как рассчитывают стыковые сварные швы?
12. Как рассчитывают нахлесточные, угловые и тавровые швы?

ГЛАВА 5

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Общие сведения

Для передачи механической энергии от двигателя к исполнительным органам машины применяют передачи различных видов. Чаще всего передается вращательное движение, так как это движение легко сделать непрерывным и стабильным. Цели применения передач следующие:

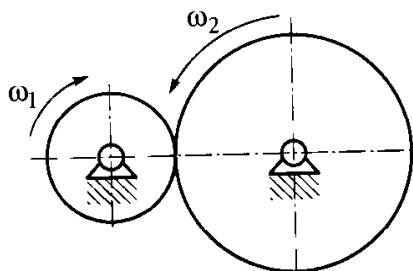
- изменение или регулирование частоты вращения исполнительного органа машины;
- преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот;
- увеличение крутящего момента;
- повышение безопасности, удобства обслуживания и т. п.

Следовательно, *передачей* называют устройство для передачи энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и характера движения.

Механические передачи классифицируют по следующим признакам:

- принципу действия — передачи, использующие силу трения (фрикционные, ременные); передачи, использующие зацепление (зубчатые, червячные, цепные, винтовые);
- характеру изменения скорости — передачи, понижающие скорость (редукторы); передачи, повышающие скорость (мультипликаторы);
- способу соединения ведущего и ведомого звеньев — передачи с непосредственным соприкосновением (зубчатые, червячные, фрикционные, винтовые) и передачи с дополнительной связью (ременные, цепные).

Рис. 5.1. Передача вращения



Основной характеристикой любой передачи является *передаточное отношение* i , которое в общем случае для передач вращения (рис. 5.1) находится по следующей формуле:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

где n_1, n_2 — частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов, мин^{-1} ; ω_1, ω_2 — угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов, рад/с .

Кроме того, для зубчатых передач по ГОСТ 16530—83 вводится понятие передаточного числа. *Передаточное число* u — отношение числа зубьев ведомого колеса z_2 к числу зубьев ведущего колеса (шестерни) z_1 :

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

В любой передаче из-за сил трения происходит потеря мощности, которая характеризуется *коэффициентом полезного действия* (КПД), определяемым по формуле

$$\eta = \frac{P_2}{P_1},$$

где P_2, P_1 — мощность соответственно на выходе и входе передачи, Вт.

КПД механических передач находятся в пределах от 0,4 (червячная передача) до 0,98 (зубчатая, клиноременная передача).

Мощность при вращательном движении можно определить по следующей формуле:

$$P = M_{\text{кр}} \omega,$$

где P — мощность, Вт; $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$; ω — угловая скорость, рад/с .

В сложных передачах, которые состоят из совокупности нескольких передач, общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений каждой из передач:

$$i = i_1 i_2 \dots i_n,$$

где n — число ступеней.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение передачи.
2. В чем основное назначение механических передач?
3. Как классифицируют механические передачи?
4. Что такое передаточное отношение и передаточное число, чем они различаются?

5.2. Фрикционные передачи

Классификация и применение фрикционных передач. Фрикционные передачи можно разделить на две основные группы — передачи с постоянным передаточным отношением и передачи с регулируемым передаточным отношением (вариаторы).

Передачи с постоянным передаточным отношением (рис. 5.2) применяются для механизмов, в которых требуются плавность движения, безударное включение на ходу, бесшумность при работе. В металлорежущих станках они применяются крайне редко и только для вспомогательных движений для передачи небольшой мощности (до 10 кВт).

Вариаторы позволяют непрерывно (бесступенчато) регулировать передаточное отношение в определенных пределах.

По форме катки у фрикционных передач могут быть цилиндрическими, коническими, фасонными.

Достоинства фрикционных передач: простота конструкции; плавность и бесшумность работы; возможность реверсирования на ходу; возможность плавного изменения передаточного отношения; исключение поломок при случайной перегрузке в связи с возможностью проскальзывания катков. Однако фрикционные передачи применяются редко вследствие значительных недостатков: большого износа катков и подшипников из-за большой силы сжатия катков; низкого КПД; непостоянства передаточного отношения ввиду проскальзывания катков.

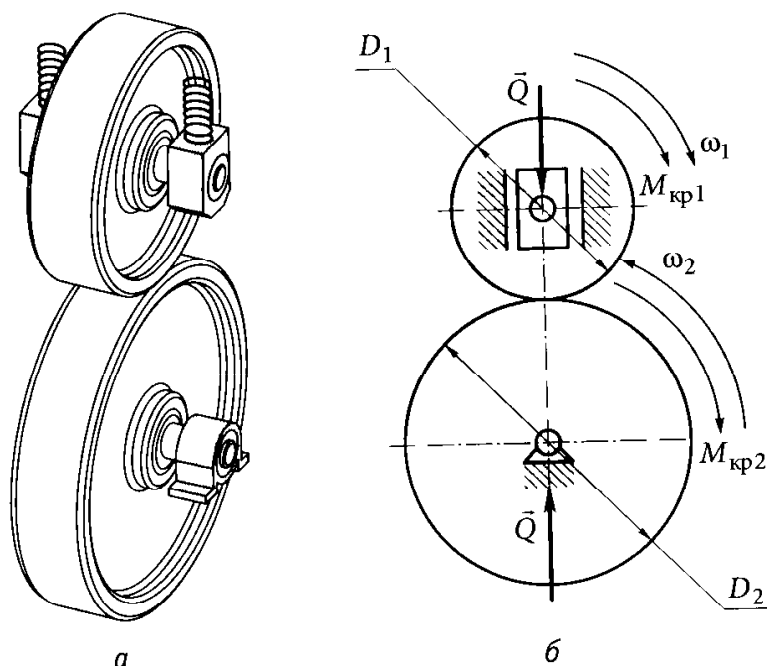


Рис. 5.2. Фрикционная передача:
а — общий вид; б — схема

Материалы фрикционных катков. К каткам предъявляются жесткие требования: высокая износостойкость; большой коэффициент трения; значительная поверхностная прочность. Выбор их материала зависит от назначения фрикционной передачи. Наибольшее распространение получили следующие сочетания трущихся материалов:

- закаленная сталь по закаленной стали. Обычно используют сталь ШХ15 с закалкой поверхности до твердости 60 HRC. Катки могут работать как со смазочным материалом, так и всухую;
- чугун по чугуну. Катки могут работать со смазочным материалом или всухую;
- текстолит или пластмасса по чугуну. Использование такого сочетания позволяет применять катки меньшей точности. Коэффициент трения выше, чем у стальных катков, а следовательно, силу сжатия катков можно уменьшить. Катки работают всухую;
- прессованный асбест, резина, кожа по чугуну или стали. Катки из неметаллических материалов работают всухую.

Конструкции вариаторов. Конструкций вариаторов существует достаточно много. Мы рассмотрим работу только лобового вариатора.

Общий вид и схема простейшего *лобового вариатора* показаны на рис. 5.3. Ведущий каток 1 (рис. 5.3, а) может перемещаться вдоль шлицевого вала 2, вращающегося с постоянной частотой вращения n_1 . Сила Q прижимает ведомый диск 3 к катку 1. Под действием сил трения ведущий каток приводит во вращение ведомый диск, а соответственно и вал 4. Частота вращения ведомого вала n_2 зависит от отношения постоянного диаметра D_1 ведущего катка (рис. 5.3, б) к диаметру D_2 окружности контакта с ведомым диском, который изменяется от $D_{2\min}$ до $D_{2\max}$.

Без учета проскальзывания

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{D_{2\min}}{D_1}; \quad i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_1},$$

где i_{\min} , i_{\max} — соответственно минимальное и максимальное передаточное отношение вариатора; n_1 — частота вращения ведущего вала, мин^{-1} ; $n_{2\max}$, $n_{2\min}$ — соответственно максимальная и минимальная частота вращения ведомого вала, мин^{-1} ; $D_{2\min}$, $D_{2\max}$ — соответственно минимальный и максимальный диаметр контакта, мм; D_1 — диаметр ведущего катка, мм.

Диапазон регулирования вариатора

$$N_B = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}.$$

Для вариаторов $N_B \leq 3$.

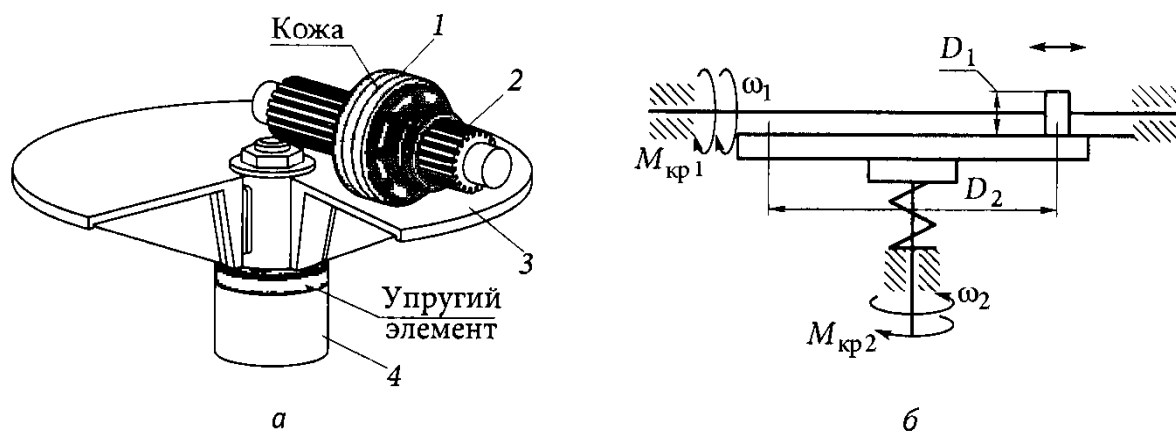


Рис. 5.3. Лобовой вариатор:

а — общий вид: 1 — ведущий каток; 2 — шлицевой вал; 3 — ведомый диск; 4 — вал; б — схема

1. Расскажите о классификации и применении фрикционных передач.
2. Какие материалы используют для изготовления катков?
3. Назовите достоинства и недостатки фрикционных передач.
4. Объясните принцип действия фрикционного вариатора. Предложите свою конструкцию вариатора.
5. Чему равно передаточное число цилиндрической фрикционной передачи?
6. Что такое диапазон регулирования фрикционного вариатора?

5.3. Зубчатые передачи

Зубчатые передачи получили наибольшее распространение в машиностроении, используются для передачи движения в широком диапазоне мощностей (до 100 тыс. кВт) и скоростей (до 200 м/с), для передачи вращательного движения и для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатая передача состоит из двух колес или колеса и рейки. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют *шестерней*, а с большим числом зубьев — *колесом*.

Основные достоинства зубчатых передач:

- высокий КПД передачи (0,97 ... 0,98);
- надежность в работе;
- компактность по сравнению с фрикционными передачами;
- постоянство передаточного отношения;
- простота в обслуживании;
- небольшие по сравнению с другими передачами нагрузки на валы и опоры.

Основным недостатком зубчатой передачи является шум при работе, обусловленный погрешностями изготовления зубчатых колес и сборки передачи.

Зубчатые передачи классифицируют по следующим признакам:

- взаимному расположению осей колес — *цилиндрические* с параллельными осями (рис. 5.4, а — г), *винтовые* со скрещивающимися осями (рис. 5.4, д), *конические* с пересекающимися осями (рис. 5.4, е, ж), *гипоидные* конические с перекрещивающимися осями (рис. 5.4, з), *реечные* для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот (рис. 5.4, и);

- относительно расположению колес — с *внешним* (см. рис. 5.4, а, в, г) и *внутренним* (см. рис. 5.4, б) зацеплением;
- расположению зубьев относительно образующей колеса — *прямозубые* (см. рис. 5.4, а, б, е, и), *косозубые* (см. рис. 5.4, в, г, е), с *криволинейными зубьями* (см. рис. 5.4, д, з);

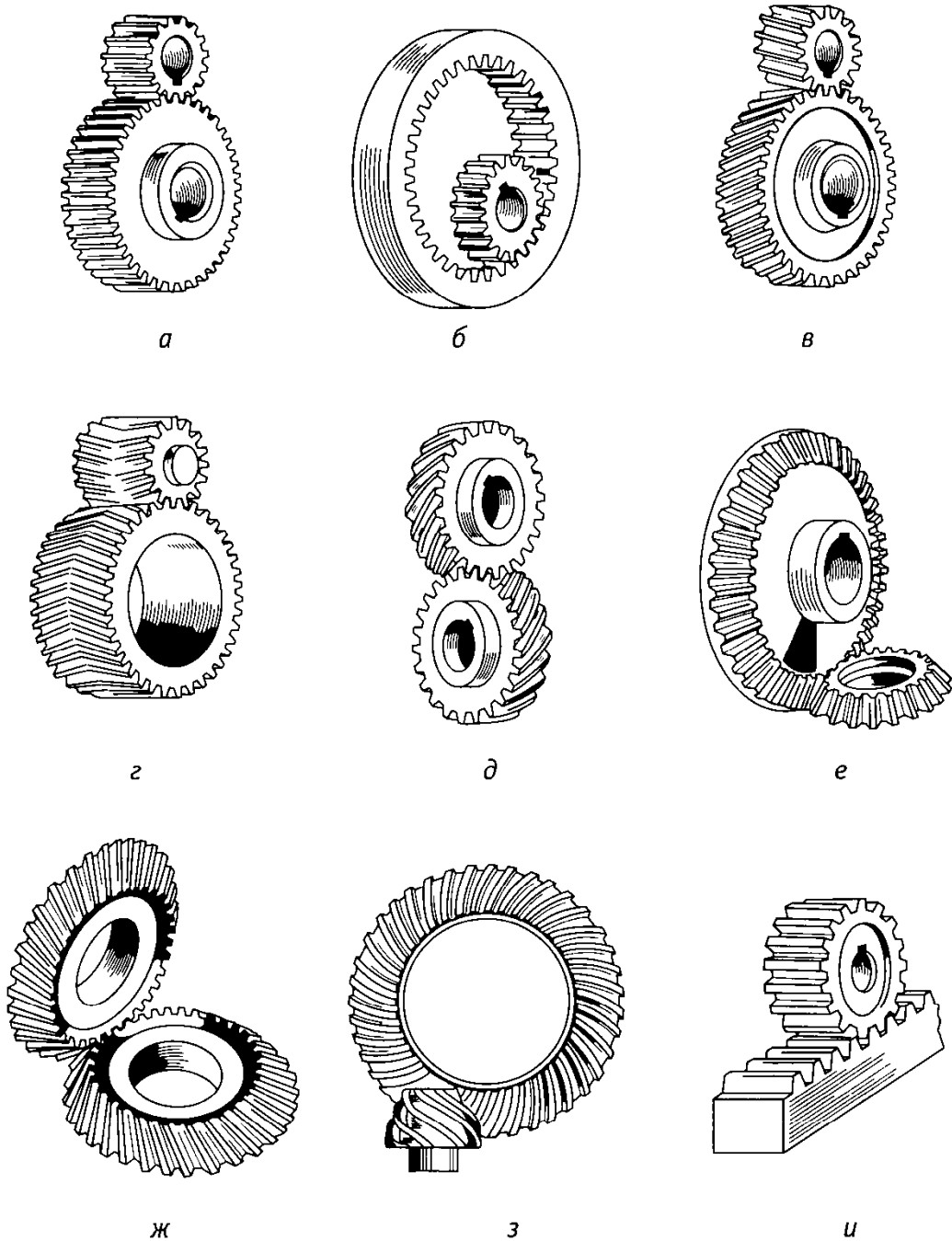


Рис. 5.4. Зубчатые передачи:

а — цилиндрическая прямозубая; б — цилиндрическая внутреннего зацепления;
 в — цилиндрическая косозубая; г — шевронная; д — винтовая; е — коническая
 прямозубая; ж — коническая косозубая; з — гипоидная; и — реечная

- форме профиля зубьев — *эвольвентные, циклоидальные* (для колес с малым числом (пять — семь) зубьев, например в часовой промышленности) и *круговые* (зацепление Новикова);
- условиям работы и конструктивному оформлению — открытые и закрытые, заключенные в специальный корпус, защищенный от пыли и грязи с постоянной подачей масла или с масляной ванной.

Зубчатые передачи применяются в виде не только пары зубчатых колес, но и группы колес в различных сочетаниях. Наиболее распространены цилиндрические и конические зубчатые передачи. Цилиндрические передачи проще в изготовлении. Кроме того, крепление на опорах такой передачи более жесткое, что уменьшает износ колес. Конические зубчатые передачи незаменимы в механизмах, валы которых пересекаются, причем угол между валами может отличаться от прямого. Во всех конических передачах при работе возникают большие осевые силы.

Цилиндрические и конические зубчатые передачи с прямыми зубьями работают при небольших и средних окружных скоростях (до 15 м/с). Цилиндрические прямозубые передачи используют для переключения скоростей при осевом перемещении зубчатых колес в коробках передач. Передачи, в которых используются колеса с косыми и винтовыми зубьями, позволяют увеличить частоту вращения без увеличения уровня шума. Такие передачи работают плавно, но затраты на их изготовление значительны. Недостатками косозубых передач и передач с винтовым зубом являются осевые нагрузки, передающиеся на опоры валов. В целях исключения осевых нагрузок применяют *шевронные* передачи (см. рис. 5.4, г), осевая сила при этом компенсируется разнонаправленным наклоном зубьев колеса. Шевронные передачи обычно работают в тяжелых условиях, при высоких окружных скоростях.

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес. Основным материалом для изготовления зубчатых колес является термически обработанная сталь, так как она имеет наибольшие контактную прочность и прочность на изгиб. Кроме того, применяют зубчатые колеса из чугунов и пластмасс.

Колеса из неметаллических материалов не корродируют, имеют небольшую массу и невысокий уровень шума. Невысокая прочность этих материалов обуславливает применение изготавливаемых из них колес в слабонагруженных передачах обычно в паре со стальным или чугунным колесом. В качестве неметаллических материалов используют текстолит, капрон или полиформальдегид. Колеса, выпол-

нённые из пластмасс, способны гасить удары и вибрации, возникающие при переменных нагрузках.

Чугуны используют для тихоходных передач (до 3 м/с), они дешевле стали. Колеса, изготовленные из чугуна, имеют малую склонность к заеданию, неплохо работают при недостатке смазочного материала, но не выдерживают ударных нагрузок. Для изготовления колес используют серые чугуны СЧ15, СЧ18, СЧ21, модифицированные чугуны МСЧ23, МСЧ32, высокопрочные магниевые чугуны с шаровидным графитом ВЧ 45, ВЧ 50.

В большинстве случаев зубчатые колеса изготавливают из следующих сталей: обычного качества Ст5, Ст6; углеродистых 35, 35Л, 40, 40Л, 45, 50, 50Г и легированных 35ХГС, 40Х, 40ХН, 35ХМА.

Колеса малоответственных передач подвергают объемной закалке с высоким отпуском до твердости 300... 350 НВ при диаметре колес до 150 мм и $HV \geq 200$ для колес большего диаметра. Такая твердость позволяет проводить механическую обработку зубьев после термообработки, что исключает последующую пригонку пары зубчатых колес.

Высококачественные колеса для ответственных передач должны иметь твердость зубьев $HV > 350$ и меньшую твердость сердцевины. Это достигается химико-термической обработкой (цементацией, азотированием) либо местной поверхностной закалкой токами высокой частоты. После термической обработки колеса подвергают доводочным операциям (шлифованию, хонингованию или обкатке).

Элементы зубчатого колеса. Из разнообразных профилей зубьев наиболее распространенным является *эвольвентный профиль*. Этот профиль достаточно просто получить на зубообрабатывающем оборудовании и, кроме того, такой профиль допускает в определенных пределах изменение межосевого расстояния двух колес. Профиль зуба эвольвентного зацепления формируется двумя симметричными эвольвентами. *Эвольвентой* (рис. 5.5) называется кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии (например, точкой *B* на рис. 5.5), перекатываемой по окружности без скольжения и занимающей положения B_1, B_2, \dots, B_6 . Для пояснения проведем опыт. Возьмем лист бумаги, катушку с нитками и карандаш. Катушку жестко установим на листе бумаги (она не должна вращаться), а к концу нити привяжем карандаш. Натянув нить, будем перемещать карандаш вокруг катушки, при этом кончик карандаша будет описывать на бумаге эвольвенту.

Рассмотрим геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса (рис. 5.6). Зная число зубьев z и шаг зубьев колеса p , можно

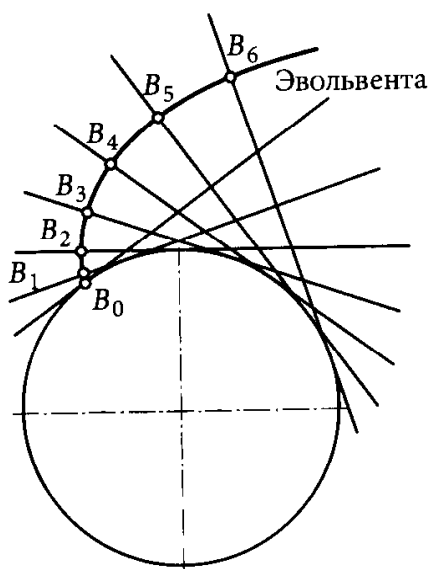


Рис. 5.5. Формирование эвольвенты

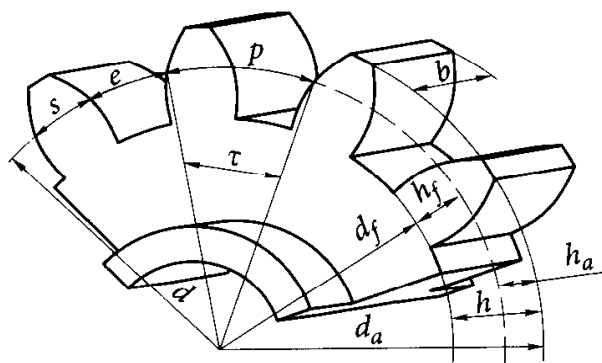


Рис. 5.6. Элементы зубчатого колеса:

d — диаметр делительной окружности; d_a — диаметр окружности вершин зубьев; d_f — диаметр окружности впадин зубьев; h — высота зуба; h_a — высота головки зуба; h_f — высота ножки зуба; p — окружной шаг зубьев; s — окружная толщина зуба; e — окружная ширина впадины; b — ширина венца; τ — угловой шаг зубьев

найти диаметр делительной окружности $d = zp$. Длина делительной окружности $l = \pi d$. Следовательно, диаметр делительной окружности

$$d = \frac{zp}{\pi}$$

Все геометрические параметры зубчатого колеса связаны с его основным параметром — модулем зубчатого колеса m . Значения модуля, мм, установлены ГОСТ 9563—60.

Шаг зацепления

$$p = \pi m.$$

Диаметр делительной окружности

$$d = mz.$$

Высота головки зуба

$$h_a = m.$$

Высота ножки зуба

$$h_f = 1,25m.$$

Высота зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25m.$$

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2,5).$$

Диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5).$$

Межосевое расстояние пары зубчатых колес

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

где d_1, d_2 — делительный диаметр соответственно ведущего и ведомого колес.

Передаточное отношение зубчатой передачи находится по формуле

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

где n_1, n_2 — частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов, мин^{-1} ; ω_1, ω_2 — угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов, рад/с .

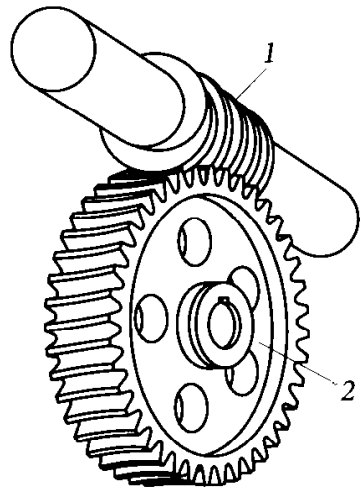
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое зубчатая передача?
2. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатой передачи?
3. Дайте классификацию зубчатых передач.
4. Какова область применения зубчатых передач основных видов?
5. Какие материалы применяют для изготовления зубчатых колес?
6. Как формируется эвольвента?
7. Назовите основные параметры зубчатого колеса.
8. Укажите различия между передаточным отношением и передаточным числом.

5.4. Червячные передачи

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между двумя скрещивающимися валами. Передача (рис. 5.7) состоит из винта 1, называемого червяком, и червячного колеса 2. На ободе червячного колеса расположены зубья, кото-

Рис. 5.7. Червячная передача:
1 — червяк; 2 — червячное колесо



рые входят в зацепление с витками червяка. Движение в червячной передаче осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи широко применяются в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

- возможности получения больших передаточных отношений в одной передаче при малых габаритных размерах; для силовых передач $i = 10 \dots 80$, для делительных механизмов $i \leq 500$;
- плавности и бесшумности при работе;
- самоторможению.

Недостатки червячных передач:

- сравнительно низкий КПД из-за потерь на трение;
- ограниченная передаваемая мощность (до 60...70 кВт) по сравнению с мощностью, передаваемой зубчатой передачей;
- повышенный износ;
- нагрев при работе и, как следствие, — необходимость в некоторых случаях применять дополнительные элементы конструкции для отвода теплоты;
- высокая стоимость материала обода колеса (бронзы).

Материалы, применяемые для изготовления червячных передач. Определяющим фактором при выборе материалов для передачи является скорость скольжения червяка относительно зубьев червячного колеса.

Червяки для силовых передач изготавливают из углеродистой или легированной стали с последующей термообработкой до твердости выше 45 HRC. Для снижения сил трения витки червяков шлифуют и полируют. Червяки из сталей 15X, 20X, 12ХН2, 18ХГТ, 20ХФ под-

вергают цементации и закалке до твердости 58 ... 63 HRC, а червяки из сталей 40, 45, 40X, 40XH закаляют до твердости 45 ... 55 HRC.

Для уменьшения сил трения венцы червячных колес изготавливают из бронзы, чугуна или пластмассы. Чугун применяют для изготовления колес при скорости скольжения $v \leq 1,5$ м/с и малых нагрузках. При скорости скольжения до 4 м/с венцы червячных колес изготавливают из безоловянных бронз (например, БрАЖ9—4). При длительной работе без перерыва и скорости скольжения $v = 5 \dots 10$ м/с применяют бронзы БрОФ10—1, БрОНФ с высокими антифрикционными и противозадирными свойствами.

Элементы червячной передачи. Червяки (рис. 5.8) характеризуются следующими параметрами:

однозаходные — осевым шагом нарезки, мм:

$$p = \pi m;$$

многозаходные — ходом, мм:

$$p_z = pz_1,$$

где m — расчетный модуль по ГОСТ 2144—76, мм; z_1 — число витков (один, два или четыре).

Угол профиля витка $\alpha = 20^\circ$.

Высота головки витка

$$h_{a1} = m.$$

Высота ножки витка

$$h_{f1} = 1,2m.$$

Высота витка

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2,2m.$$

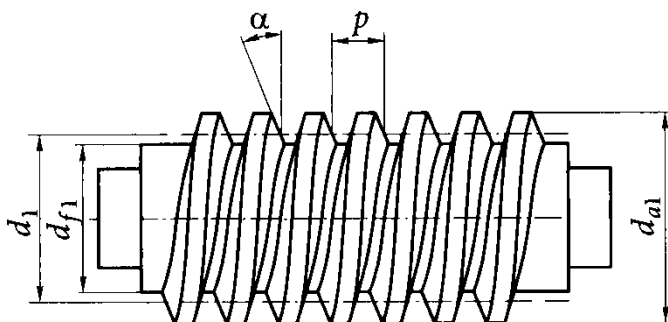


Рис. 5.8. Элементы червяка:

d_1 — диаметр делительной окружности; d_{f1} — диаметр впадин витков; d_{a1} — диаметр вершин; p — шаг червяка; α — угол профиля витка

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = mq,$$

где q — коэффициент диаметра червяка.

Угол подъема винтовой линии червяка γ определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Длину нарезанной части червяка находят по формулам

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m \text{ при } z_1 = 1 - 2;$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m \text{ при } z_1 = 4,$$

где z_2 — число зубьев червячного колеса.

На рис. 5.9 показаны элементы червячного колеса.

Диаметр делительной окружности червячного колеса

$$d_2 = mz_2.$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = m(z_2 + 2).$$

Диаметр впадин червячного колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4).$$

Наружный диаметр червячного колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширину венца червячного колеса определяют по формулам

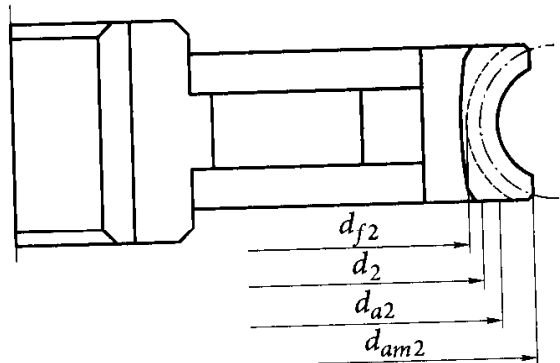
$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 - 2;$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4,$$

где d_{a1} — диаметр вершин витков червяка, мм (см. рис. 5.8).

Рис. 5.9. Элементы червячного колеса:

d_{f2} — диаметр впадин зубьев;
 d_2 — диаметр делительной окружности; d_{a2} — диаметр вершин зубьев;
 d_{am2} — наружный диаметр червячного колеса



Межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = 0,5m(q + z_2).$$

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_2 не совпадают по направлению и имеют разные значения. Поэтому зубья скользят относительно друг друга, а не обкатываются. За один оборот червяка зуб колеса перемещается на расстояние, равное подъему витка. Следовательно, передаточное отношение червячной передачи может быть определено по формуле

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\pi d_2}{\pi m z_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

где n_1, n_2 — частота вращения соответственно червяка и червячного колеса, мин^{-1} ; ω_1, ω_2 — угловая скорость соответственно червяка и червячного колеса, рад/с ; d_2 — диаметр делительной окружности червячного колеса, мм ; m — расчетный модуль, мм ; z_1 — число витков червяка; z_2 — число зубьев червячного колеса.

Контрольные вопросы

1. Опишите конструкцию червячной передачи.
2. Перечислите основные достоинства и недостатки червячной передачи.
3. Какие материалы используют для изготовления червячной передачи?
4. Назовите основные геометрические параметры червячной передачи.

5.5. Передачи винт — гайка

Передачи винт — гайка применяют в следующих целях:

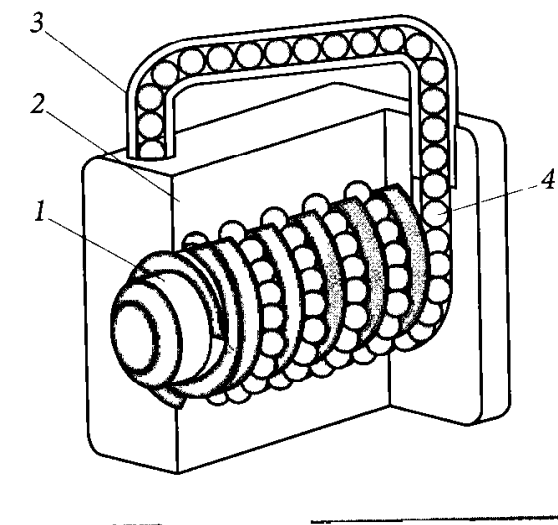
- для преобразования вращательного движения в поступательное;
- для получения точных перемещений;
- для получения больших сил при малых перемещениях (например с помощью домкратов и прессов можно получить силы 500 ... 1 000 кН).

Достоинства передачи винт — гайка:

- возможность получения медленного перемещения рабочего органа;

Рис. 5.10. Шарико-винтовая пара:

1 — винт; 2 — гайка; 3 — трубчатый канал; 4 — шарики



- простота конструкции;
- плавность и точность хода;
- большое передаточное отношение;
- способность воспринимать большие нагрузки.

Недостатком передачи винт — гайка является большое трение в резьбе, которое приводит к повышенному износу и падению КПД. Наименьшим коэффициентом трения между винтом и гайкой обладает резьба с прямоугольным профилем (см. рис. 4.20, *г*). Но из-за невысокой прочности такую резьбу применяют редко. Для передаточных винтов применяют в основном трапецеидальную резьбу (ГОСТ 9484—73) (см. рис. 4.20, *б*), прочность которой значительно выше чем резьбы с прямоугольным профилем.

Для повышения КПД передач винт — гайка стремятся уменьшить коэффициент трения в резьбе либо заменить трение скольжения трением качения. На рис. 5.10 изображена шарико-винтовая пара. Между витками резьбы винта 1 и гайки 2 размещены шарики 4. При вращении винта шарики 4 перемещаются по винтовой канавке, попадают в трубчатый канал 3 и возвращаются в полость между винтом и гайкой. Такой механизм имеет высокий КПД ($\eta \approx 0,9$) из-за малого коэффициента трения.

Материалы деталей передачи винт — гайка. Винт должен обладать достаточной прочностью, высокой износостойкостью и хорошей обрабатываемостью. Винты изготавливают из сталей У10, ХГ, ХВГ, 65Г и 40Х с последующей термообработкой. Точные винты после термообработки шлифуют. Гайки изготавливают из антифрикционных материалов — антифрикционных чугунов АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2, оловянных бронз БрОФ10-1, БрОЦС6-6-3, а также из безоловянных бронз БрАЖ9-4.

1. Каково назначение передач винт — гайка?
2. Назовите основные достоинства и недостатки винтовой передачи.
3. Что позволяет уменьшить трение в винтовой передаче?
4. Как устроена шарико-винтовая передача?
5. Какие материалы используют для изготовления винтовой передачи?

5.6. Ременные передачи

Ременная передача (рис. 5.11) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, закрепленных на валах и эластичного приводного ремня 3, надетого на шкивы с натяжением. Движение передается от ведущего шкива ведомому благодаря силам трения между ремнем и шкивом. Чем больше сила натяжения, угол обхвата шкива ремнем и коэффициент трения, тем больше передаваемая нагрузка.

В процессе работы ремни растягиваются, и для сохранения необходимых сил трения в передачах предусмотрены *натяжные устройства*. Требуемая сила натяжения ремня обеспечивается либо увеличением межосевого расстояния между шкивами, либо с помощью прижимных роликов.

Ременные передачи применяются в электроприводах, автомобилях, станках, конвейерах. Линейная скорость ремня составляет 25...50 м/с (в зависимости от типа ремня), передаваемая мощность — до 50 кВт при передаточном отношении $i = 10 \dots 15$.

Достоинства ременной передачи:

- возможность передачи движения и мощности на большие расстояния;

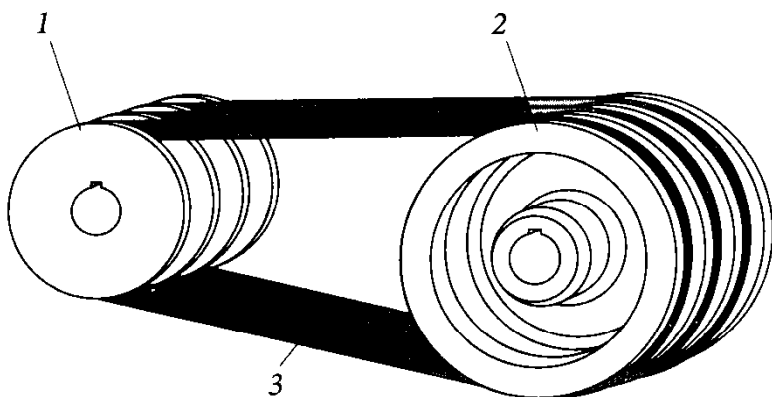


Рис. 5.11. Ременная передача:

- 1 — ведущий шкив;
- 2 — ведомый шкив;
- 3 — эластичный ремень

- плавность, бесшумность и безударность работы;
- простота конструкции и эксплуатации;
- способность выдерживать большие перегрузки, благодаря чему она является предохраняющим звеном. Ремень может передавать только определенную нагрузку, при превышении которой происходит проскальзывания ремня по шкиву.

Недостатки ременной передачи:

- значительные габаритные размеры;
- непостоянство передаточного отношения вследствие проскальзывания ремня;
- большие нагрузки на валы и опоры, а следовательно, большие потери мощности;
- низкая долговечность ремней (1000 ... 5000 ч).

Классификация и материалы ременных передач. Ременные передачи классифицируют по форме поперечного сечения приводного ремня (рис. 5.12). Ремни должны обладать высокой прочностью при действии переменных и ударных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость.

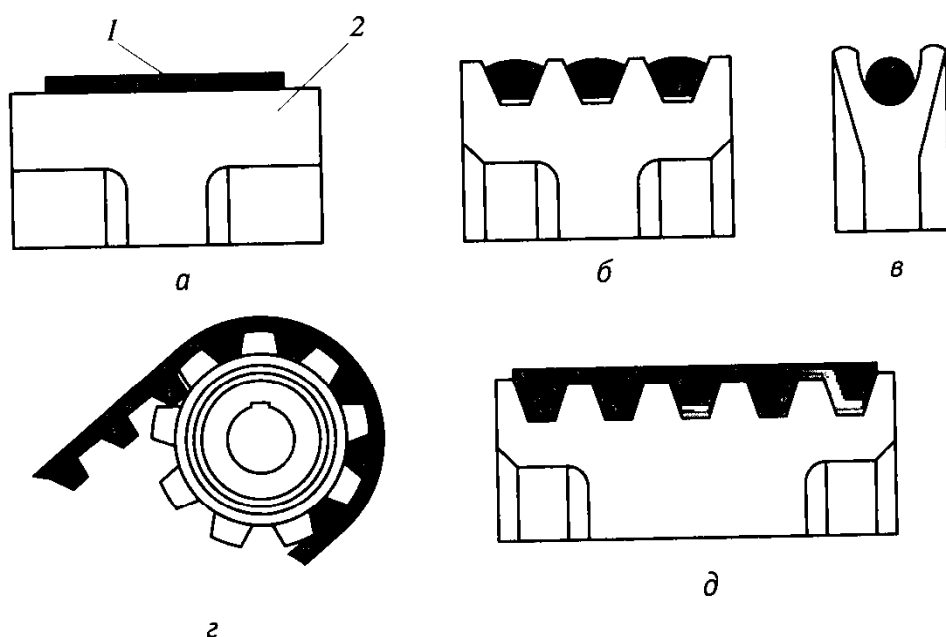


Рис. 5.12. Ремни:

а — плоский; б — клиновой; в — круглый; г — зубчатый; д — поликлиновой; 1 — ремень; 2 — шкив

Плоские ремни (рис. 5.12, а) имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, к виброустойчивости которых предъявляются жесткие требования. Такие ремни получают соединением концов полос ткани (например, прорезиненной, хлопчатобумажной, шерстяной, капроновой) или кожи.

Кожаные ремни (ГОСТ 18679—73) наиболее дорогие и поэтому малораспространенные. Они бывают однослойными и двухслойными. Кожаные ремни работают при скоростях до 45 м/с и предназначены для передачи малой или средней мощности. Такие ремни обладают хорошей тяговой способностью и являются самыми долговечными. В то же время кожаные ремни совершенно непригодны для работы в сырых помещениях, так как разбухают, их длина увеличивается и они уже не способны передавать требуемую мощность.

Резинотканевые ремни (ГОСТ 23831—79) получили наибольшее распространение. Они бывают двух видов: общего назначения, работающие при температуре $-25 \dots +60$ °С, и морозостойкие, работающие при температуре $-45 \dots +60$ °С. Резинотканевые ремни состоят из тканевого каркаса и резиновых полосок между тканевыми прокладками. Ткань прокладок обеспечивает ремням требуемые прочность и долговечность, а резина является связующим веществом и повышает коэффициент трения между ремнем и шкивом. В зависимости от расположения слоев по сечению ремни подразделяют на три типа:

- тип А — нарезное сечение, применяемое наиболее часто для шкивов малого диаметра при скорости ремня до 30 м/с;
- тип Б — послойно завернутое сечение, применяемое для тяжелых условий работы при скорости ремня до 20 м/с;
- тип В — спирально завернутое сечение, применяется при малых нагрузках при скорости ремня до 15 м/с.

Хлопчатобумажные цельнотканые ремни (ГОСТ 6982—75) ткнут из хлопчатобумажной пряжи в несколько слоев. Для увеличения прочности и долговечности их пропитывают специальным составом из озокерита и битума. Хлопчатобумажные ремни самые дешевые, но по нагрузочной способности и долговечности уступают резинотканевым ремням. Их применяют для передачи небольших мощностей при скоростях до 25 м/с.

Шерстяные ремни ткнут в несколько слоев из шерстяных нитей и пропитывают специальным составом (сурик на олифе). Шерстяные ремни менее других подвержены воздействию влаги, паров кислот и щелочей, обладают значительной упругостью и хорошо рабо-

тают при переменной нагрузке. Они работают при скорости ремня до 30 м/с.

Клиновые ремни (рис. 5.12, б) применяются наиболее часто, так как они имеют большие долговечность и тяговую способность по сравнению с плоскими ремнями. Клиновые ремни могут передавать вращение на несколько валов одновременно.

Недостатками клиновых ремней по сравнению с плоскими являются малая быстроходность (до 25 м/с) и более низкий КПД.

Клиновые ремни для приводов общего назначения изготавливают двух видов: кордотканевые и кордошнуровые. Кордотканевые ремни состоят из корда, размещенного в нескольких слоях капроновой ткани и работающего на растяжение, а также резинового слоя, работающего на сжатие. Эти слои обернуты прорезиненной тканью.

В кордошнуровых ремнях вместо кордоткани используется один ряд шнуров из корда толщиной 1,6... 1,7 мм, заключенного в слой резины. Такие ремни имеют большую гибкость по сравнению с кордотканевыми ремнями и могут применяться для шкивов малого диаметра.

Клиновые ремни устанавливаются на шкив обычно в комплекте из нескольких штук.

Круглые ремни (рис. 5.12, в) применяют в бытовой технике и приборах для передачи малой мощности при незначительных скоростях обычно в различных приборах и бытовой технике.

Зубчатые ремни (рис. 5.12, г) сочетают преимущества плоских ремней и зубчатых зацеплений. На рабочей поверхности ремня имеются зубья, которые входят в зацепление с зубьями шкивов. Зубчатые ремни изготавливают из маслостойких искусственных материалов, которые армируют стальными тросами, воспринимающими нагрузку. Зубчатые ремни устанавливают без предварительного натяжения, что уменьшает нагрузку на опоры и увеличивает КПД передачи. Так как ремень работает без скольжения, передаточное отношение передачи постоянно; кроме того, передача работает бесшумно. Зубчатые ремни позволяют передавать мощность до 200 кВт при скорости до 80 м/с.

Поликлиновые ремни (рис. 5.12, д) по конструкции подобны клиновым ремням. В тонкой плоской части находятся высокопрочные шнуры из вискозы, стекловолокна или лавсана и несколько слоев ткани, расположенной по диагонали. Ширина такого ремня в 1,5—2 раза меньше ширины комплекта клиновых ремней нормального сечения. Ремни обладают высокой гибкостью и могут работать при скорости до 50 м/с.

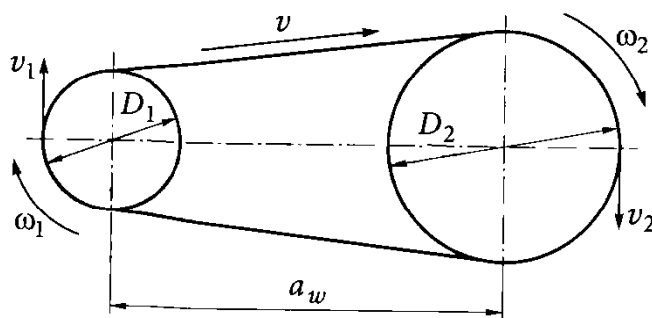


Рис. 5.13. Геометрические параметры ременной передачи

Кинематические и геометрические параметры ременной передачи. Окружные скорости шкивов (рис. 5.13) определяют по следующим формулам:

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2},$$

где v_1, v_2 — окружная скорость соответственно ведущего и ведомого шкивов, м/с; ω_1, ω_2 — угловая скорость соответственно ведущего и ведомого шкивов, рад/с; D_1, D_2 — диаметр соответственно ведущего и ведомого шкивов, м.

В процессе работы ветви ремня растягиваются неравномерно. При контакте ремня и ведущего шкива сила натяжения падает, ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиве ремень, наоборот, удлиняется, опережая шкив. Проскальзывание характеризуется *коэффициентом скольжения* ε , который отражает относительную потерю скорости на шкивах:

$$\varepsilon = \frac{(v_1 - v_2)}{v_1}.$$

При расчетах принимают $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$.

С учетом скольжения передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}.$$

При проектировании ременных передач определяют диаметры шкивов, межосевое расстояние, расчетную длину ремня и угол обхвата на малом шкиве.

Минимальное межосевое расстояние находят по следующим формулам:

для плоскоремной передачи $a_{w\min} = 0,5(D_1 + D_2)$,

для клиноременной передачи $a_{w\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h$,

где h — высота сечения ремня, мм.

Во избежание увеличения габаритных размеров максимальное межосевое расстояние ограничивают:

$$a_{w\max} = 2(D_1 + D_2).$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем заключаются достоинства и недостатки ременной передачи?
2. Из каких материалов изготавливают ремни и какова область их применения?
3. Дайте классификацию ремней в зависимости от формы их поперечного сечения.
4. Каковы достоинства и недостатки, а также область применения ременных передач с различным профилем сечения ремня?
5. Как определяют передаточное отношение ременной передачи?
6. Почему происходит проскальзывание ремня на шкивах?
7. Какие основные геометрические характеристики ременной передачи вы знаете?

5.7. Цепные передачи

Цепная передача (рис. 5.14) в простейшем случае состоит из цепи 2 и двух звездочек — ведущей 3 и ведомой 1. Цепь может охватывать две звездочки и более. Передачи, работающие при больших нагрузках и скоростях, помещают в защитный кожух и снабжают натяжными устройствами и приспособлениями для смазывания.

Цепные передачи используют для передачи движения без проскальзывания на большие расстояния (до 8 м). Передаваемая мощность цепной передачи обычно не превышает 100 кВт. Для тихоходных передач (скорость цепи $v < 2$ м/с) передаточное отношение $i = 7 \dots 15$, для среднескоростных передач ($v = 2 \dots 6$ м/с) $i = 3 \dots 6$; для быстроходных передач ($v = 6 \dots 15$ м/с) $i \leq 3$.

Основные достоинства цепной передачи:

- компактность по сравнению с ременной передачей;
- меньшая, чем у ременной передачи, нагрузка на валы, так как предварительное натяжение цепи невелико;
- высокий КПД ($\eta = 0,95 \dots 0,98$);

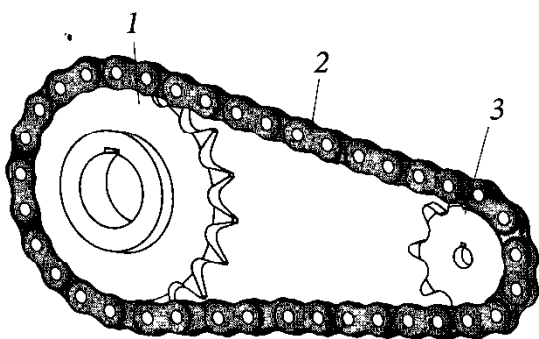


Рис. 5.14. Цепная передача:

1 — ведомая звездочка; 2 — цепь;
3 — ведущая звездочка

- возможность передачи одной цепью вращения нескольким валам;
- отсутствие проскальзывания.

Недостатки цепной передачи, обусловленные тем, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многограннику, а также другими особенностями, следующие:

- интенсивное изнашивание шарниров и вытягивание цепи;
- шум при работе;
- дополнительные динамические нагрузки;
- непостоянство скорости цепи, особенно заметное при малых числах зубьев звездочек;
- необходимость более высокой точности установки валов, чем у ременной передачи;
- затруднительный подвод смазочного материала к шарнирам звездочки;
- невозможность реверсирования движения без пауз;
- сравнительно небольшие окружные скорости вследствие роста центробежных сил;
- высокая стоимость.

Цепные передачи широко применяются в тихоходных механизмах: конвейерах, механизмах сельскохозяйственных, химических и деревообрабатывающих машин.

Конструкции и виды цепей. Наиболее распространенными видами цепей являются втулочные, роликовые (ГОСТ 13568—97), зубчатые (ГОСТ 13552—81) и фасонные.

Втулочная цепь (рис. 5.15) состоит из внутренних пластин 1, напрессованных на втулки 4, которые свободно вращаются на валиках 3. На валиках 3 напрессованы наружные пластины 2. Это позволяет свободно поворачиваться внутренним пластинам 1 относи-

Рис. 5.15. Втулочная цепь:

1 — внутренние пластины; 2 — наружные пластины; 3 — валики; 4 — втулки

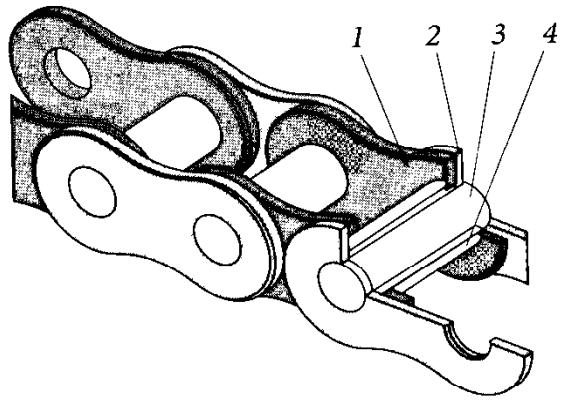


Рис. 5.16. Роликовая цепь:

1 — внутренние пластины; 2 — наружные пластины; 3 — валики; 4 — втулки; 5 — ролики

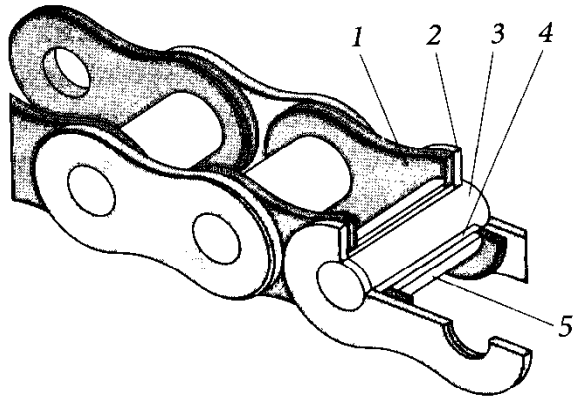
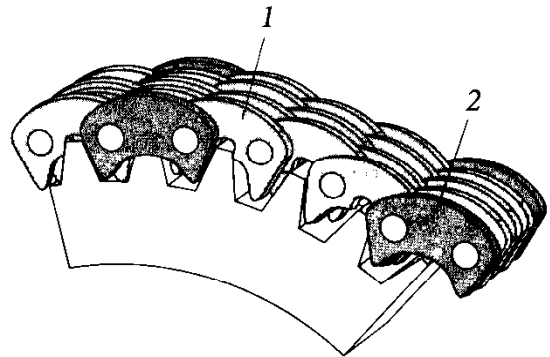


Рис. 5.17. Зубчатая цепь:

1 — рабочие пластины; 2 — направляющие пластины



тельно наружных пластин 2, при этом взаимное скольжение осуществляется между втулками 4 и валиками 3. Стандартные втулочные цепи выпускаются двух видов: однорядные (ПВ) и двухрядные (2ПВ). Эти цепи просты по конструкции, имеют небольшую массу и небольшую стоимость. В то же время эти цепи менее износостойчивы и, следовательно, могут применяться только при небольших скоростях (до 10 м/с).

Роликовая цепь (рис. 5.16) отличается от втулочной тем, что на ее втулках 4 устанавливают свободно вращающиеся ролики 5. Ро-

лики катятся по зубьям звездочек, заменяя трение скольжения трением качения, при этом износ цепи значительно меньше. Роликовые цепи можно применять в передачах при окружных скоростях до 20 м/с.

Зубчатая цепь (рис. 5.17) состоит из набора рабочих пластин 1 с двумя зубьями и впадиной между ними для зуба звездочки. Цепи изготавливают с шарнирами трения качения. Чтобы цепь не соскочила со звездочки в процессе работы, в средней части или по бокам цепи устанавливают направляющие пластины 2. Если эти пластины устанавливают посередине цепи, на звездочке выполняют специальную проточку.

Интенсивность шума зубчатых цепей меньше, чем втулочных и роликовых, вследствие лучших условий зацепления с зубьями звездочек. Так как ширина зубчатых цепей не ограничена, зубчатые цепи можно применять для передачи мощностей больших, чем у других видов цепей. Но эти цепи имеют большую массу, трудоемки в изготовлении, дороги и поэтому имеют ограниченное применение.

Фасонные цепи применяют для передачи небольших мощностей при скоростях до 3...4 м/с в основном в сельскохозяйственных машинах, а также как тяговые и грузовые цепи (например, для подъема крышки термопечи). Звенья цепи штампуют из полосовой стали 30Г либо отливают из ковкого чугуна.

Основные геометрические параметры передачи. Как уже говорилось выше, цепь на звездочке расположена не по окружности, а по многоугольнику. Чем больше вершин у многоугольника, тем ниже уровень шума и выше плавность работы цепи. Это накладывает ограничения на минимальное число зубьев малой звездочки z_1 (табл. 5.1).

Обычно принимают нечетные числа зубьев звездочек и четное число звеньев цепи, что способствует равномерному износу передачи. Кроме того, четное число звеньев цепи исключает необходимость применения специального переходного звена.

Основной характеристикой цепи является ее шаг t — расстояние между осями двух смежных роликов, от которого зависит

Таблица 5.1. Число зубьев малой звездочки z_1 в зависимости от передаточного отношения i

Цепь	z_1 при i					
	1	2	3	4	5	6
Роликовая и втулочная	31	27	25	23	21	17
Зубчатая	40	35	31	27	23	19

несущая способность цепи. С одной стороны, статическая нагрузочная способность цепи возрастает с увеличением шага, так как при этом увеличиваются диаметры роликов и площади соприкосновения со звездочкой. С другой стороны, шаг цепи следует выбирать как можно меньше для снижения динамических нагрузок, возникающих вследствие ударов при набегании цепи на звездочку.

Диаметр делительной окружности звездочки, мм:

$$d = \frac{t}{\sin(180^\circ/z)},$$

где t — шаг цепи, мм; z — число зубьев звездочки.

Диаметр вершин зубьев звездочек

$$d_a = t[\operatorname{ctg}(180^\circ/z) + 0,5].$$

Если угол обхвата малой звездочки не менее 120° , то минимальное межосевое расстояние передачи, мм, находят по эмпирической формуле

$$a_{w\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \dots 50);$$

оптимальное межосевое расстояние, мм:

$$a_w = (30 \dots 50)t,$$

где d_{a1} , d_{a2} — диаметр вершин зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочек, мм; t — шаг цепи, мм.

Среднее передаточное отношение цепной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 , ω_2 — угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов, рад/с; z_2 , z_1 — число зубьев соответственно ведомой и ведущей звездочек.

Средняя скорость цепи

$$v = \frac{zt\omega}{2\pi},$$

где z — число зубьев звездочки; t — шаг цепи, мм; ω — угловая скорость, рад/с.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как устроена цепная передача?
2. Какие основные достоинства и недостатки цепной передачи?
3. Какие виды цепей вы знаете и каково их применение?
4. В чем различие между втулочной и роликовой цепью?
5. Какова конструкция зубчатой цепи? Какие у нее преимущества и недостатки по сравнению со втулочной и роликовой цепями?
6. Перечислите основные геометрические параметры цепной передачи.
7. Почему относительно цепной передачи можно говорить только о среднем передаточном отношении и средней окружной скорости ведомой звездочки?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1. Нормальные линейные размеры от 1 до 950 мм
(ГОСТ 6636—69 в ред. 1990 г.)

Ряды											
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
1,0	1,0	1,0	1,00	4,0	4,0	4,0	4,0	16	16	16	16
			1,05				4,2				17
		1,1	1,10			4,5	4,5			18	18
			1,15				4,8				19
	1,2	1,2	1,2		5,0	5,0	5,0		20	20	20
			1,3				5,3				21
		1,4	1,4			5,6	5,6			22	22
			1,5				6,0				24
1,6	1,6	1,6	1,6	6,3	6,3	6,3	6,3	25	25	25	25
			1,7				6,7				26
		1,8	1,8			7,1	7,1			28	28
			1,9				7,5				30
	2,0	2,0	2,0		8,0	8,0	8,0		32	32	32
			2,1				8,5				34
		2,2	2,2			9,0	9,0			36	36
			2,4				9,5				38
2,5	2,5	2,5	2,5	10	10	10	10,0	40	40	40	40
			2,6				10,5				42
		2,8	2,8			11	11,0			45	45
			3,0				11,5				48
	3,2	3,2	3,2		12	12	12		50	50	50
			3,4				13				53
		3,6	3,6			14	14			56	56
			3,8				15				60

Ряды												
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	
63	63	63	63	160	160	160	160	400	400	400	400	
			67				170					420
			71				180					450
			75				190					480
80	80	80	80	200	200	200	200	500	500	500	500	
			85				210					530
			90				220					560
			95				240					600
100	100	100	100	250	250	250	250	630	630	630	630	
			105				260					670
			110				280					710
			120				300					750
			125				320					800
			130				340					850
125	125	125	125	320	320	320	320	800	800	800	800	
			130				340					850
			140				360					900
		140	140			360	360			900	900	
		150	150			380	380			950	950	

Примечание. Предпочтение следует отдавать рядам с более крупной градацией, т.е. ряд Ra 5 следует предпочитать ряду Ra 10; ряд Ra 10 — ряду Ra 20; ряд Ra 20 — ряду Ra 40.

Таблица П2. Размеры метрической резьбы, мм (ГОСТ 9150—81)

$d=D$	p	$d_2=D_2$	$d_1=D_1$	d_3	$d=D$	p	$d_2=D_2$	$d_1=D_1$	d_3
6	1	5,350	4,917	4,713	10	1	9,350	8,917	8,773
	0,75	5,513	5,188	5,080		0,75	9,513	9,188	9,080
	0,5	5,675	5,459	5,387		0,5	9,675	9,459	9,387
8	1,25	7,188	6,647	6,466	12	1,75	10,863	10,106	9,853
	1	7,350	6,917	6,773		1,5	11,026	10,376	10,160
	0,75	7,513	7,188	7,080		1,25	11,188	10,647	10,466
	0,5	7,675	7,454	7,387		1	11,350	10,917	10,773
	1,5	9,026	8,376	8,160		0,75	11,513	11,188	11,080
	1,25	9,188	8,647	8,466		0,5	11,675	11,459	11,387

$d=D$	p	$d_2=D_2$	$d_1=D_1$	d_3	$d=D$	p	$d_2=D_2$	$d_1=D_1$	d_3
14	2	12,701	11,836	11,546	22	0,75	21,513	21,188	21,080
	1,5	13,026	12,376	12,160		0,5	21,675	21,459	21,387
	1,25	13,188	12,647	12,466	24	3	22,051	20,752	20,319
	1	13,350	12,917	12,773		2	22,701	21,835	21,546
	0,75	13,513	13,188	13,080		1,5	23,026	22,376	22,160
	0,5	13,675	13,459	13,387		1	23,350	22,917	22,773
16	2	14,701	13,835	13,546	28	0,75	23,513	23,188	23,080
	1,5	15,026	14,376	14,160		2	26,701	25,835	25,546
	1	15,350	14,917	14,773	30	1,5	27,026	26,376	26,160
	0,75	15,513	15,188	15,080		1	27,350	26,917	26,773
	0,5	15,675	15,459	15,387		3,5	27,727	26,211	25,706
	18	2,5	16,376	15,294		14,933	32	3	28,051
2		16,701	15,835	15,546	2	28,701		27,835	27,546
1,5		17,026	16,376	16,160	36	1,5	29,026	28,376	28,160
1		17,350	16,917	16,773		1	29,350	28,917	28,773
0,75		17,513	17,188	17,080		0,75	29,513	29,188	29,080
0,5		17,675	17,459	17,387		2	30,701	29,835	29,546
20	2,5	18,376	17,294	16,933	40	1,5	31,026	30,376	30,160
	2	18,701	17,835	17,546		4	33,402	31,670	31,093
	1,5	19,026	18,376	18,160	40	3	34,051	32,752	32,319
	1	19,350	18,917	18,773		2	34,701	33,835	33,546
	0,75	19,513	19,188	19,080		1,5	35,026	34,376	34,160
	0,5	19,675	19,459	19,387		1	35,350	34,917	34,773
22	2,5	20,376	19,294	18,933	40	3	38,051	36,752	36,319
	2	20,701	19,835	19,546		2	38,701	37,835	37,546
	1,5	21,026	20,376	20,160		1,5	39,026	38,376	38,160
	1	21,350	20,917	20,773					

Таблица П3. Размеры шлицевых прямобоочных соединений, мм
(ГОСТ 1139—80)

$z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 , не менее	a , не менее	r , не более	Серия
6×23×26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,2	Легкая
6×26×30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,2	

$z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 , не менее	a , не менее	r не более	Серия
6×28×32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,2	
8×32×36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,3	
8×36×40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,3	
8×42×46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,3	
8×46×50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,3	
8×52×58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	
8×56×62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	
6×23×28	6	23	28	6	21,3	1,34	0,2	Средняя
6×26×32	6	26	32	6	23,4	1,65	0,3	
6×28×34	6	28	34	7	25,9	1,70	0,3	
8×32×38	8	32	38	6	29,4	—	0,3	
8×36×42	8	36	42	7	33,5	1,02	0,3	
8×42×48	8	42	48	8	39,5	2,57	0,3	
8×46×54	8	46	54	9	42,7	—	0,5	
8×52×60	8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	
8×56×65	8	56	65	10	52,2	2,50	0,5	
10×21×26	10	21	26	3	18,5	—	0,2	Тяжелая
10×23×29	10	23	29	4	20,3	—	0,2	
10×26×32	10	26	32	4	23,0	—	0,3	
10×28×35	10	28	35	4	24,4	—	0,3	
10×32×40	10	32	40	5	28,0	—	0,3	
10×36×45	10	36	45	5	31,3	—	0,3	
10×42×52	10	42	52	6	36,9	—	0,3	
10×46×56	10	46	56	7	40,9	—	0,5	
16×52×60	16	52	60	5	47,0	—	0,5	
16×56×65	16	56	65	5	50,6	—	0,5	

Примечание. z — число зубьев; d — внутренний диаметр шлицевого вала; D — наружный диаметр шлицевого вала; b — ширина шлицевого зуба; d_1 — диаметр вала по канавкам для выхода шлифовального круга; a — ширина площадки впадины между двумя зубьями; r — радиус ребер шлицевой канавки.

Таблица П4. Размеры призматических шпонок, мм (ГОСТ 23360—78)

d	b	h	l	t_1	t_2	r_{\min}	r_{\max}	K
12...17	5	5	10...56	3	2,3	0,16	0,25	2,3
17...22	6	6	14...70	3,5	2,8			2,6
22...30	8	7	18...90	4	3,3			3,0
30...38	10	8	22...110	5	3,3	0,25	0,4	3,5
38...44	12	8	28...140	5	3,3			3,6
44...50	14	9	36...160	5,5	3,8			4,0
50...58	16	10	45...180	6	4,3			4,3
58...65	18	11	50...200	7	4,4			4,8
65...75	20	12	56...220	7,5	4,9	0,4	0,6	5,2
75...85	22	14	63...250	9	5,4			6,0
85...95	25	14	80...320	9	5,4			6,2

Примечания: 1. Обозначения: d — диаметр вала; b — ширина шпонки; l — длина шпонки; t_1 — глубина паза вала; t_2 — глубина паза втулки; r_{\min} — наименьшее закругление ребер пазов; r_{\max} — наибольшее закругление ребер пазов; K — справочный размер для расчетов шпонки на смятие; $K \approx h - t_1$.

2. Длину l выбирают из ряда: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160 мм.

Пример условного обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 110$ мм: Шпонка 18×11×110.

Таблица П5. Обозначения сечения клинового ремня

Передаваемая мощность, кВт	Обозначения сечения ремня при скорости, м/с		
	до 5	от 5 до 10	более 10
До 1	Z, A	Z, A	Z
1...2,2	Z, A, B	Z, A	Z, A
2...4	A, B	Z, A, B	Z, A
4...7,5	B, C	A, B	A, B
7,5...15	C	B, C	B, C
15...30	—	C	C, D
30...60	—	D, E	C, D
60...120	—	E	D, E
120...200	—	E, EO	D, E
Более 200	—	—	E, EO

Таблица П6. Расчетный диаметр малого шкива клиноременной передачи и мощность, передаваемая одним ремнем

Обозначение сечения ремня	Расчетный диаметр малого шкива, мм	Мощность, передаваемая одним ремнем, кВт, при скорости ремня, м/с					
		2	5	10	15	20	25
Z	63	0,15	0,36	0,69	1,03	1,26	1,18
	71	0,17	0,39	0,78	1,15	1,38	1,26
	80	0,20	0,45	0,85	1,21	1,51	1,47
	Не менее 90	0,21	0,49	0,93	1,33	1,67	1,62
A	90	0,37	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,37	0,81	1,47	2,03	2,41	2,29
	Не менее 125	0,44	0,96	1,69	2,29	2,65	2,65
B	125	0,59	1,10	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,66	1,25	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,74	1,40	2,50	3,60	4,35	4,35
	Не менее 180	0,81	1,55	2,72	3,82	4,71	4,94
C	200	1,03	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73
	280	1,33	2,88	5,00	7,07	7,80	8,10
D	315	—	4,71	8,45	11,02	11,90	10,08
	355	—	5,15	9,20	12,08	13,72	13,32
	400	—	5,59	10,08	13,52	15,72	15,80
	450	—	6,10	10,98	14,56	17,00	17,25
E	500	—	7,35	14,00	18,40	20,46	20,46
	560	—	8,45	15,25	20,00	23,60	24,30
	600	—	9,43	16,08	22,30	26,50	27,50
	710	—	9,80	18,00	24,10	29,00	31,20
EO	800	—	11,75	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	—	13,10	25,20	34,60	40,60	44,90
	1000	—	14,35	27,20	38,20	44,90	49,30

Таблица П7. Некоторые значения параметров m , q и zF_1 червячных передач (ГОСТ 2144-76)

m , мм	2; 2,5			3		3,5		4				5		
q	10	12	16*	10	12	12*	14*	9	10	12*	16*	9	12	16*

Окончание табл. П7

m , мм	6		7			8				10		
q	9	10	9	10	12	8	9	10	12	8	10	12*

Примечание. Число заходов z_1 равно 1, 2, 4 для всех значений q , для значений, отмеченных звездочкой, $z_1 = 1$.

Таблица П8. Допускаемое давление в шарнирах цепи

ωT_1 , рад/с	[p], МПа, при шаге цепи t , мм			
	12,7...15,875	19,05...25,4	31,75...38,1	44,45...50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—
210	16,3	—	—	—
250	14,7	—	—	—
293	13,4	—	—	—
335	—	—	—	—

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аркуша А. И. Техническая механика: Теоретическая механика и сопротивление материалов : учебник / А. И. Аркуша. — М. : Высш. шк., 2000. — 359 с.
2. Верейна Л. И. Техническая механика : учебник / Л. И. Верейна, М. М. Краснов. — М. : Издательский центр «Академия», 2007. — 288 с.
3. Завистовский В. Э. Техническая механика / В. Э. Завистовский, Н. М. Захаров. — Минск : Амалфед, 2000. — 416 с.
4. Цикович Г. М. Сопротивление материалов : учебник / Г. М. Цикович. — М. : Высш. шк., 1982. — 383 с.
5. Олофинская В. П. Техническая механика / В. П. Олофинская. — М. : Инфра-М, 2002. — 132 с.
6. Олофинская В. П. Техническая механика : курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий / В. П. Олофинская. — М. : Инфра-М, 2007. — 349 с.
7. Сапрыкин В. Н. Техническая механика / В. Н. Сапрыкин. — Ростов н/Д : Феникс, 2003. — 560 с.
8. Цивильский В. Л. Техническая механика: Теоретическая механика и сопротивление материалов / В. Л. Цивильский. — М. : Высш. шк., 2005. — 368 с.

Таблица П9. Предельно допустимая угловая скорость и частота вращения малой звездочки для цепей различных типов

z_1	ω_{\max} , рад/с, при t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
<i>Для втулочных и роликовых цепей</i>								
15	240/2650	200/1900	141/1450	120/950	104/690	78/520	68/450	63/420
23	262/2900	220/2070	157/1580	131/1030	115/750	84/560	78/520	68/450
30	272/3000	230/2150	162/1650	136/1070	115/780	89/590	78/540	73/480
<i>Для зубчатых цепей</i>								
17...35	346/3300	277/2650	230/2200	173/1650	136/1300	—	—	—

Примечание. В числителе условной дроби — угловая скорость, рад/с, в знаменателе — частота вращения звездочки (округленно), мин⁻¹.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
Глава 1. Общие сведения о механизмах и машинах.....	5
1.1. Основные понятия.....	5
1.2. Кинематические пары.....	7
1.3. Работоспособность деталей машин.....	11
Глава 2. Теоретическая механика (раздел статика).....	16
2.1. Основные термины, определения и аксиомы.....	16
2.2. Плоская система сходящихся сил.....	21
2.3. Момент силы относительно точки. Пара сил и момент пары.....	25
2.4. Произвольная плоская система сил.....	27
2.5. Пространственная система сил.....	33
2.6. Трение.....	36
Глава 3. Сопротивление материалов.....	40
3.1. Основные положения.....	40
3.2. Растяжение и сжатие.....	44
3.3. Сдвиг.....	49
3.4. Кручение.....	52
3.5. Изгиб.....	58
Глава 4. Сведения о деталях машин.....	68
4.1. Классификация деталей и сборочных единиц общего назначения.....	68
4.2. Оси и валы.....	68
4.3. Опоры осей и валов.....	72
4.4. Муфты.....	77
4.5. Пружины.....	85
4.6. Разъемные соединения.....	88
4.6.1. Резьбовые соединения.....	88
4.6.2. Шпоночные соединения.....	95
4.6.3. Шлицевые соединения.....	97
4.7. Неразъемные соединения.....	99
4.7.1. Заклепочные соединения.....	99
4.7.2. Сварные соединения.....	103
Глава 5. Механические передачи.....	106
5.1. Общие сведения.....	106
5.2. Фрикционные передачи.....	108
5.3. Зубчатые передачи.....	111
5.4. Червячные передачи.....	116
5.5. Передачи винт — гайка.....	120
5.6. Ременные передачи.....	122
5.7. Цепные передачи.....	127
Приложение.....	133
Список литературы.....	141

Издательским центром «Академия» выпущены и готовятся к выпуску следующие учебные издания, составляющие учебно-методические комплекты по общепрофессиональным дисциплинам для профессий технического профиля:

Допуски, посадки и технические измерения

- Допуски, посадки и технические измерения
- Допуски, посадки и технические измерения. Рабочая тетрадь
- Допуски, посадки и технические измерения. Лабораторно-практические работы
- Допуски, посадки и технические измерения. Контрольные материалы
- Допуски, посадки и технические измерения. Методика преподавания

Электротехника

- Электротехника (для неэлектротехнических специальностей)
- Электротехника. Рабочая тетрадь (для неэлектротехнических специальностей)
- Электротехника (для электротехнических специальностей)
- Электротехника. Рабочая тетрадь (для электротехнических специальностей)
- Сборник задач по электротехнике
- Лабораторно-практические работы по электротехнике
- Рабочая тетрадь к лабораторным работам по электротехнике
- Контрольные материалы по электротехнике
- Электротехника и электроника. Плакаты
- Методика преподавания электротехники

Техническая механика

- Основы технической механики
- Основы технической механики. Рабочая тетрадь
- Методика преподавания технической механики

Автоматизация производства

- Основы автоматизации производства
- Автоматизация производства (металлообработка)
- Автоматизация производства (металлообработка). Рабочая тетрадь
- Основы автоматизации производства. Лабораторные работы
- Основы автоматизации производства. Рабочая тетрадь к лабораторным работам
- Основы автоматизации производства. Контрольные материалы
- Основы автоматизации производства. Плакаты

Учебно-методический комплект по дисциплине
«Техническая механика» для профессий
технического профиля включает в себя следующие
учебные материалы:

- Основы технической механики
- Основы технической механики. Рабочая тетрадь
- Методика преподавания технической механики

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ

ISBN 978-5-7695-4974-8



Издательский центр «Академия»
www.academia-moscow.ru