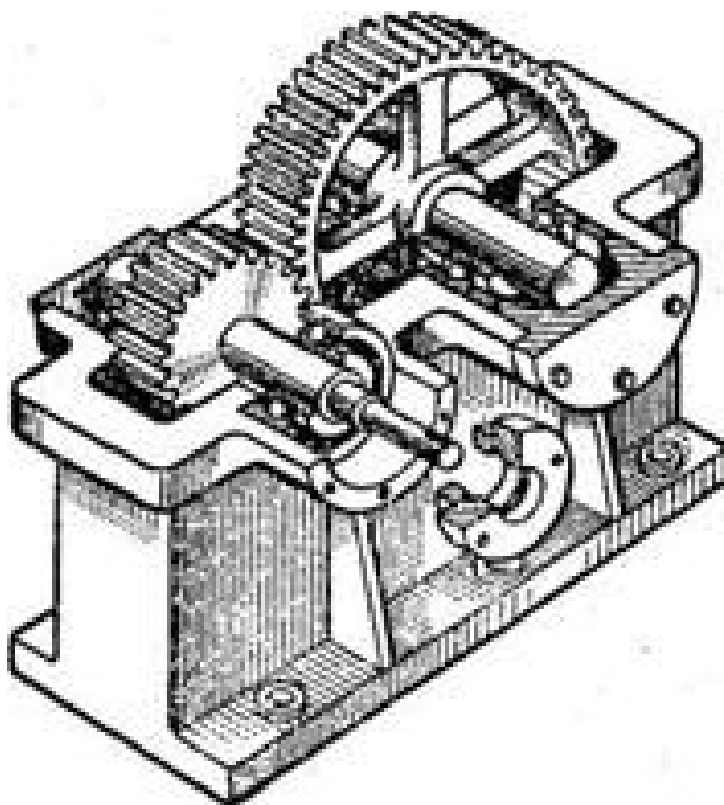


**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**
**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКСТИЛЬНОЙ И
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Шин И.Г., Дрёмова Н.В.

КУРС ЛЕКЦИЙ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН



Ташкент-2013

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Шин И.Г., Дрёмова Н.В.

КУРС ЛЕКЦИЙ По Деталям Машин

пособие для студентов

5320300 – Технологические машины и оборудование
(Текстильная, легкая и хлопковая промышленности)

5610600 Техника и технология оказания услуг
(текстильной, легкой, хлопковой промышленности)

Ташкент 2013

УДК 621.81
ББК 34.44я73
Г 65

Пособие содержит основные положения по деталям машин, предназначено для студентов **5320300** – Технологические машины и оборудование (Текстильная, легкая и хлопковая промышленности)
5610600 - Техника и технология оказания услуг (Текстильной, легкой, хлопковой промышленности)
и может быть использовано студентами других технологических специальностей и направлений.

Авторы: **Шин И.Г.**, кандидат технических наук, доцент и
Дрёмова Н.В., старший преподаватель
кафедры «Механика машин».

Рецензенты: Шукуров М.М., д.т.н., профессор ТИТЛП
Алимухамедов Ш.П. д.т.н., профессор ТАДИ

Утверждено научно-методическим
Советом ТИТЛП
(протокол № 3 от « 29 » марта 2013 г

Размножено в типографии ТИТЛП в « » экз.

Шин И.Г., Дрёмова Н.В., 2012
ТИТЛП, 2012

Содержание

Введение	7
1. Основные понятия и определения	7
1.1. Контрольные вопросы	12
1.2. Тесты для самопроверки	14
Соединения	
2. Сварные соединения	17
2.1. Общие сведения о сварных соединениях.	17
2.2. Конструктивные разновидности сварных соединений и типы швов	18
2.3. Расчет сварных соединений при осевом нагружении	20
2.4. Допускаемые напряжения для сварных соединений	21
2.5. Последовательность проектного расчета сварных соединений при осевом нагружении	21
2.6. Рекомендации по конструированию сварных соединений встык и в нахлест	22
3. Заклепочные соединения	24
3.1. Образование заклепочного шва	24
3.2. Достоинства, недостатки и применение заклепочных соединений	25
3.3. Краткие сведения о материалах заклепочных соединений	25
3.4. Расчет на прочность элементов заклепочного шва	28
3.5. Допускаемые напряжения для заклепочных соединений	30
3.6. Последовательность проектного расчета прочных заклепочных швов при осевом нагружении	31
3.7. Рекомендации по конструированию заклепочных швов	32
3.8. Контрольные вопросы	33
3.9. Тесты для самопроверки	34
4. Резьбовые соединения	46
4.1. Общие сведения	46
4.2. Момент завинчивания, КПД и условие самоторможения	56
4.3. Расчет резьбовых соединений при различных случаях нагружения	62
4.4. Порядок проектирования резьбовых соединений	77
5. Шпоночные соединения	79
5.1. Общие сведения	79
5.2. Проверочный расчет шпоночных соединений	84
5.3. Материал шпонок и допускаемые напряжения	85
5.4. Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений	85
5.5. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений	86
5.6. Контрольные вопросы	87
5.7. Тесты для самопроверки	90

6.	Зубчатые (шлицевые) соединения	101
6.1.	Общие сведения	101
6.2.	Разновидности зубчатых соединений	101
6.3.	Проверочный расчет зубчатых соединений	104
6.4.	Последовательность расчета зубчатых соединений	105
7.	Соединение деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)	107
7.1.	Общие сведения	107
7.2.	Проверка прочности деталей цилиндрического соединения	111
	Механические передачи	113
8.	Ременные передачи	113
8.1.	Общие сведения	117
8.2.	Основы расчета ременных передач	117
8.3.	Кинематические параметры	118
8.4.	Геометрические параметры передачи	119
8.5.	Силы и силовые зависимости	119
8.6.	Потери в передаче и КПД	122
8.7.	Допускаемые полезные напряжения в ремне	123
8.8.	Нагрузка на валы и опоры	124
8.9.	Расчет ременных передач по тяговой способности	124
8.10.	Расчет ременных передач на долговечность	125
8.11.	Последовательность расчета плоскоремennых передач	125
8.12.	Последовательность расчета клиноремennых передач	126
8.13.	Контрольные вопросы	127
8.14.	Тесты для самопроверки	129
9.	Цепные передачи	133
9.1.	Общие сведения	133
9.2.	Кинематика цепной передачи	136
9.3.	Основные геометрические соотношения в цепных передачах	136
9.4.	Усилия в ветвях	137
9.5.	Нагрузка на валы звездочек	138
9.6.	Расчет цепной передачи на износостойкость	138
9.7.	Последовательность расчета цепных передач	139
9.8.	Контрольные вопросы	140
9.9.	Тесты для самопроверки	141
10.	Фрикционные передачи	143
10.1.	Общие сведения	143
10.2.	Цилиндрическая фрикционная передача	148
10.3.	Расчет на прочность цилиндрических фрикционных передач с гладкими катками	148
10.4.	Расчет по нагрузке на единицу длины контактной линии	150
10.5.	Последовательность проектного расчета фрикционных передач	150

10.6.	Рекомендации по конструированию фрикционных передач	151
10.7	Контрольные вопросы	151
10.8	Тесты для самопроверки	153
11.	Зубчатые передачи	158
11.1.	Общие сведения	158
11.2.	Цилиндрические зубчатые передачи	165
11.3.	Конические зубчатые передачи	176
11.4.	Червячные передачи	187
11.5	Контрольные вопросы	197
11.6.	Тесты для самопроверки	201
11.7	Контрольные вопросы	213
11.8	Тесты для самопроверки	215
12.	Передача винт—гайка	218
12.1	Контрольные вопросы	220
12.2	Тесты для самопроверки	221
13.	Валы и оси	223
13.1.	Общие сведения	223
13.2.	Проектный расчет валов	225
13.3.	Уточненный расчет валов	226
13.4	Контрольные вопросы	230
13.5	Тесты для самопроверки	231
14.231	Подшипники качения	237
14.1.	Общие сведения и классификация	237
14.2.	Виды повреждений, критерии работоспособности и расчета	240
14.3.	Подбор подшипников по динамической грузоподъемности	241
14.4.	Проверка и подбор подшипников по статической грузоподъемности	243
14.5	Особенности расчета нагрузки радиально-упорных подшипников	244
14.6	Контрольные вопросы	246
14.7	Тесты для самопроверки	248
15.	Муфты	263
15.1.	Муфты глухие	264
15.2.	Муфты компенсирующие жесткие	266
15.3.	Муфты упругие	271
15.4	Контрольные вопросы	273
15.5	Тесты для самопроверки	274
16	Глоссарий	282
	Список литературы	288

ВВЕДЕНИЕ

Лекции написаны по программе курса с традиционным названием «Детали машин» для технических специальностей и отражает опыт работы кафедры «Механики машин».

Общее количество часов, отведенное на дисциплину «Детали машин» составляет 180 часов, из которых 36 часов – лекции, 36 часов – практические занятия, 36 часа – лабораторные работы, 72 часа самостоятельной работы и курсовой проект.

В курсе лекций изложены теоретические основы и инженерные методы расчета и проектирования деталей и узлов машин – неотъемлемые составляющие конструирования. Рассмотрены 15 тем по основным разделам курса: разъемные и неразъемные соединения; передачи трением и зацеплением; валы и оси; подшипники качения и скольжения; муфты приводов. Курс лекций включает справочный материал, необходимый для иллюстрации теоретических расчетов. Все расчеты связаны с главными критериями работоспособности деталей машин. Пособие дает представление об основных понятиях, изучение которых поможет студентам инженерно-педагогического факультета освоить принципы работы и создания конструкции общемашиностроительного назначения. Вместе с другими литературными источниками данный курс лекций призван заложить основу конструкторской подготовки, формирования широкого инженерного мышления.

В лекциях, как известно, есть возможность изложения новейших достижений науки и техники, а ограниченность по времени вынуждает рассматривать лишь узловые вопросы и разделы, наиболее трудные для самостоятельного изучения. Более подробное изложение можно найти в учебниках [2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 16, 18, 19, 20], учебных пособиях [5, 21], справочниках [12, 13, 15], энциклопедии [17].

Курс лекций может быть использован на факультетах технологии легкой и текстильной промышленности, а также для самостоятельной подготовки студентов.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Детали машин – научная дисциплина, занимающаяся изучением, проектированием и расчетом деталей машин и узлов общего назначения. Механизмы и машины состоят из деталей. **Механизмом** называют устройство, служащее для передачи механического движения. **Машиной** называют механизм или сочетание механизмов, которые служат для преобразования одного вида энергии в другой или для выполнения полезной механической работы. **Деталь** – элемент конструкции, изготовленный из одного материала без сборочных операций. **Узел** состоит из отдельных деталей и представляет собой часть механизма или машины.

Встречающиеся почти во всех машинах болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты называют узлами и деталями общего назначения. Все детали и узлы общего назначения делятся на три основные группы:

1. Соединительные детали и соединения, которые могут быть неразъемными (заклепочные, сварные и др.) и разъемными (шпоночные, резьбовые и др.).

2. Детали, передающие вращательное движение (зубчатые колеса, шкивы и др.).

3. Детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

В развитии машиностроения очень важны следующие современные направления: увеличение мощности и производительности машины; быстроходность и равномерность хода; повышение коэффициента полезного действия; автоматизация рабочих циклов машин; точность работы машины; стандартизация и взаимозаменяемость деталей и узлов; удобство и безопасность обслуживания; компактность; эстетичность внешнего вида машины. Детали и узлы машин должны быть работоспособными, надежными, технологичными, экономичными и эстетичными.

Работоспособностью называют способность объекта (сооружения, машины, детали и т.д.) при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Надежность – свойство машин выполнять функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в определенных пределах в течение заданного промежутка времени или требуемой наработки. Надежность зависит от всех этапов создания и эксплуатации изделий. Ошибки проектирования, погрешности в производстве, упаковке, транспортировке и эксплуатации машин отрицательно сказываются на ее надежности. Утрата работоспособности изделий (полная или частичная) называется отказом. Отказы по своей природе могут быть связаны с разрушением деталей или их поверхностей (поломки, выкрашивание, износ, коррозия) или не связаны с разрушением (засорение каналов, ослабление соединений). Отказы бывают полные и частичные; внезапные и постепенные. Поэтому задачи обеспечения прочности, жесткости и износостойкости деталей машин являются основными. Надежность характеризуется вероятностью безотказной работы (P):

$$P = \frac{N_{\partial} - n_{\partial}}{N_{\partial}}, \quad (1.1)$$

где N_{∂} – общее число деталей, входящих в состав машины; n_{∂} – число деталей, вышедших из строя в пределах расчетного срока службы.

Работоспособность и надежность деталей машин оценивается рядом основных критериев: прочность; жесткость; износостойкость; виброустойчивость и др. При расчете и проектировании деталей обычно используют один или два критерия, а остальные критерии удовлетворяются автоматически или не имеют практического значения для данных деталей.

Технологичность деталей обеспечивается: формой их простейших поверхностей (цилиндрической, конической и др.), удобной для обработки механическими и физическими методами; применением материалов, пригодных для безотходной обработки (давлением, литьем, сваркой и т. п.), и ресурсосберегающей технологии; стандартной системой допусков и посадок и другими средствами и методами.

Экономичность деталей и узлов достигается оптимизацией их формы и размеров из условия минимума материалоемкости, энергоемкости и трудоемкости производства, за счет максимального коэффициента полезного действия в эксплуатации при высокой надежности; высокой специализацией производства и т. д. При оценке экономичности учитывают затраты на проектирование, изготовление, эксплуатацию и ремонт.

Эстетичность. Совершенство и красота внешних форм деталей, узлов и машин существенно влияют на отношение к ней со стороны обслуживающего персонала.

Основные критерии работоспособности

Прочность – основной критерий работоспособности всех деталей, т. е. способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.

Для оценки прочности деталей машин сравнивают расчетные или рабочие напряжения, возникающие в деталях машин под действием нагрузок, с допускаемыми.

Условие прочности выражают неравенством

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ или } \tau \leq [\tau], \quad (1.2)$$

где σ, τ , – расчетные нормальные и касательные напряжения в опасном сечении детали; $[\sigma], [\tau]$ – допускаемые напряжения. Кроме обычных видов разрушения деталей (поломок), наблюдаются случаи, когда под действием нагрузок, прижимающих две детали одну к другой, возникают местные напряжения и деформации. Разрушения деталей в этом случае вызывают

контактные напряжения. Тогда производят расчет по условию контактной прочности:

$$\sigma_n \leq \sigma_{np}, \quad (1.3)$$

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (1.4)$$

где σ_n – расчетная величина контактных напряжений (формула Герца); q – нагрузка на единицу длины контакта; E_{np} – приведенный модуль упругости; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны; σ_{np} – допускаемое контактное напряжение. Эта формула получена для случая контакта под нагрузкой двух круговых цилиндров бесконечно большой длины, материалы которых имеют коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Прочность деталей машин зависит от ряда конструктивно-технологических факторов. К числу важнейших относится конфигурация детали.

Сформулируем основные принципы образования конструктивных форм деталей машин.

1. При конструировании деталей не следует допускать резких переходов, т. е. резких изменений формы соседних поверхностей. Соблюдение этого положения очень важно, так как при резких переходах в зоне сопряжения сечений наблюдается значительная концентрация напряжений, снижающая прочность детали при действии в ее сечениях, как статических так и переменных напряжений.

2. Конструктивные формы детали должны обеспечить по возможности равнопрочность всех ее сечений.

3. Конструктивные формы детали должны обеспечивать близкое к равномерному распределение напряжений по сечению детали. С этой целью применяют тонкостенные прокатные и прессованные профили, трубы и т. д. Большинство деталей машин подвержено изгибу и кручению, при которых максимальные напряжения возникают в поверхностных слоях деталей. На поверхности расположены основные источники концентрации напряжений, поэтому разрушение деталей, как правило, начинается с поверхности. Для повышения конструкционной прочности деталей машин широко применяют различные способы поверхностного упрочнения.

Жесткостью называют способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой. Для некоторых деталей жесткость – основной критерий при определении их размеров. Например, размеры длинных валов точных зубчатых передач определяются расчетом на жесткость, так как значительный их прогиб во время работы изменит межосевое расстояние передачи и нарушит правильность зацепления.

Нормы жесткости устанавливают на основе обобщения опыта эксплуатации машин. Эти нормы приводятся в справочной литературе.

Износостойкостью называют способность детали сохранять необходимые размеры трущихся поверхностей в течение заданного срока службы. Она зависит от свойств выбранного материала, термообработки и чистоты поверхностей, от величины давлений или контактных напряжений, от скорости скольжения и условий смазки, от режима работы и т. д. Износ уменьшает прочность деталей, изменяет характер соединения (при работе шум). В большинстве случаев расчеты деталей на износостойкость ведутся по допускаемым давлениям p , установленным практикой (расчет передачи винт–гайка и др.). Применение в конструкциях уплотняющих устройств защищает детали от попадания пыли, увеличивая их износостойкость.

Виброустойчивостью называют способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов, достаточно далеких от области резонансов. Вибрации снижают качество работы машин, вызывают переменные напряжения в деталях, что может привести к их усталостному разрушению. Особенно опасны резонансные колебания. Расчеты на виброустойчивость рассматривают в курсе «Теория колебаний» и производят не только для отдельных деталей, но и для всей машины в целом.

Теплостойкостью называют способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы – явление вредное и опасное, так как при этом снижаются их прочность и жесткость, ухудшаются свойства смазки, а уменьшение зазоров в подвижных соединениях приводит к заклиниванию и поломке. Для обеспечения нормального теплового режима работы конструкции производят тепловые расчеты (расчеты червячных передач, подшипники скольжения и др.) и при необходимости вносят конструктивные изменения.

Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкции в течение заданного срока службы. Развитие современного машиностроения связано с применением множества взаимодействующих узлов и автоматических устройств, поэтому отказ в работе хотя бы одной детали или соединения приводит к нарушению работы всей конструкции. Надежность зависит от качества изготовления конструкции и от соблюдения норм эксплуатации.

Контрольные вопросы:

- Какие учебные дисциплины непосредственно служат базой для курса "Детали машин и основы конструирования" ?
- Какие различия между механизмом и машиной?
- На какие классы делятся машины в зависимости от их функционального назначения?

- Что следует понимать под деталью машины? Какие детали называют общего назначения?

- Что такое деталь, узел, агрегат (блок), комплект, машина, комплекс?
- Какие основные требования предъявляют к машинам и их деталям?
- В чем различия между передаточным, исполнительным и рабочим органами машины?
- Какая разница между прочностью и жесткостью деталей?
- Назовите общие требования к машинам, сборочным единицам и деталям.
- Какие решения обеспечивает технологичность конструкции?
- Как влияет выбор материала и способ получения заготовки на экономичность машины?

Поясните это на примере знакомой вам техники.

- В чем суть эргономики при конструировании машин?
- Дайте определение основным критериям надежности машин.
- Какие виды изнашивания деталей машин существуют и как их предотвратить?
- В каких случаях категория «виброустойчивость» имеет особо важное значение?
- Раскройте понятие «триботехника».
- Что следует понимать под надежностью машин и их деталей? Какими свойствами, состояниями и событиями характеризуется надежность? Каково различие между ресурсом и сроком службы? По каким показателям оценивают надежность?
- Раскройте суть главного критерия надежности
- Какие критерии обеспечивают безотказное функционирование машин?
- Каковы основные критерии работоспособности и расчета деталей машин?
- Критерии работоспособности — перечислите и приведите примеры конструкций, где тот или иной критерий является главным?
- Объясните понятие номинальной и расчетной нагрузки?
- Конструкционные материалы — факторы, которые учитывают при выборе материала?
- Какими методами осуществляется оптимизация конструкций? Приведите примеры?
- Каково различие между проектировочным и проверочным расчетами?
- Что такое работоспособность, прочность, жесткость, износо-тепло-вибро-коррозионная устойчивость, стойкость к старению?
- В чём заключается разница между проектированием и конструированием?
- В чем суть процесса проектирования?
- Какие стадии и какова последовательность процесса проектирования?
- Назовите основные принципы конструирования.
- Что служит основой конструирования?
- В чем суть принципа «многопоточность передачи энергии»?
- Как Вы понимаете суть термина «оптимальное проектирование»?
- Что дает в проектной деятельности САПР?
- Как Вы понимаете суть терминов «структурная оптимизация» и «параметрическая оптимизация»?
- Какие правила и нормы регламентируются Единой Системой Конструкторской Документации ?
- Кем формулируется и составляется Техническое Задание ?

- Какие документы являются результатом конструирования ?
- В чём разница между проектировочным и проверочным расчётами ?
- Что такое износ? Укажите пути уменьшения изнашивания трущихся деталей?
- Что произойдет с деталью, если в процессе работы температура будет выше предельно допустимой?
- Приведите пример ухудшения работы машин при вибрации.
- Каковы основные группы деталей машин общего назначения ?
- Что изучает динамика машин?
- Какие силы действуют в механизмах и машинах?
- Какие виды трения существуют в механизмах и машинах?
- Какова роль смазочного материала при трении деталей?
- Как вычисляют силы трения при скольжении и качении?
- и трение движения? Какие виды изнашивания характерны для трения покоя?
- Каково поведение смазки на трущихся поверхностях деталей машин?
- Каковы функции смазки по снижению и повышению коэффициента трения между сопрягаемыми деталями; где это используется?
- Какова «механика» возникновения питтинга у деталей?
- Какова роль трения поверхностей и смазки в питтинге?
- Для чего используют угол и конус трения?
- Как и почему происходит изнашивание деталей?
- Какие меры применяются для повышения износостойкости?
- Какие существуют виды изнашивания и при каких условиях?
- Какие стадии изнашивания наблюдаются в деталях машин?
- Как количественно оценивается интенсивность изнашивания?
- Как по виду поверхности распознать вид изнашивания?
- Какие машины относятся к установкам циклического действия?
- Что характеризует и как определяется продолжительность включения?
- Какие машины относятся к установкам непрерывного действия?
- Что такое стандартизация и унификация в машиностроении?
- Какие показатели входят к эксплуатационным требованиям, производственным возможностям, экономическим факторам, механическим и технологическим свойствам?
- Какие из конструкций получают более жесткими, работающими на сжатие, растяжение, изгиб или кручение? Дайте анализ каждому критерию.
- Почему расчеты по вероятности безотказной работы физически более логичны, чем расчеты по коэффициенту безопасности?
- Каковы стандартные физико-механические характеристики материалов наиболее важных для деталей, работающих на прочность, жесткость, износ, теплостойкость и вибростойкость? Каждому качественному критерию работоспособности ДМ дайте исчерпывающие ответы.
- Из каких элементов геометрических форм преимущественно составляются детали машин и почему?
- Составьте требование по конструированию, согласно технического задания вашему проекту.
- Почему в вышеприведенной формуле не учитывается коэффициент внешней динамики?

Тесты для самопроверки

- Устройство, осуществляющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека называется...

- 1) машиной
- 2) узлом
- 3) механизмом
- 4) сборочной единицей

- Машины по назначению условно подразделяют на группы

- 1) энергетические, рабочие, информационные
- 2) двигатели, преобразователи, транспортные
- 3) вычислительные, кибернетические, машины-орудия
- 4) машинные агрегаты, машины-орудия, машины, состоящие из нескольких агрегатов

- Механизм представляет собой...

- 1) совокупность звеньев соединенных кинематическими парами
- 2) кинематическую цепь со стойкой
- 3) механическую систему для преобразования движения
- 4) систему тел, преобразующих энергию из одного вида в другой

- Деталью называют изделие, ...

- 1) выполненное из одного материала без применения сборочных операций
- 2) представляющее собой законченную сборочную единицу, состоящую из деталей, имеющих общее функциональное назначение
- 3) составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии изготовителе сборочными операциями
- 4) выполненное из однородного материала

- Узлом называют изделие,...

- 1) выполненное из одного материала без применения сборочных операций
- 2) представляющее собой законченную сборочную единицу, состоящую из деталей, имеющих общее функциональное назначение
- 3) составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии изготовителе сборочными операциями
- 4) выполненное из разнородных материалов

- Сборочной единицей называют изделие,...

- 1) выполненное из одного материала без применения сборочных операций
- 2) представляющее собой законченную сборочную единицу, состоящую из деталей, имеющих общее функциональное назначение
- 3) составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии изготовителе сборочными операциями
- 4) выполненное из разнородных материалов

- К деталям общего назначения не относится...

- 1) вал
- 2) болт
- 3) шкив
- 4) поршень

- К основным критериям работоспособности и расчета деталей и узлов относятся...

- 1) прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость
- 2) производительность, надежность, долговечность
- 3) удобство сборки, разборки и замены
- 4) технологичность, эстетичность

- При выполнении проектного расчета определяют...

- 1) размеры детали и выбирают ее материал
- 2) напряжения в опасных сечениях
- 3) коэффициенты запаса прочности
- 4) Допускаемое напряжение

- Проверочный расчет на прочность заключается в определении...

- 1) напряжений или коэффициентов запаса прочности
- 2) размеров детали в опасных сечениях
- 3) материала детали
- 4) внешнего вида и цвета детали

- Расчет деталей, узлов и механизмов начинается с...

- 1) проектного расчета
- 2) конструирования
- 3) проверочного расчета
- 4) коэффициента запаса прочности

- При конструировании узла или механизма целесообразно...

- 1) полностью выполнить все расчеты и затем сконструировать узел или механизм
- 1) сконструировать узел или механизм, а затем выполнить все расчеты
- 3) расчеты и конструирование выполнять параллельно
- 4) определить запас прочности

- Укажите детали машин общего назначения

- 1) Ротор
- 2) Поршень
- 3) Клапан
- 4) Детали общего назначения не перечислены

- Из перечисленных деталей назовите детали, которые относятся к группе детали-соединения

- 1) Муфты
- 2) Шпонки
- 3) Заклепки
- 4) Подшипники

- Перечислите главный критерий работоспособности деталей общего назначения

- 1) Прочность
- 2) Жесткость
- 3) Долговечность
- 4) Теплостойкость

- Как называется расчет, определяющий фактические характеристики (параметры) детали

- 1) Проектировочный расчет
- 2) Проверочный расчет
- 3) расчет на долговечность
- 4) расчет на жесткость

- Определите табличным способом допускаемый коэффициент запаса прочности (материал детали — высокопрочная сталь)

- 1) 1,5-2,2
 - 2) 2,0-3,5
 - 3) 1,5-1,7
 - 4) 2,5-3,5
-

СОЕДИНЕНИЯ

2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Общие сведения о сварных соединениях

Сварные соединения – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева в зоне соединения деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением электродуговая, электрошлаковая и др.) или до тестообразного состояния, но с применением механической силы (контактная сварка). Сварные соединения лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Достоинства:

1. Невысокая стоимость соединения благодаря малой трудоемкости процесса сварки и простоты конструкции сварного шва.
2. Соединение деталей может выполняться встык без накладок.
3. Герметичность и плотность соединения.
4. Возможность автоматизации процесса сварки.
5. Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

1. Прочность сварного соединения зависит от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.
2. Коробление деталей из-за неравномерного нагрева в процессе сварки.
3. Недостаточная надежность при значительных вибрационных и ударных нагрузках. По мере совершенствования процесса сварки этот недостаток проявляется в меньшей степени.

Применение сварных соединений. В современном машиностроении, в строительных конструкциях и в других отраслях промышленности сварные соединения постепенно вытесняют заклепочные соединения. В настоящее время сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса, коленчатые валы и другие детали.

2.2. Конструктивные разновидности сварных соединений и типы швов

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие конструктивные разновидности сварных соединений:

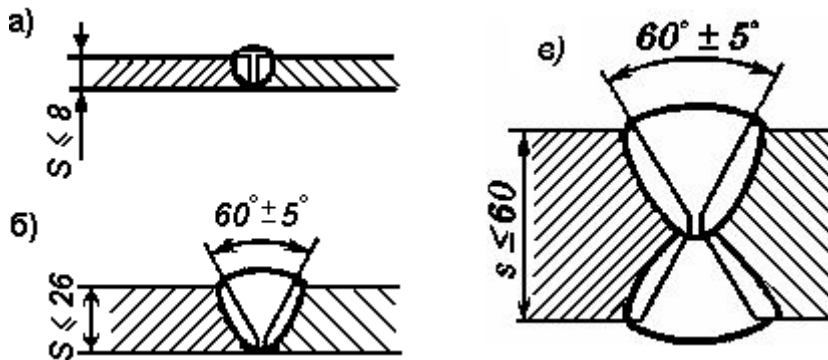


Рисунок 2.1 – Стыковые швы:

а – односторонний без скоса кромок;

б – односторонний со скосом кромок;

в – двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок

1. **Стыковые соединения.** Эти соединения просты и совершенны. На рисунке 2.1 показаны различные варианты стыковых швов, выполняемых ручной электродуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов.

При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, поэтому толщину свариваемых деталей без обработки кромок увеличивают примерно в два раза по сравнению с ручной, а при обработке кромок угол их скоса уменьшают. Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом. Соединения встык наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационными нагрузками.

2. **Нахлестные соединения.** Эти соединения выполняют угловыми швами, которые могут иметь различную форму сечения:

а) нормальные (рисунок 2.2, а); их профиль представляет собой равнобедренный треугольник;

б) вогнутые (рисунок 2.2, б); их применяют в особо ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогнутость обеспечивает плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. Вогнутый шов повышает стоимость соединения, так как требует глубокого провара и последующей механической обработки для получения вогнутости;

в) выпуклые (рисунок 2.2, в); они нерациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

г) специальные (рисунок 2.2, г); их профиль представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник. Применяют при переменных нагрузках, так как значительно снижает концентрацию напряжений.

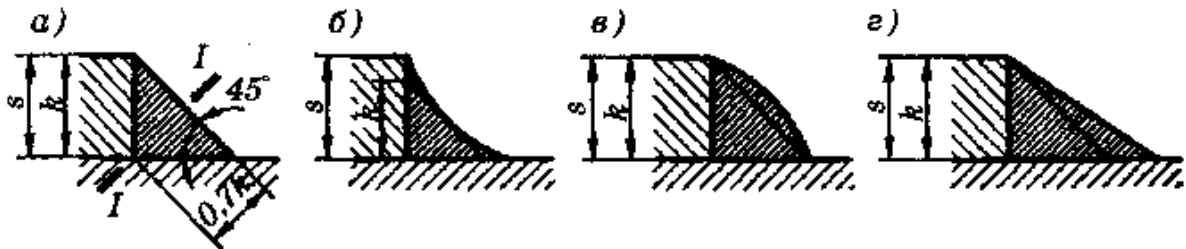


Рисунок 2.2

За катет шва k принимают меньшую сторону вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (рисунок 2.2, г). В большинстве случаев величину k принимают равной толщине s свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

В зависимости от расположения относительно нагрузки угловые швы бывают:

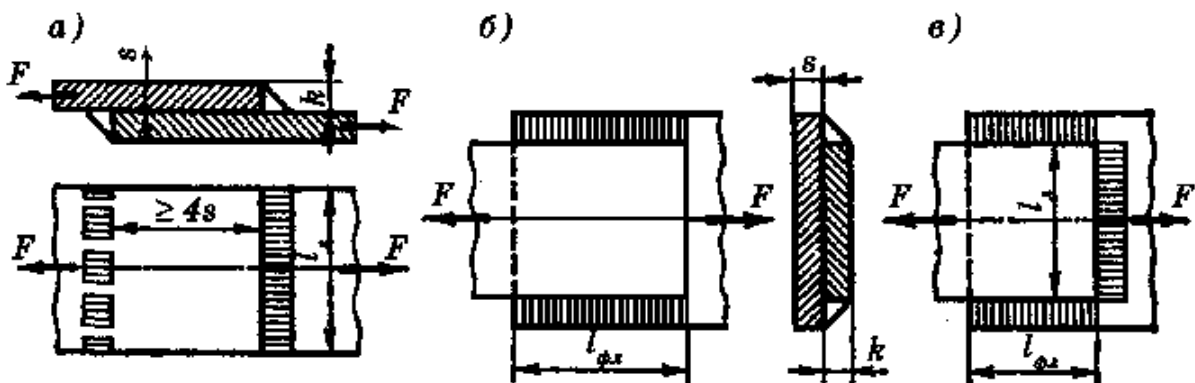


Рисунок 2.3 – Угловые швы соединений внахлест

а) лобовые, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки (рисунок 2.3, а);

б) фланговые, расположенные параллельно линии действия нагрузки (рисунок 2.3, б);

в) комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рисунок 2.3, в).

При соединении внахлест возникает изгибающий момент $M_u = Fs$ (рисунок 2.3, а) от внецентренного действия растягивающих сил, что является существенным недостатком этих соединений.

3. Тавровые соединения. Свариваемые элементы располагаются во

взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми (рисунок 2.4, а) или стыковыми (рис. 2.4, б) швами.

4. Угловые соединения (рисунок 2.4, в, г). Применяются для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Выполняются угловыми швами. Эти соединения передают малые нагрузки и поэтому не рассчитываются на прочность.

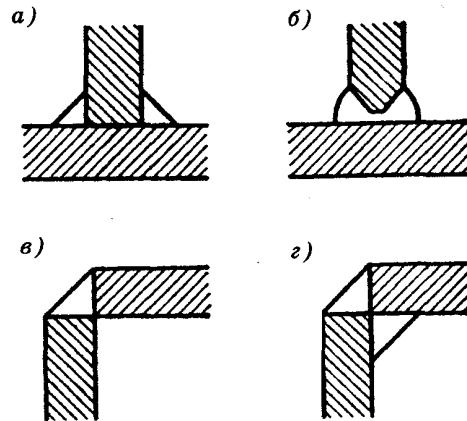


Рисунок 2.4 – Тавровые и угловые соединения

2.3. Расчет сварных соединений при осевом нагружении

Основным критерием работоспособности сварных швов является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению.

Соединения встык. Расчет стыковых швов (рисунок 2.1, а) производят на растяжение по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Условие прочности шва на растяжение имеет вид

$$\sigma'_p = \frac{F}{sl_{ш}} \leq [\sigma]_p', \quad (2.1)$$

где F – осевая растягивающая нагрузка; s – толщина шва, принимается равной толщине детали; $l_{ш}$ – длина шва; σ'_p и $[\sigma]_p'$ – расчетное и допускаемое напряжение на растяжение для материала шва (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Допускаемые напряжения для сварных швов соединений из низкоуглеродистых и низколегированных сталей

Напряженное состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемое напряжение
Растяжение, сжатие $[\sigma]_p'$	Стыковой	Дуговая автоматическая и полуавтоматическая под флюсом Дуговая ручная электродами Э42А, Э46А	$[\sigma]_p$

Продолжение таблицы 2. 1

Напряженное состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемое напряжение
Срез [τ]'ср	Угловой Стыковой Угловой	Дуговая автоматическая и полуавтоматическая под флюсом Дуговая ручная	0,8[σ] _p 0,65[σ] _p 0,6[σ] _p

Примечание: В таблице [σ]_p – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей.

Нахлестное соединение угловыми швами. Расчет угловых швов производится на срез по опасному сечению I–I (рисунок 2.2, а), совпадающему с биссектрисой прямого угла.

Расчетная высота опасного сечения шва равна $k \sin 45^\circ = 0,7k$.

Условие прочности шва на срез

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7kl_{ш}} \leq [\tau]'_{cp}, \quad (2.2)$$

где τ'_{cp} и $[\tau]'_{cp}$ – расчетное и допускаемое напряжение среза для шва (таблица 2.1); $l_{ш}$ – длина шва. В соединении лобовыми швами $l_{ш} = 2 l_l$ (рисунок 2.3, а), фланговыми швами $l_{ш} = 2l_{фл}$ (рисунок 2.3, б). В комбинированном сварном соединении (рисунок 2.3, в) $l_{ш}$ равна сумме длин всех лобовых и фланговых швов.

2.4. Допускаемые напряжения для сварных соединений

Температурные деформации при сварке создают остаточные напряжения в зоне шва. Эти напряжения будут незначительны, если свариваемые металлы обладают хорошей пластичностью. К таким металлам относятся мало- и среднеуглеродистые стали. Сварка легированных сталей несколько затруднена из-за склонности к закалке околошовной зоны. Допускаемые напряжения для сварных соединений выбирают по таблице 2.1.

2.5. Последовательность проектного расчета сварных соединений при осевом нагружении

Исходные данные:

Величина осевой нагрузки и характер ее действия. Материал соединяемых деталей. Вид электросварки и марка электродов.

Последовательность расчета:

1. Задаются типом шва и формой его сечения в зависимости от

конструкции свариваемых деталей.

2. Определяют допускаемые напряжения для сварного соединения.
3. Определяют общую расчетную длину швов.
4. При соединении комбинированными швами определяют длину лобовых и фланговых швов.
5. Вычерчивают сварное соединение и уточняют размеры соединяемых деталей.

2.6. Рекомендации по конструированию сварных соединений встык и внахлест

Из-за дефектов сварки на концах шва принимают минимальную длину шва не менее 30 мм.

В соединениях внахлест (рисунок 2.3, а) длину перекрытия принимают больше $4s$, где s – минимальная толщина свариваемых деталей. Длина лобовых швов l_l не ограничивается. Длина фланговых швов ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (рисунок 2.3, б) $l_{фл} < 60k$

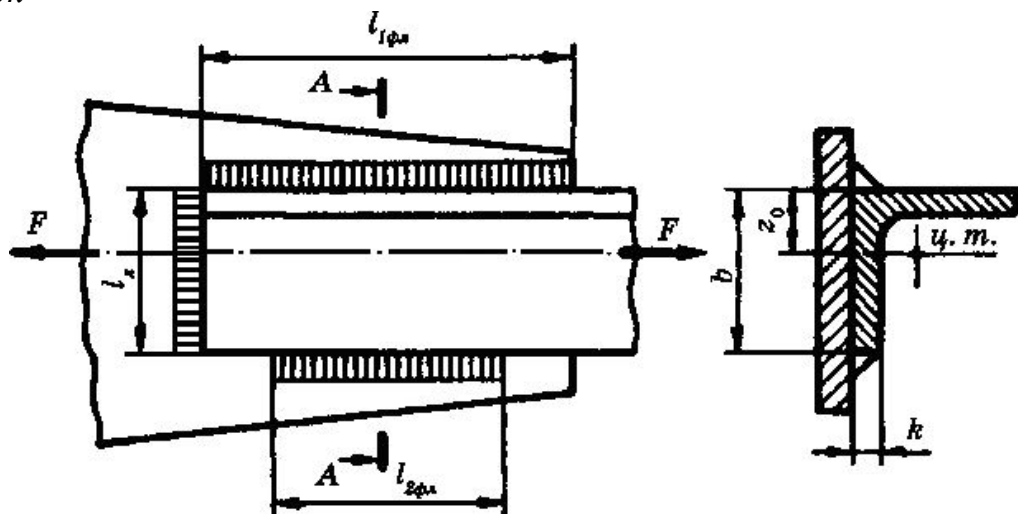


Рисунок 2.5 – Пример сварной конструкции

Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были нагружены равномерно. При проектировании соединения уголков с косынками (рисунок 2.5) длины фланговых швов принимают обратно пропорциональными расстояниям до центра тяжести уголка:

$$\frac{l_{1фл}}{b - z_0} = \frac{l_{2фл}}{z_0}, \quad (2.3)$$

Суммарная длина фланговых швов

$$l_{фл} = l_{1фл} + l_{2фл}, \quad (2.4)$$

Следовательно, длина флангового шва у примыкающей полки уголка

$$l_{2\phi\lambda} = l_{1\phi\lambda} \frac{z_0}{b}. \quad (2.5)$$

В конструкциях, подверженных действию вибрационных знакопеременных нагрузок, соединения внахлест не рекомендуются, так как они создают значительную концентрацию напряжений.

3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Образование заклепочного шва

Заклепочный шов образуют заклепки и склепываемые детали, выполненные в большинстве случаев из листового материала или профилей проката (рисунок 3.1). Отверстия под заклепки в деталях продавливают или сверлят. При продавливании образуются мелкие трещины по периферии отверстий. Трещины могут быть причиной разрушения заклепочного шва во время работы. Продавленные отверстия применяют в малоответственных конструкциях. Сверление – процесс малопроизводительный и дорогой. Сверленные отверстия применяют в конструкциях, где требуется высокая надежность. При больших диаметрах отверстий практикуют продавливание с последующим рассверливанием. Диаметры отверстий под заклепки d_0 принимают в зависимости от диаметра заклепки d (таблица 3.1).

Для образования замыкающей головки выступающий конец заклепки (рисунок 3.1, а) должен выходить из отверстия детали на длину

$$l_0 = 1,5d \quad (3.1)$$

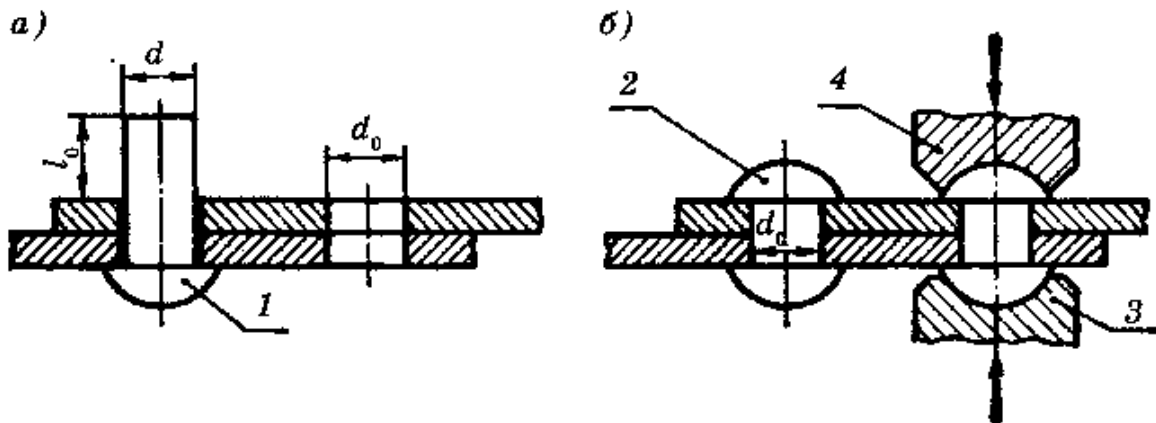


Рисунок 3.1 – Образование заклепочного шва:

- а – закладка заклепки;
- б – клепка:
- 1 – закладная головка;
- 2 – замыкающая головка;
- 3 – поддержка;
- 4 – обжимка

Клепку производят на клепальных машинах (прессах) или вручную (пневматическими молотками). Сначала происходит осадка стержня, зазор между заклепкой и отверстием заполняется, после чего образуется замыкающая головка (рисунок 3.1, б).

Стальные заклепки диаметром до 12 мм можно ставить холодным способом, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов.

Таблица 3.1 – Диаметры отверстий под заклепки

Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм		Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм	
	Машино- и станкостроение	Грубая сборка		Машино- и станкостроение	Грубая сборка
6	6,5	6,7	12	13,0	13,0
8	8,5	8,7	16	16,5	17,0
10	10,5	11,0	20	21,0	21,0

При горячем способе стальные заклепки нагревают до светло-красного каления. Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки

3.2. Достоинства, недостатки и применение заклепочных соединений

Достоинства:

1. Высокая надежность соединения.
2. Удобство и надежность контроля качества шва.
3. Хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

1. Высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (станки, прессы, клепальные машины).

2. Большой расход материала, так как из-за ослабления деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение площади сечений. Кроме того, необходимость применения накладок и прочих дополнительных элементов также приводит к увеличению расхода материала.

Применение. В настоящее время заклепочные соединения применяют:

1. В конструкциях, воспринимающих значительные вибрационные и ударные нагрузки при высоких требованиях к надежности соединения.
2. При изготовлении конструкций из не свариваемых материалов (дюралюминий, текстолит и др.).

3. В соединениях окончательно обработанных деталей, в которых применение сварки недопустимо из-за их коробления при нагреве.

В современном машиностроении область применения заклепочных соединений все более сокращается по мере совершенствования методов сварки.

Основные типы заклепок. Форму головки выбирают в зависимости от назначения заклепочного шва. Форма определяет тип заклепки. Наибольшее применение имеют заклепки с полукруглыми головками (рисунок 3.2, а). Заклепки с потайными головками (рисунок 3.2, б) применяют тогда, когда конструктивно недопустимы выступы головок.

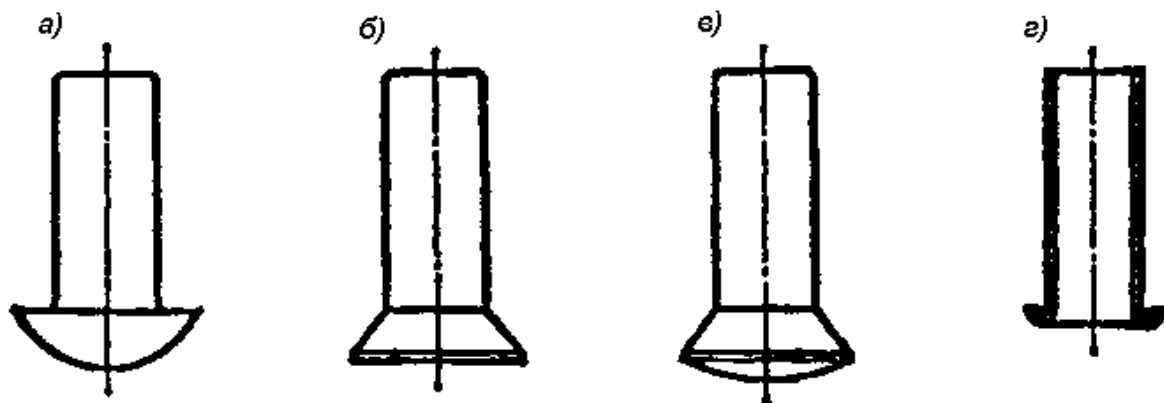


Рисунок 3.2 — Основные типы заклепок:

- а — с полукруглой головкой;
- б — с потайной головкой;
- в — с полу потайной головкой;
- г — трубчатая

Заклепки с полупотайной головкой (рисунок 3.2, в) используют в том случае, когда выступающие закладные головки заклепок мешают перемещению каких-либо деталей или в случае больших гидродинамических и аэродинамических сопротивлений. Трубчатые заклепки (рисунок 3.2, г) применяют в слабо нагруженных металлических соединениях, а также в соединениях неметаллических материалов (фибра, текстолит и др.). Замыкающая головка трубчатой заклепки получается развальцовкой свободного конца. Все заклепки стандартизованы (см. справочную литературу).

3.3. Краткие сведения о материалах заклепочных соединений

Основными материалами склепываемых деталей являются малоуглеродистые стали Ст2, Ст3, цветные металлы и их сплавы.

К материалу заклепки предъявляются *требования*:

1. Высокая пластичность для облегчения процесса клепки.

2. Одинаковый коэффициент температурного расширения с материалом деталей во избежание дополнительных температурных напряжений в соединении при колебаниях температуры.

3. Однородность с материалом склепываемых деталей для предотвращения появления гальванических токов, сильно разрушающих соединения.

Для стальных деталей применяют только стальные заклепки, для дюралюминиевых – алюминиевые, для медных – медные.

Заклепки изготавливают на высадочных автоматах из прутков малоуглеродистых сталей Ст2, Ст3, из сплавов цветных металлов Л62, М3, АД1 и др.

По назначению заклепочные соединения разделяют на прочные (в металлоконструкциях), прочноплотные (в котлах и резервуарах с высоким давлением), плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Каждая заклепка имеет свою зону действия D (рисунок 3.3), на которую распространяется деформация сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным.

Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

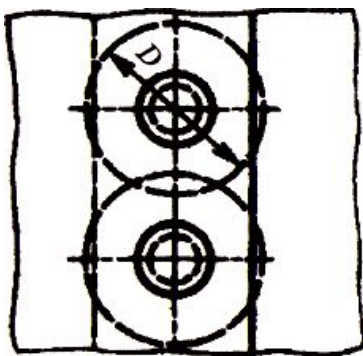


Рисунок 3.3

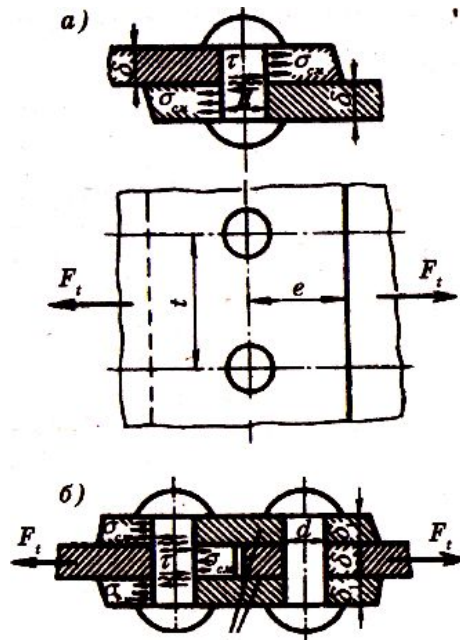


Рисунок 3.4 – Заклепочные соединения:
а – однорядный односрезный шов внахлест;
б – однорядный двухсрезный шов встык с двумя накладками

По конструктивному признаку различают заклепочные соединения внахлест и встык, однорядные и многорядные, односрезные и многосрезные (рисунок 3.4, а, б).

3.4. Расчет на прочность элементов заклепочного шва

Расчет на прочность – основной критерий работоспособности прочных заклепочных швов – основан на следующих допущениях:

1. Силы трения на стыке деталей не учитывают, считая, что вся нагрузка передается только заклепками.

2. Расчетный диаметр заклепки равен диаметру отверстия d_0 .

3. Нагрузка между заклепками распределяется равномерно. Рассмотрим простейший заклепочный шов – однорядный односрезный внахлест (рисунок 3.5). При нагружении шва осевой силой F детали стремятся сдвинуться относительно друг друга. При этом условия прочности элементов шва имеют следующий вид:

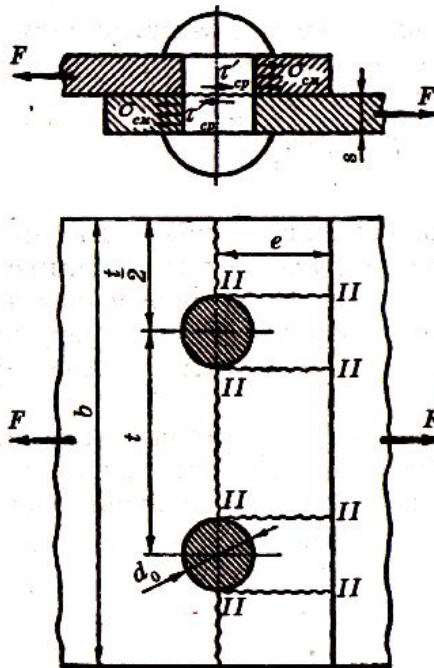


Рисунок 3.5 – К расчету однорядного односрезного заклепочного шва

Условие прочности на смятие поверхностей заклепок и стенок отверстий соединяемых деталей

$$\sigma'_{см} = \frac{F}{sd_0z} \leq [\sigma']_{см}, \quad (3.2)$$

где s – меньшая из толщин склепываемых деталей в мм; d_0 – диаметр отверстия под заклепку в мм; z – число заклепок; $\sigma'_{см}$ и $[\sigma']_{см}$ – расчетное и

допускаемое напряжения на смятие в МПа для менее прочного из контактирующих материалов, то есть для деталей или для заклепок (таблица 3.2).

Условие прочности на срез заклепок

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{i \frac{\pi d_0^2}{4} z} \leq [\tau]'_{cp}, \quad (3.3)$$

где i – число плоскостей среза одной заклепки (на рисунке 3.5 $i=1$); τ'_{cp} и $[\tau]'_{cp}$ – расчетное и допускаемое напряжения на срез в МПа для заклепок (таблица 3.2).

Условие прочности на растяжение в деталях (сечение I–I на рисунке 3.5)

$$\sigma_p = \frac{F}{s(t-d_0)z} \leq [\sigma]_p, \quad (3.4)$$

где F – продольная сила, возникающая в том сечении, где определяется рабочее напряжение; t – шаг шва в мм; z – число отверстий в сечении, в котором определяется рабочее напряжение (на рисунке 3.5 $z=2$); σ_p и $[\sigma]_p$ – расчетное и допускаемое напряжения на растяжение в МПа для соединяемых деталей (таблица 3.2).

Условие прочности на срез края детали одновременно по двум сечениям II – II (рисунок 3.5).

Поскольку распределение напряжений среза в указанных сечениях весьма сложно, то для надежности расчета принимают, что срез может произойти по длине $\left(e - \frac{d_0}{2}\right)$

$$\tau_{cp} = \frac{F_0}{2S\left(e - \frac{d_0}{2}\right)} \leq [\tau]_{cp}, \quad (3.5)$$

где $F_0 = F/z$ – усилие, приходящееся на одну заклепку; τ_{cp} и $[\tau]_{cp}$ – расчетное и допускаемое напряжения на срез в МПа для соединяемых деталей (таблица 3.2).

На практике при расчете прочных заклепочных швов пользуются следующими соотношениями, полученными совместным решением приведенных выше уравнений при условии равнопрочности всех элементов шва.

Диаметр отверстия под заклепки для швов внахлест (рисунок 3.4, а) или с одной, а также с двумя накладками (рисунок 3.4, б)

$$d_0 = 2\delta. \quad (3.6)$$

Шаг заклепочного шва (см. рис. 3.5)

$$t = (3...6)d_0. \quad (3.7)$$

Расстояние от края детали до оси заклепки (см. рис. 3.5) при продавленных отверстиях

$$e = 2d_0, \quad (3.8)$$

при сверленных отверстиях

$$e = 1,65d_0. \quad (3.9)$$

Расстояние между рядами заклепок (рисунок 3.6)

$$a \geq 0,6t. \quad (3.10)$$

Толщина накладок (рисунок 3.4)

$$\delta_1 = 0,8\delta. \quad (3.11)$$

Необходимое число заклепок z определяют расчетом из условий прочности на смятие и срез по формулам (3.2) и (3.3).

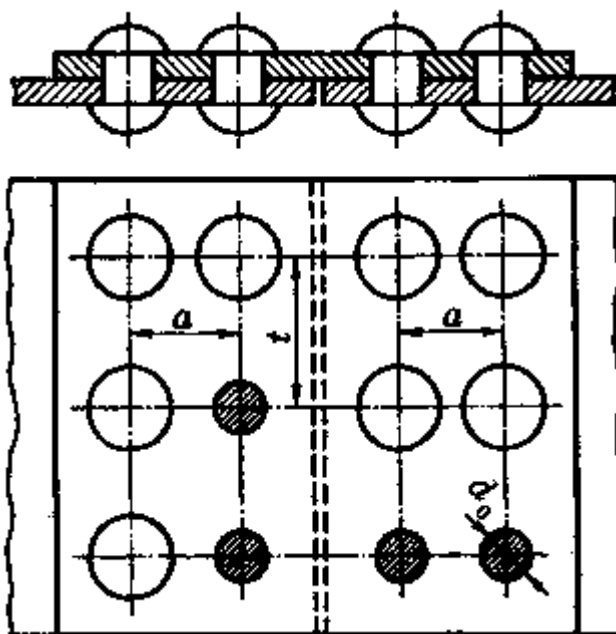


Рисунок 3.6 – Двухрядный односрезный параллельный заклепочный шов с одной накладкой

3.5. Допускаемые напряжения для заклепочных соединений

Допускаемые напряжения для прочных и плотных швов различны.

В таблице 3.2 приводятся допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов в зависимости от марки стали, характера нагрузки и способа изготовления отверстий под заклепки.

Таблица 3.2 – Допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов

Вид напряжений	Обработка отверстий	Допускаемые напряжения,	
		Ст2	Ст3

Срез $[\tau]$	Сверление	140 100	140
Срез	Продавливание		100
Смятие $[\sigma]_{см}$	Сверление	280	320
Смятие	Продавливание	240	280

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10 – 20%.

Коэффициент прочности шва. Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой φ .

Сечение детали на длине одного шага t ослаблено отверстием диаметра d_0 (рисунок 3.5), следовательно:

$$\varphi = \frac{t - d_0}{t}. \quad (3.12)$$

Чем больше значение φ , тем лучше использован материал склепываемых деталей.

Значения коэффициента φ зависят от конструкции шва. Ориентировочные значения коэффициента φ для прочных швов приведены ниже:

Тип шва	φ
Однорядный внахлест	0,67
Двухрядный внахлест	0,75
Однорядный с двумя накладками	0,71
Двухрядный с двумя накладками	0,84

Для повышения значения φ уменьшают d_0 и увеличивают t , т. е. применяют многорядные двухсрезные швы.

3.6. Последовательность проектного расчета прочных заклепочных швов при осевом нагружении

Исходные данные:

Величина осевой нагрузки F и характер ее действия (статическая, динамическая). Материал соединяемых деталей. Способ изготовления отверстий под заклепки.

Последовательность расчета:

Задаются типом шва и соответственно коэффициентом φ .

Из условия прочности на растяжение определяют необходимую площадь сечения с соединяемых деталей с учетом ослабления их отверстиями под заклепки

$$A \geq \frac{F}{\varphi[\sigma]_p} . \quad (3.13)$$

По рекомендуемым соотношениям (3.6) – (3.11) определяют размеры элементов шва.

Из условий прочности на срез и смятие (3.2) и (3.3) определяют необходимое количество заклепок z , принимая большее из двух полученных значений.

Разрабатывают конструкцию заклепочного шва, уточняя при этом размеры элементов соединения.

Проверяют заклепочный шов:

- а) на растяжение деталей по формуле (3.4);
- б) на срез деталей заклепками по формуле (3.5).

3.7. Рекомендации по конструированию заклепочных швов

Заклепки в шве располагают так, чтобы ослабление соединяемых деталей отверстиями было наименьшим.

Во избежание возникновения изгиба соединяемых деталей заклепки по возможности располагают на оси, проходящей через центр тяжести склепываемых деталей или симметрично относительно этой оси (рисунок 3.7).

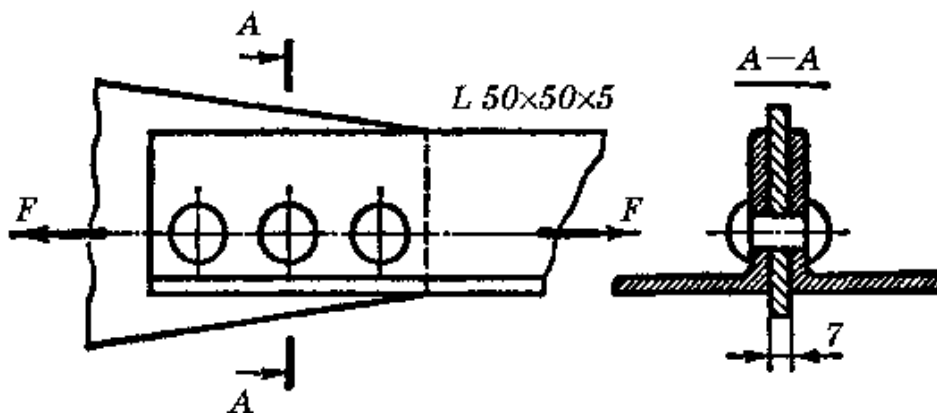


Рисунок 3.7 – Пример клепаной конструкции

Не рекомендуется в одном шве применять заклепки разных диаметров.

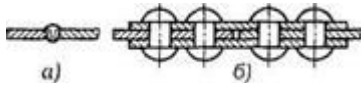
Для предотвращения поворота соединяемых деталей относительно друг друга число заклепок в шве принимают не менее двух, то есть $z > 1$.

При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы температурные коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими.

Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение.

Контрольные вопросы

- Что понимают под неразъемным соединением?
- Что понимается под сварным соединением и сварным швом?
- Каковы основные виды сварных соединений?
- Чем отличается сварка встык от сварки внахлест?
- Как рассчитываются сварные соединения на прочность?
- Оцените сварное соединение по сравнению с заклепочным?
- Сравните соединение встык и внахлестку, отметьте их достоинства и недостатки?
- В чем преимущества вогнутой формы поперечного сечения углового шва?
- Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
- Какие упрощающие допущения принимают при написании формул для расчета прочности угловых швов в различных случаях нагружения?
- Области применения точечной и шовной контактной сварки?
- Какие факторы влияют на прочность сварных соединений?
- Сравните конструктивное оформление сварного и клепаного соединений (см. рис.). Опишите достоинства этого сварного шва.



- Почему потолочный шов при всех прочих равных условиях имеет меньшую прочность?
- Какие преимущества имеют сварные соединения? Область применения сварных соединений?
- Как образуется сварной шов? Типы сварных швов?
- Какие факторы учитывают при выборе допускаемых напряжений для расчетов на прочность сварных соединений?
- Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
- Когда применяют стыковые швы без скоса кромок?
- Можно ли применить лобовой или фланговый шов для получения нахлесточного соединения и для соединения с накладками?
- На практике встречается случай, когда по расчету $l_{ш} > b$ (b — ширина детали). Какое решение следует принять в этом случае?
- Каковы достоинства и недостатки паяных соединений по сравнению со сварными? Область их применения?
- Каковы достоинства и недостатки клееных соединений по сравнению со сварными? Область их применения?
- Как определяется площадь нахлесточных паяного и клееного соединений при расчете на прочность?
- Где применяют соединения пайкой и склеиванием? Их преимущества и недостатки по сравнению со сварным?
- На что следует обращать особое внимание при подготовке деталей к склеиванию и пайке?

- Каковы достоинства и недостатки клепаных соединений? Область их применения.
- Как образуется клепаное соединение? Типы клепаных соединений.
- Какие конструкции швов применяют для увеличения коэффициента φ ?
- Как рассчитывают заклепочное соединение?
- Особенности конструкции заклепочных соединений ферм?
- Что такое коэффициент φ прочности клепаного соединения? Какие типы соединений применяют для увеличения коэффициента φ ?
- Почему за расчетный диаметр заклепки принимают диаметр отверстия d_0 .
- Где и когда применяются заклепочные соединения?
- Каковы критерии прочностного расчета заклепок?
- Перечислите достоинства и недостатки заклепочных соединений. Кратко обоснуйте перечисленные недостатки.
- Охарактеризуйте область применения заклепочных соединений.
- Какие требования следует предъявлять к материалам заклепок?
- Каким способом осуществляется посадка с натягом?
- В чем преимущества и недостатки соединений с натягом по сравнению с другими видами соединений?
- Почему соединение температурным деформированием считается более надежным, чем запрессовкой?
- Как обеспечивается свободная сборка деталей при соединении их температурным деформированием?
- Как определяется значение минимального контактного давления в соединении с натягом при одновременном действии осевой силы и крутящего момента?
- Как образуется соединение с натягом и за счет каких сил оно передает нагрузку?
- Какими способами можно собрать соединение с натягом по цилиндрическим поверхностям?
- Каковы преимущества и недостатки соединений с натягом по сравнению с другими видами соединений? В каких случаях их применяют?
- От каких факторов зависит нагрузочная способность соединения с натягом?
- Как создают натяг в конических соединениях?
- Оценка соединения с натягом по сравнению со шпоночным и шлицевым?
- По каким натягам рассчитывают прочность соединения и прочность деталей?
- Почему в соединении с натягом наблюдается коррозионно-механическое изнашивание? Способы его уменьшения?
- Вспомните из курса «Метрология», какие бывают системы посадок.

Тесты для самопроверки:

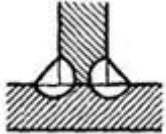
- Какой способ сварки рекомендуется применить для нахлесточного соединения толстых стальных листов?
 1. Газовую
 2. Электродуговую
 3. Контактную
 4. электрошлаковую
- Какой вид неразъемного соединения стальных деталей имеет в настоящее время наибольшее распространение?
 1. Заклепочное
 2. Сварное

3. Клеевое
4. С натягом

- Укажите наиболее простую конструкцию сварного соединения

1. Нахлесточное
2. Стыковое
3. Тавровое
4. Угловое

- Как называется сварной шов, показанный на рисунке



1. Угловой фланговый
2. Угловой лобовой
3. Угловой
4. Прорезной

- Какую форму (скос) необходимо придать кромкам листов толщиной 15 мм при стыковом шве?

1. Скос кромок не нужен
2. Односторонний скос одной кромки
3. Односторонний скос двух кромок
4. Двусторонний скос двух кромок

- Чему равно допускаемое напряжение для нахлесточного шва при действии осевой растягивающей силы, выполненного ручной дуговой сваркой электродом марки Э50?

1. $[\sigma]_p$
2. $0,9[\sigma]_p$
3. $0,65[\sigma]_p$
4. $0,6[\sigma]_p$

- По какой формуле определяют длину фланговых сварных швов?

1. $\frac{F}{\sigma[\sigma']_p}$
2. $\frac{F}{0,7K[\tau']_{cp}}$
3. $\frac{F}{1,4K[\tau']_{cp}}$
4. формула не приведена

- Назовите формулу проверочного расчета для стыкового клеевого соединения

1. $\frac{F}{0,7Kl_{\text{ш}}} \leq [\tau]_{\text{ср}}$

2. $\frac{F}{A_{\text{ш}}} \leq [\sigma]_p$

3. $\frac{F}{A_{\text{сд}}} \leq [\tau]_{\text{сд}}$

4. формула не приведена

- При склеивании каких материалов легко обеспечивается условие: прочность соединения больше, чем прочность склеиваемых материалов?

1. Металлов

2. Металла с неметаллом

3. Неметаллов

4. Металлов и неметаллами

- К какому виду относится дуговая сварка?

1. Холодная

2. Химическая

3. Механическая

4. Электрическая

- К какому виду относится газовая сварка?

1. Холодная

2. Химическая

3. Электрическая

4. Механическая

- К какому виду сварных соединений относится соединение деталей, расположенных в одной плоскости таким образом, что соединяемые элементы являются продолжением один другого?

1. Соединение встык

2. Соединение внахлестку

3. Тавровое соединение

4. Угловое соединение

- На прочность не рассчитывают сварные соединения

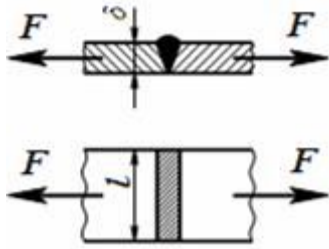
1) тавровые

2) стыковые

3) угловые

4) нахлесточные

- Условие прочности стыкового сварного соединения имеет вид



1) $\sigma = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma]$

2) $\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau]$

3) $\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau]$

4) $\sigma = \frac{F}{2l \cdot \delta} \leq [\sigma]$

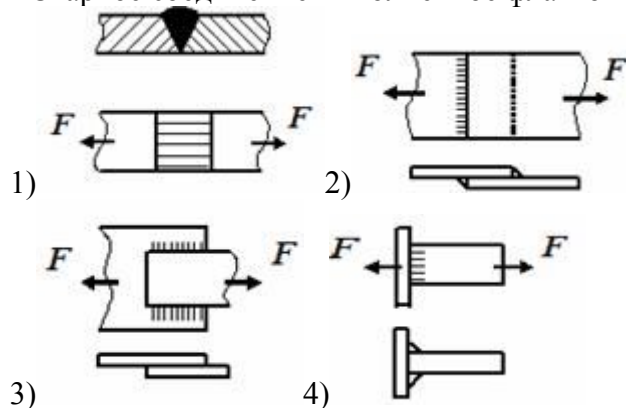
- Угловые швы в сварных соединениях рассчитывают напряжениям.

- 1) по нормальным
- 2) по нормальным и касательным
- 3) по эквивалентным
- 4) по касательным

- В нахлесточном сварном соединении ... шов расположен линии действия нагружающей силы (подобрать соответствие).

- 1) фланговый А) параллельно
- 2) лобовой В) под углом 45° к
- 3) косой С) перпендикулярно
- 4) лобовой Д) параллельно

- Сварное соединение выполненное фланговым швом изображено на рисунке



- Напряжения по длине флангового шва нахлесточного соединения распределяются

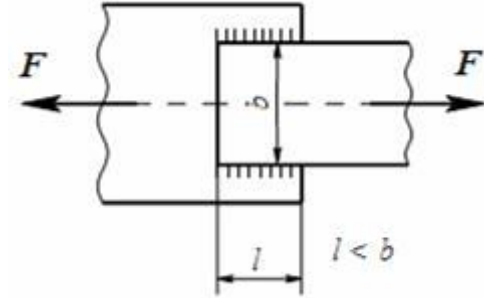
- 1) равномерно
- 2) неравномерно – на концах они больше, чем в середине
- 3) неравномерно – в середине они больше, чем на концах
- 4) неравномерно – возрастают от нуля на одном конце до максимума на другом

- Длину флангового сварного шва нахлесточного соединения рекомендуют принимать

.....

- 1) $l < 20 k$
- 2) $l > 50 k$
- 3) $l = 10 k$
- 4) $30 \text{ мм} \leq l \leq 50 k$

- Прочность фланговых швов нагруженных продольной силой рассчитывают по формуле



k – катет сварного шва

- 1) $\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau]$
- 2) $\tau = \frac{6M}{0,7kb^2} \leq [\tau]$
- 3) $\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau]$
- 4) $\tau = \frac{M}{W_p} \leq [\tau]$

- Электроконтактную сварку применяют для соединения деталей преимущественно толщиной

- 1) $\delta \leq 12$
- 2) $\delta \leq 3$
- 3) $\delta \geq 10$
- 4) $\delta \leq 15$

- Соединение контактной точечной сваркой рассчитывают на прочность по формуле

.....

- 1) $\tau = \frac{4F}{z \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]$
- 2) $\tau = \frac{M}{W} \leq [\tau]$
- 3) $\tau = \frac{M}{W_p} \leq [\tau]$
- 4) $\tau = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau]$

- Какой стыковой шов показан на рисунке?



1. X-образный шов
2. V-образный шов
3. U-образный шов
4. Бескосный шов (шов без разделки кромок)

- Какой стыковой шов показан на рисунке?



1. X-образный шов
2. V-образный шов
3. U-образный шов
4. Бескосный шов (шов без разделки кромок)

- Какой стыковой шов показан на рисунке?

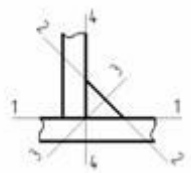


1. X-образный шов
2. V-образный шов
3. U-образный шов
4. Бескосный шов (шов без разделки кромок)

- Какой стыковой шов используют для сваривания деталей толщиной 1...8 мм?

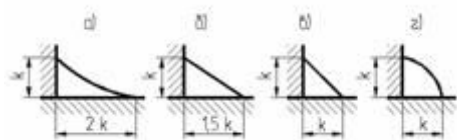
1. X-образный шов
2. V-образный шов
3. U-образный шов
4. Бескосный шов (шов без разделки кромок)

- Какое сечение углового шва является опасным?



1. Сечение 1-1
2. Сечение 2-2
3. Сечение 3-3
4. Сечение 4-4

- Какой из показанных на рисунке швов обладает меньшей концентрацией напряжений?



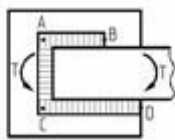
1. Шов, показанный на рис.а)
2. Шов, показанный на рис.б)
3. Шов, показанный на рис.в)
4. Шов, показанный на рис.г)

- Какие деформации возникают в стыковом шве, нагруженном растягивающим усилием и изгибающим моментом?



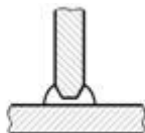
1. Растяжение
2. Растяжение и изгиб
3. Растяжение и кручение
4. Изгиб и кручение

- В какой точке комбинированного шва внахлестку находится напряжение?



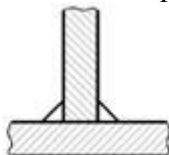
1. В точке А
2. В точке В
3. В точке С
4. В точке D

- Какой шов изображен на рисунке?



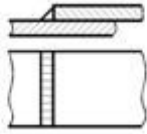
1. Лобовой
2. Фланговый
3. Втавр угловой
4. Втавр стыковой

- Какой шов изображен на рисунке?



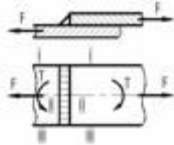
1. Лобовой
2. Втавр стыковой
3. Втавр угловой
4. Фланговый

- Как называется шов, изображенный на рисунке?



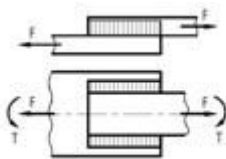
1. Лобовой
2. Фланговый
3. Стыковой
4. Втавр

- В каких сечениях шва максимальные напряжения?



1. Сечение I-I
2. Сечение II-II
3. Сечение III-III
4. Сечение I-I, III-III

- Как называется шов, изображенный на рисунке?

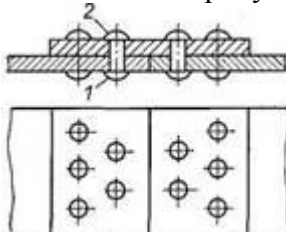


1. Лобовой
2. Фланговый
3. Стыковой
4. Втавр

- Где применяются заклепочные соединения?

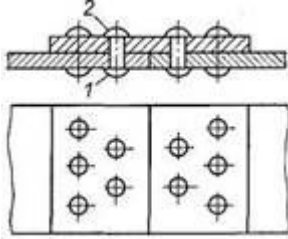
1. В корпусах судов
2. В фермах железнодорожных мостов
3. В авиастроении
4. В автомобилестроении

- Покажите на рисунке закладную головку заклепки



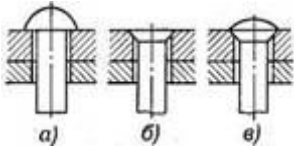
1. Поз. 1
2. Поз. 2
3. Определить нельзя
4. отсутствует

- Как называется заклепочный шов, показанный на рисунке?



1. Односрезный, двухрядный, встык с одной накладкой, шахматный
2. Двусрезный, двухрядный, встык с одной накладкой, шахматный
3. Односрезный, двухрядный, внахлестку, шахматный
4. Односрезный, четырехрядный, встык с одной накладкой, шахматный

- Покажите на рисунке заклепку с полупотайной головкой



1. а
2. б
3. в
4. заклпка не показана

- Выберите материал заклепок для ответственных металлоконструкций мостов

1. Ст3
2. Ст5
3. 40ХН
4. Д18

- На какой вид деформации рассчитывают заклепку?

1. На срез, растяжение и сжатие
2. На срез и смятие
3. На срез и растяжение
4. На срез и сжатие

- Холодным способом производят клепку заклепок из.....

- 1) меди
- 2) алюминиевых сплавов
- 3) стали любых диаметров
- 4) стали диаметром до 10 мм

- Горячим способом производят клепку заклепок из.....

- 1) меди
- 2) алюминиевых сплавов
- 3) стали диаметром до 10 мм
- 4) стали диаметром боле 10 мм

- Недостатками заклепочных соединений являются.....

- 1) ослабление деталей отверстиями
- 2) невозможность соединения деталей из несвариваемых материалов
- 3) повышенный расход металла
- 4) высокая стоимость

-Пустотелые заклепки применяют.....

- 1) в силовых соединениях
- 2) в плотных соединениях
- 3) для соединения тонких листов и неметаллических деталей
- 4) для соединения толстых листов

- Заклепки в соединениях рассчитывают на.....

- 1) срез и смятие
- 2) сжатие
- 3) изгиб
- 4) кручение

- Диаметр заклепок определяется из условия прочности при.....

- 1) срезе
- 2) смятии
- 3) растяжении
- 4) кручении

- Проверочный расчет заклепочного соединения производят из условия прочности при.....

- 1) срезе
- 2) смятии
- 3) растяжении
- 4) кручении

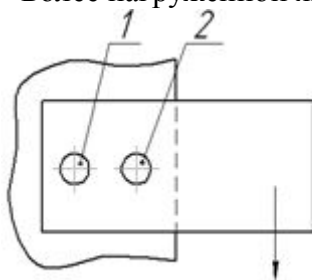
- При увеличении диаметра заклепок в заклепочном соединении в 2 раза прочность соединения по напряжениям среза заклепок.....

- 1) увеличивается в 2 раза
- 2) увеличивается в 4 раза
- 3) уменьшается в 2 раза
- 4) уменьшается в 4 раза

- При выборе материала заклепок необходимо.....

- 1) чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклепок и соединяемых деталей были близкими друг к другу
- 2) чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклепок и соединяемых деталей значительно отличались друг от друга
- 3) чтобы материалы заклепок и соединяемых деталей были разнородными
- 4) чтобы материалы заклепок и соединяемых деталей были однородными

- Более нагруженной является заклепка



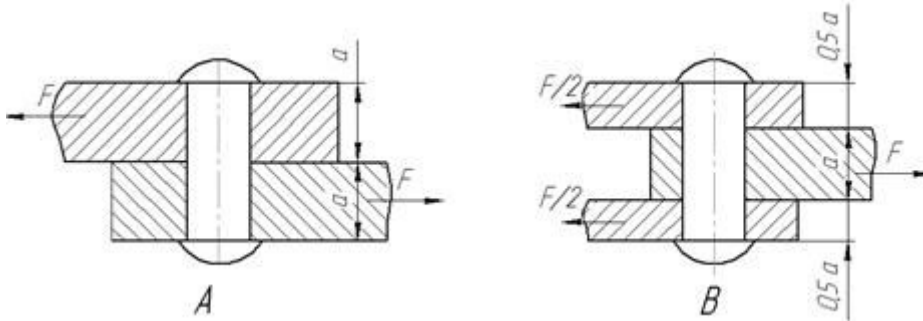
1) 1

2) 2

3) нагрузка одинаковая

4) нагрузка на заклепку 1 в два раза больше заклепки 2

- Большегрузной способностью из условия прочности при срезе при одинаковом поперечном сечении заклепок обладает конструкция на рисунке...



1) A

2) B

3) одинаковы

4) зависит от F

- По какой формуле определяют шаг одностороннего шва внахлестку, если известно значение диаметра заклепки?

1) $1,65 d_3$ 2) $2,0 d_3$ 3) $0,5 d_3$ 4) $3 d_3$

- По каким формулам рассчитывают прочность склепываемых листов в заклепочном шве?

1. $\frac{F_y}{\delta d_3 z}$

2. $\frac{F_y}{A_{iz}}$

3. $\frac{F_y}{\delta(t-d_3)z}$

4. $\frac{F_y}{2\delta\left(e-\frac{d_3}{2}z\right)}$

- От каких параметров зависит коэффициент прочности шва φ ?

1. Толщины листов δ 2. Диаметра заклепки d_3 3. Шага t

4. От всех перечисленных

- По какой формуле следует рассчитывать число заклепок в шве?

$$1. \frac{4F_{\gamma}}{\mathcal{N}_s^2[\tau]_{ср.з}}$$

$$2. \frac{F_{\gamma}}{\mathcal{N}_s[\sigma]_{с.м}}$$

3. Обе формулы верны

4) формула не приведена.

4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Общие сведения

Среди разъемных соединений наиболее распространены резьбовые соединения. Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой – основным элементом резьбового соединения.

Резьба (рисунок 4.1) – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

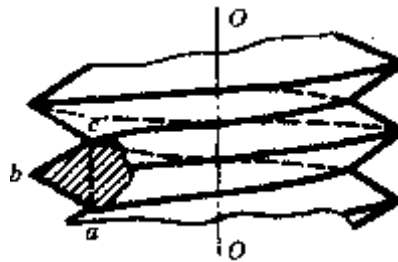


Рисунок 4.1 – Выступы. Контур

По форме основной поверхности различают цилиндрическую и коническую резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Профиль резьбы – контур (например, abc на рисунке 4.1) сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Чаще всего используют правую резьбу. Левую резьбу применяют только в специальных механизмах. Если резьбовые выступы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям то они образуют многозаходную резьбу. По числу заходов различают однозаходную, двухзаходную и т. д. резьбы. Наиболее распространена однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах.

Методы изготовления резьбы

1. Нарезкой вручную метчиками или плашками. Этот метод применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.

3. Фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках.

Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.).

4. Накаткой на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. Литьем на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. Выдавливанием на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

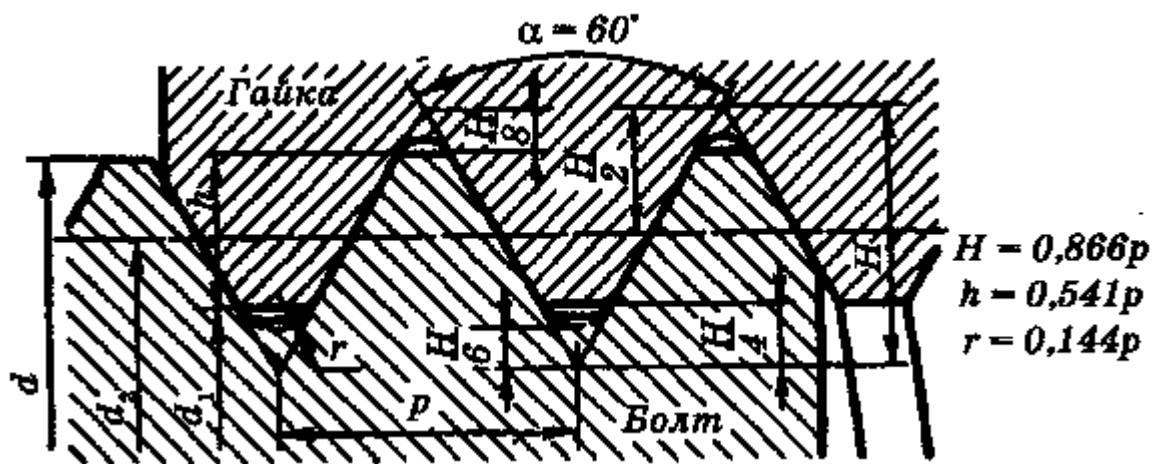


Рисунок 4.2 – Метрическая резьба

Геометрические параметры резьбы. На рисунке 4.2 d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров); d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине канавки); h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки; p – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_h – ход винта для многозаходных резьб, равный произведению шага на число заходов; α – угол профиля; ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру – рисунок 4.3), который определяется как

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{\pi d_2}. \quad (4.1)$$

Все геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

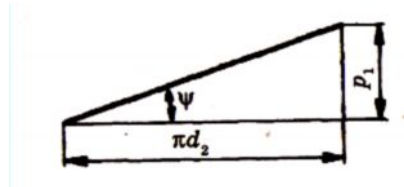


Рисунок 4.3 – Развертка винтовой линии по среднему диаметру

Основные типы резьб. По назначению различают резьбы крепежные и резьбы для винтовых механизмов.

Метрическая резьба (рисунок 4.2). Это наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника, следовательно, $\alpha = 60^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Резьба метрическая по ГОСТ 9150-81 (выборка), размеры в мм по рисунку 4.2

Номинальный диаметр резьбы d	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом		
	Шаг резьбы p	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2	Шаг резьбы p	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	1,25	110,647	11,188
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	15,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
30	3,5	26,211	27,727	2	27,835	28,701
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051

В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом, так как она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъема винтовой линии φ мал (формула 4.1). Мелкие резьбы применяются в резьбовых соединениях, подверженных переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях.

Трубная цилиндрическая резьба (рисунок 4.4) – мелкая с закругленными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров

делает резьбовое соединение герметичным. Применяется для соединения труб. Изготавливается по ГОСТ 6357-81.

Трубная коническая резьба обеспечивает высокую плотность соединения. Изготавливается по ГОСТ 6211-81.

Трапецеидальная резьба (рис. 4.5) – основная резьба в передаче винт–гайка. Ее профиль – равнобокая трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями на трение, технологична. КПД выше, чем для передач с треугольным профилем. Применяется для передач реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и т. п.). Изготавливается по ГОСТ 9484-81.

Упорная резьба (рисунок 4.6) имеет профиль в виде неравнобокой трапеции с углом 27° . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° . КПД выше, чем у трапецеидальной резьбы. Закругление впадин повышает усталостную прочность винта. Применяется в передаче винт–гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т. д.). Изготавливается по ГОСТ 10177-81.

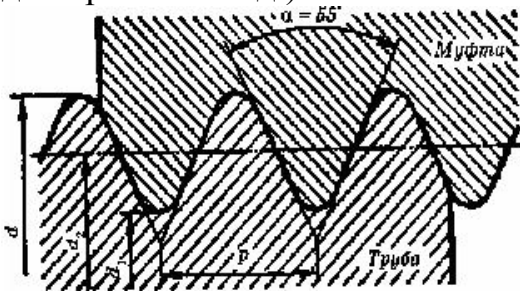


Рис 4.4 – Трубная резьба

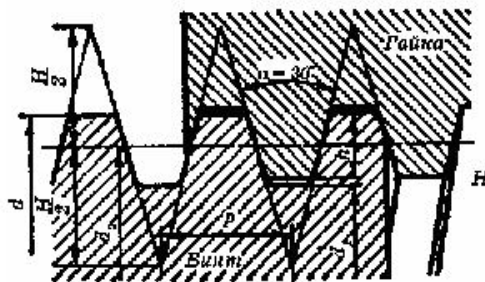


Рис 4.5 – Трапецеидальная резьба

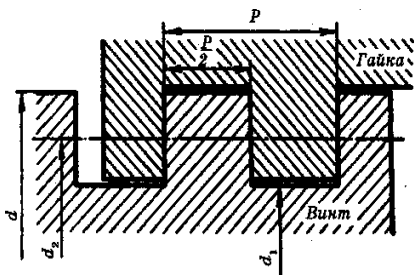


Рис. 4.7 – Прямоугольная резьба

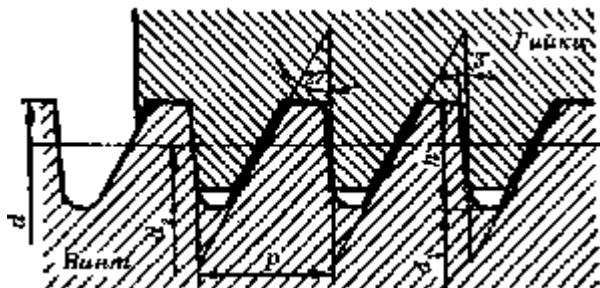


Рис. 4.6 – Упорная резьба

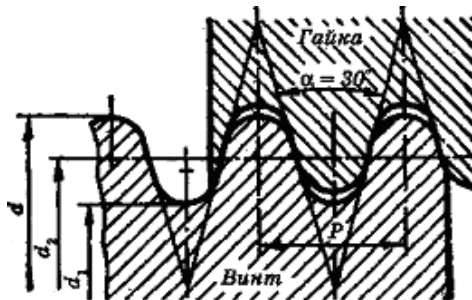


Рис. 4.8 – Круглая резьба

Прямоугольная резьба (рисунок 4.7) имеет квадратный профиль резьбы. Из всех резьб имеет самый большой КПД, так как угол профиля резьбы $\alpha = 0$. Обладает пониженной прочностью. При износе появляются осевые зазоры, которые трудно устранить. Стандарт отсутствует. Имеет ограниченное применение в малонагруженных передачах винт–гайка.

Круглая резьба (рисунок 4.8), у которой профиль состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Резьба характеризуется высокой усталостной прочностью. Стандарт отсутствует. Имеет ограниченное применение при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде. Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и выдавливанием на тонкостенных изделиях.

Конструктивные формы резьбовых соединений. Для соединения деталей применяют *болты, винты и шпильки с гайками*.

Соединения болтами (рисунок 4.9) наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для скрепления деталей небольшой толщины, а также деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы.

Соединения винтами (рисунок 4.10) применяются для скрепления деталей, одна из которых имеет большую толщину. В отличие от болта винт ввинчивается в резьбовое отверстие детали, гайка при этом отсутствует.

Соединения шпильками (рисунок 4.11) применяются тогда, когда по условию эксплуатации требуется частая разборка и сборка соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину. Применение винтов в этом случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в деталь при помощи гайки, навинченной поверх другой гайки или при помощи специального шпильковерта.

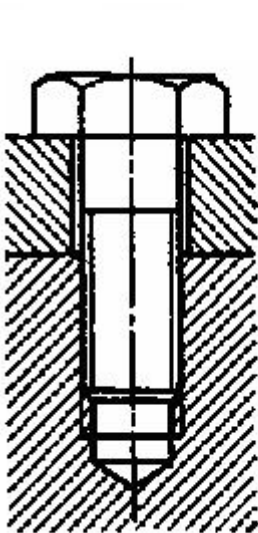
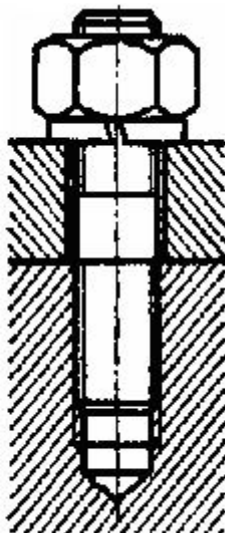


Рис. 4.9

Соединение болтом



4.10

Соединение винтом

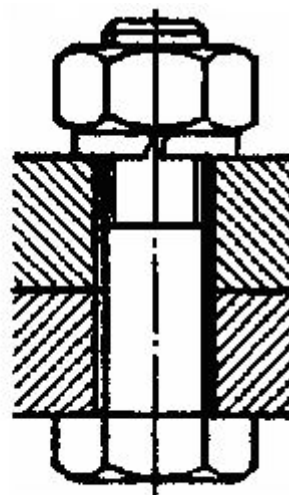
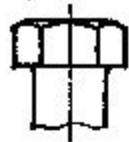


Рис. 4.11

Соединение шпилькой

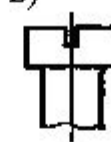
а)



б)



в)



г)

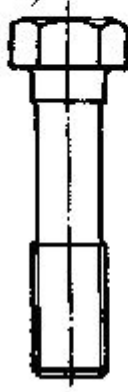


Рис. 4.12 Формы головок болтов и винтов

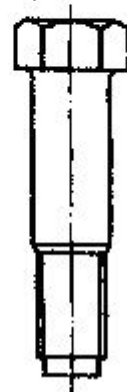
а)



б)



в)



г)

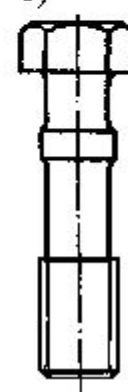


Рисунок 4.13 – Формы стержня болтов и винтов

Стандартные крепежные детали. Различают следующие основные типы болтов и винтов. В зависимости от формы головки болты и винты бывают с *шестигранными* (рисунок 4.12, а), *полукруглыми* (рисунок 4.12, б), *потайными* (рисунок 4.12, в) и другими головками. Форму головки выбирают в зависимости от необходимого усилия затяжки, пространства поворота ключа, внешнего вида и т. д. Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они допускают большое усилие затяжки и требуют небольшого поворота гаечного ключа (1/6 оборота) до перехвата.

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с *нормальным стержнем* (рисунок 4.13, а); с *подголовком* (рисунок 4.13, б); с точно обработанным *утолщенным стержнем* для постановки без зазора в отверстие из-под развертки (рисунок 4.13, в); со *стержнем уменьшенного диаметра* ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при динамических нагрузках (рисунок 4.13, г).

В зависимости от точности изготовления болты и винты выполняют *нормальной и повышенной точности*.

В зависимости от назначения болты и винты бывают общего назначения, установочные и специальные. Установочные винты применяют для фиксации положения деталей, например, при соединении двух валов с помощью втулки и шпонок, осевая фиксация втулки относительно вала осуществляется с помощью установочных винтов. По форме головок и концов они имеют большую разновидность (рисунок 4.14).

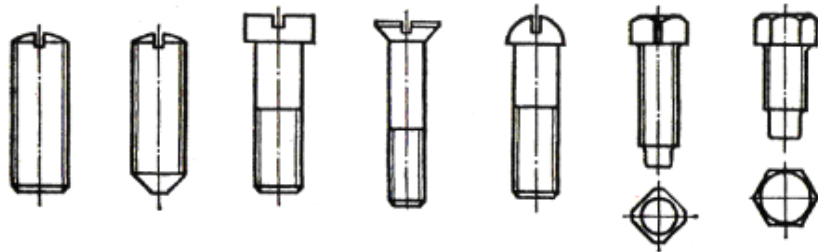


Рисунок 4.14 – Установочные винты

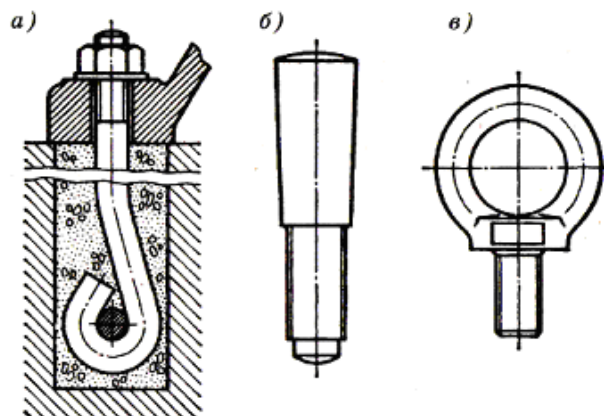


Рисунок 4.15 – Примеры специальных болтов

К специальным болтам относятся *фундаментные* (рисунок 4.15, а), болты *конусные* для отверстий из – под развертки (рис. 4.15, б), *грузовые* винты (рым-болты, рисунок 4.15, в) и многие другие.

Шпильки изготавливают по ГОСТ 11765-81 *без проточки* (рисунок 4.16, а) и *с проточкой* (рисунок 4.16, б). В зависимости от материала детали глубина завинчивания шпилек в гнездо различная. Для чугунных деталей применяют шпильки с глубиной завинчивания $\ell \approx 1,35d$ (тип I), для

стальных $\ell \approx d$ (тип II). При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем прочность болтов.

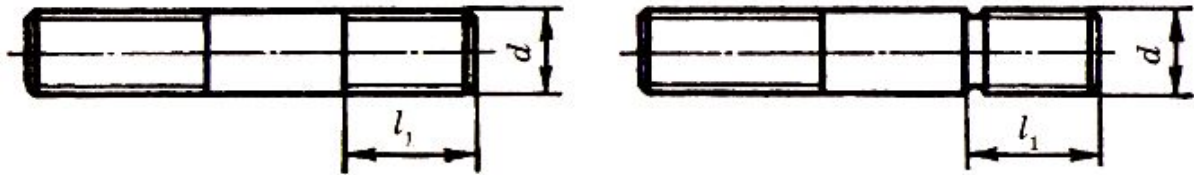


Рисунок 4.16 – Шпильки

Гайки имеют несколько основных типов. В зависимости от формы гайки бывают *шестигранные* (рисунок 4.17), *круглые* (рисунок 4.18, а), *гайки-барашки* (рисунок 4.18, б) и др. Наиболее часто используются шестигранные гайки. В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают нормальные (рисунок 4.17, а), высокие (рисунок 4.17, б) и низкие (рисунок 4.17, в). Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках для уменьшения износа резьбы. Прорезные (рисунок 4.17, г) и корончатые (рисунок 4.17, д) гайки также выполняют высокими. В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки, аналогично болтам, бывают нормальной и повышенной точности. Круглые гайки применяют для фиксации деталей при малых осевых нагрузках.

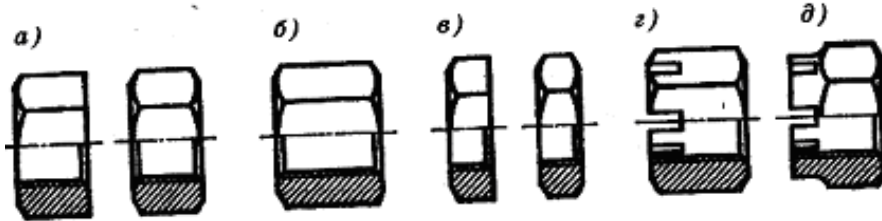


Рис. 4.17 Гайки шестигранные



Рис. 4.18 Гайка круглая и гайка барашек

Шайбы устанавливают под гайки, под головки болтов и винтов. Назначение шайб – увеличение опорной поверхности, предохранение деталей от задиров. Специальные шайбы служат для стопорения. Наибольшее распространение в машиностроении получили шайбы круглые черные и чистые (рисунок 4.19, а). Первые изготавливают штамповкой, вторые вытачивают на токарных станках. Толщина шайбы и наружный диаметр зависят от диаметра резьбового изделия. Шайбу плоскую квадратную или особой формы (рисунок 4.19, б) применяют для стопорения гайки. Шайбу круглую лепестковую (рисунок 4.19, в)

применяют для стопорения круглых гаек со шлицами, шайбу круглую пружинную (рисунок 4.19, г) – для стопорения любых гаек.

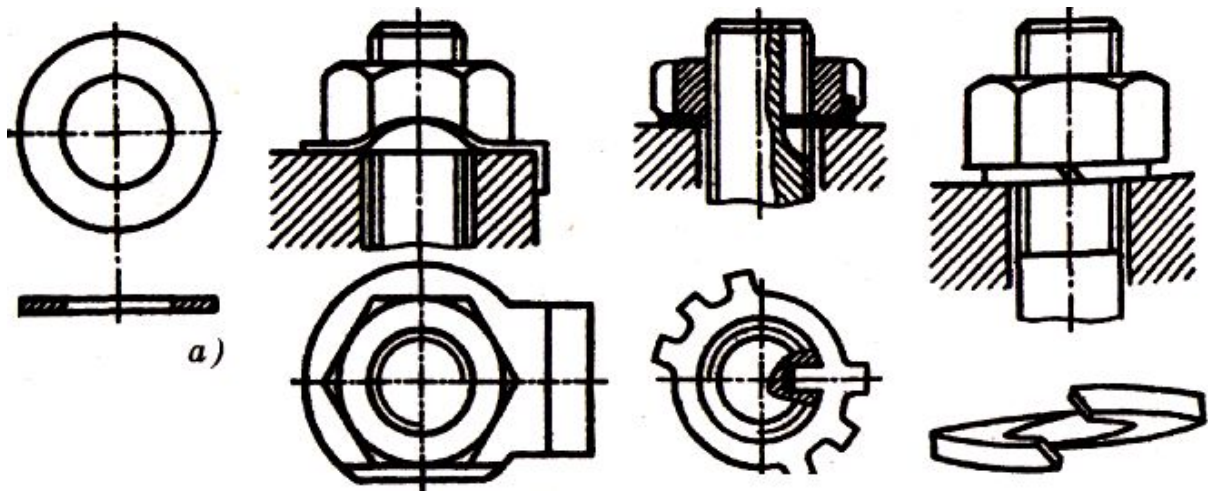


Рисунок 4.19 – Специальные шайбы для стопорения

Инструмент для завинчивания и отвинчивания. Завинчивают и отвинчивают винты и гайки (кроме винтов со шлицем под отвертку) ключами (рисунок 4.20).

Для винтов и гаек с шестигранными и квадратными головками при наличии свободного доступа обычно применяют ключи обыкновенные (рисунок 4.20, а) или двусторонние (рисунок 4.20, б).

Последние изготовляют с двумя растворами. Замкнутый ключ с удвоенным числом граней (рисунок 4.20, в) позволяет завинчивать гайки при повороте ключа на уменьшенный угол.

При отсутствии свободного доступа к головкам и гайкам с боковых сторон применяют торцевые ключи с прямым стержнем и захватом по всем граням.

Для винтов с внутренним шестигранником применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом 90° (рисунок 4.20, г).

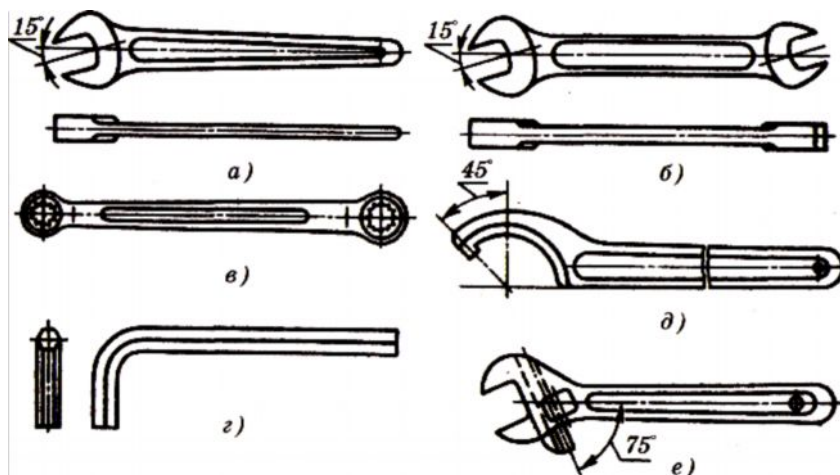


Рисунок 4.20 – Гаечные ключи

Ключ для круглых шлицевых гаек показан на рисунке 4.20, д.

При редком завинчивании и отвинчивании винтов и гаек разных размеров применяют раздвижные ключи с регулируемым раствором (рисунок 4.20, е). Однако эти ключи не допускают таких больших моментов затяжки, как нераздвижные, и менее долговечны.

Важное значение для прочности винтов, особенно подверженных переменной нагрузке, имеет установление и контроль требуемой силы начальной затяжки. Применяют следующие способы затяжки с контролем силы:

1. Ключами предельного момента. При превышении этого момента происходит проскальзывание.

2. Динамометрическими ключами, имеющими обычно упругую рукоятку, прогибы которой, пропорциональны измеряемому моменту. В связи с переменностью коэффициента трения и плотности резьбы точность установления начальной затяжки по моменту невелика.

3. Поворотом гайки на рассчитанный заранее угол от положения соприкосновения.

4. С помощью тарированных упругих шайб, которые при достижении расчетной нагрузки распрямляются и становятся жесткими.

Наиболее точно можно определить силу начальной затяжки с помощью измерения удлинения болта.

Специальные способы стопорения резьбовых соединений. Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе. Во избежание самоотвинчивания гаек, винтов применяют особые устройства, называемые гачными замками. На рисунке 4.19 показаны некоторые конструкции гачных замков с помощью шайб. При установке контргайки 2 (рисунок 4.21, а) создается дополнительное натяжение и трение в резьбе. Самоотвинчивание гайки 1 затрудняется. При установке шплинта (рисунок 4.21, б, в) или при обвязке группы болтов проволокой (рисунок 4.21, г) гайка жестко соединяется со стержнем болта (шпильки). Иногда гайки жестко соединяют с деталью с помощью планки (рисунок 4.21, д) и т. д.

Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотвинчивания.

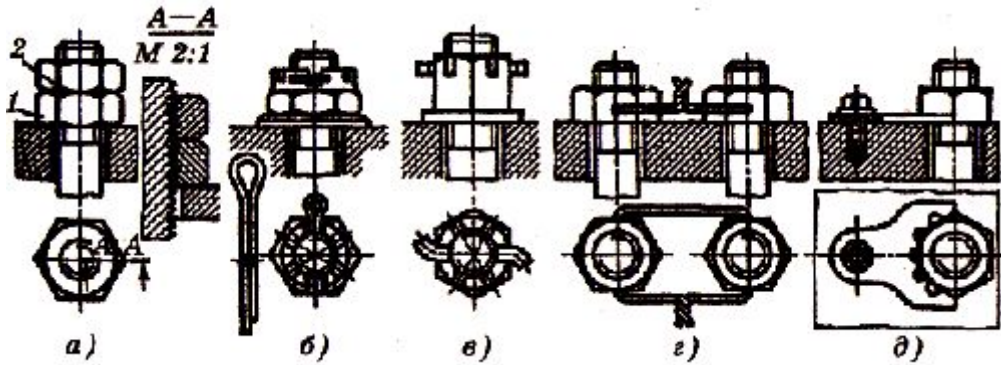


Рисунок 4.21 – Стопорение фиксирующими деталями

4.2. Момент завинчивания, КПД и условие самоторможения

Соотношения между силами и моментом завинчивания в резьбовом соединении. Вначале изучим зависимости для прямоугольной резьбы, а потом распространим их и на другие типы резьб.

При рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развернуть по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном (рис. 4.22, а). Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали n под углом трения φ . В результате разложения силы получаем

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (4.2)$$

где F_t – движущая окружная сила; F – осевая сила на винте; ψ – угол подъема винтовой линии резьбы.

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной резьбе. Соотношение окружных сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах удобно рассмотреть на моделях с кольцевыми витками, приняв угол подъема резьбы, равной нулю (рисунок 4.22, б).

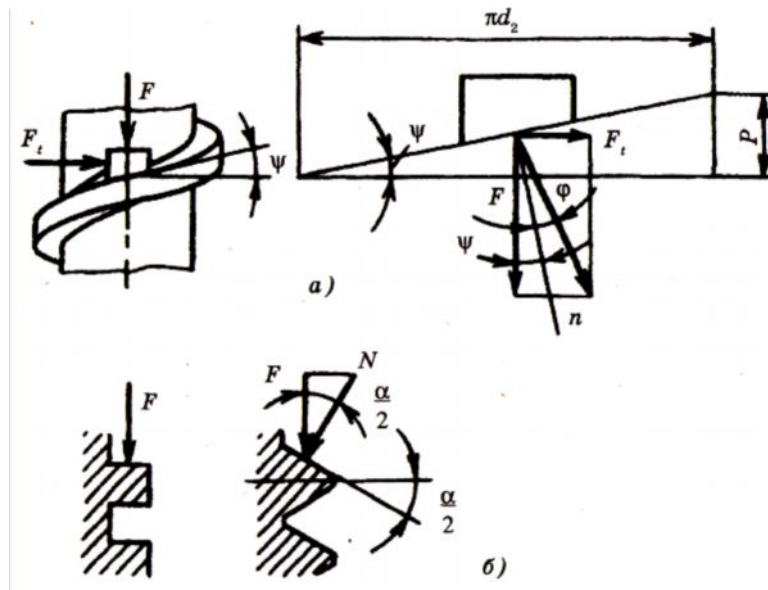


Рисунок 4.22 – Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля Для витка треугольного профиля $F_t = Nf$

Для витка треугольного профиля

$$F_t = Nf = \frac{Ff}{\cos(\alpha/2)} = Ff_1, \quad (4.3)$$

где $N = \frac{F}{\cos(\alpha/2)}$; α – угол профиля резьбы, откуда приведенный коэффициент трения

$$f_1 = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}. \quad (4.4)$$

Таким образом, силу трения в треугольной резьбе можно определить так же, как в прямоугольной, только вместо действительного коэффициента трения надо пользоваться приведенным, равным действительному, деленному на $\cos(\alpha/2)$.

Аналогичное соотношение имеет место между углами трения:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos(\frac{\alpha}{2})}. \quad (4.5)$$

Для нормальной метрической резьбы угол $(\alpha/2)=30^\circ$, а следовательно,

$$f_1 \approx 1,15 f$$

и $\varphi_1 = 1,15 \varphi$ (здесь φ_1 – приведенный угол трения).

Для определения движущей окружной силы в треугольной резьбе можно пользоваться выведенной формулой для прямоугольной резьбы, подставив вместо действительного приведенный угол трения.

Момент завинчивания гайки или винта с головкой

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T, \quad (4.6)$$

где T_p – момент в резьбе; T_T – момент трения на торце гайки или головки винта. Момент в резьбе

$$T_p = F_1 \frac{d_2}{2} - F_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1). \quad (4.7)$$

Опорную поверхность гайки и головки принимают кольцевой с наружным диаметром, равным размеру под ключ D_1 и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт d_0 .

Момент трения на торце гайки или головки

$$T_T = \frac{F f_T d_{cp}}{2}, \quad (4.8)$$

где $d_{cp} = \frac{(D_1 + d_0)}{2}$; f_T – коэффициент трения на торце гайки.

Эта удобная для расчета зависимость основана на предположении, что давление на торце гайки увеличивается с уменьшением радиуса. Увеличение давления связано с упругим деформированием тела гайки и уменьшенными путями трения на малых радиусах при завинчивании и отвинчивании.

Момент на торце гайки или головки винта составляет около 50% всего момента затяжки.

Подставив полученные выражения T_p и T_T в формулу для момента завинчивания, получим окончательно

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_2) + f_{cp} \frac{d_{cp}}{d_2} \right]. \quad (4.9)$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление на противоположное. При этом получим $F_t = F \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$.

Момент отвинчивания с учетом трения на торце гайки, по аналогии с моментом завинчивания будет иметь вид

$$T_{\text{отв}} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_2) + f_{cp} \frac{d_{cp}}{d_2} \right]. \quad (4.10)$$

Полученные зависимости позволяют отметить:

По формуле (4.9) можно подсчитать отношение осевой силы винта F к силе F , приложенной на ручке ключа, $\frac{F}{F_k}$, которое дает выигрыш в силе. Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа $l \approx 15d$

$$\text{и } f = 0,15 \frac{F}{F_k} = 70 - 80 .$$

Стержень винта не только растягивается силой F , но и закручивается моментом T_p .

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{отв} > 0$, где $T_{отв}$ определяется по формуле (4.10). Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $\operatorname{tg}(\varphi_1 - \psi) > 0$ или

$$\psi < \varphi_1. \quad (4.11)$$

Для крепежных резьб значение угла подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' - 3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в пределах 6° (при $f \approx 0,1$) – 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. Резьбы для ходовых винтов выполняют как самотормозящие, так и несамотормозящие.

Приведенные выше значения коэффициента трения, свидетельствующие о существенных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При динамических и вибрационных нагрузках вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения коэффициент трения существенно снижается и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание во избежание которого применяют специальные стопорные устройства (см. Специальные способы стопорения резьбовых соединений).

КПД винтовой пары η определяется отношением работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения. Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота гайки. Так как углы поворота равны и в том и в другом случае, то отношение работ равно отношению моментов $\frac{T'_{зав}}{T_{зав}}$, в котором $T_{зав}$ определяется по формуле (4.9), а $T'_{зав}$ – по той же формуле, но при $f = 0$ и $\varphi = 0$:

$$\eta = \frac{T'_{зав}}{T_{зав}} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\left[\left(\frac{d_{cp}}{d_2} \right) f_T + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]}. \quad (4.12)$$

Учитывая потери только в резьбе ($T_T = 0$), найдем КПД только винтовой пары:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}. \quad (4.13)$$

Формула (4.13) позволяет сделать вывод, что η возрастает с увеличением ψ и уменьшением φ .

Распределение осевой нагрузки виткам резьбы. При нагружении осевая сила распределяется между витками неравномерно. Неравномерность распределения сил по виткам усугубляется тем, что витки на наиболее растянутой части винта сопрягаются с витками, расположенными в наиболее сжатой части гайки. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Распределение сил между витками резьбы, полученное Н.Е. Жуковским

для гайки с десятью витками, показано на рисунке 4.23. На первый, наиболее нагруженный, виток приходится около $1/3$ общей силы на винт, а на десятый виток – менее $1/100$ общей силы. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации несколько снижают нагрузку на первый виток резьбы. При такой большой неравномерности распределения осевой силы по виткам большое увеличение высоты гайки оказываются бесполезным в связи с опасностью последовательного разрушения витков.

Виды повреждений резьбовых соединений:

1. Разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению.
2. Повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб).
3. Разрушение у головки.

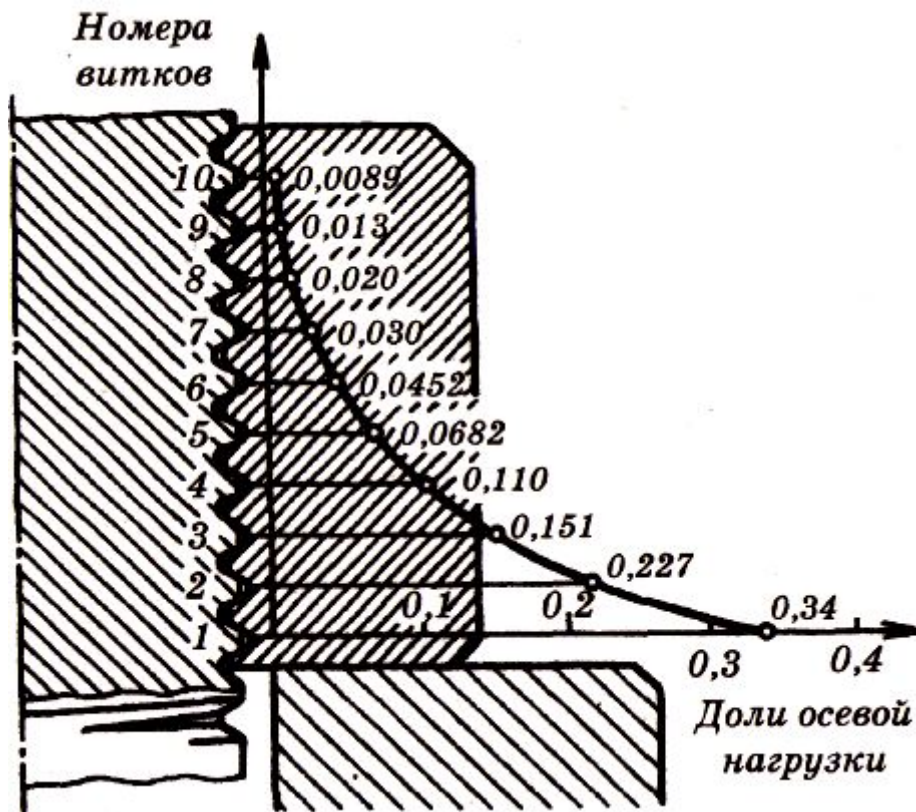


Рисунок 4.23 – Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н.Е. Жуковскому

При практических расчетах основными критериями работоспособности для крепежных резьб являются прочность, связанная с напряжениями среза τ , а для ходовых резьб – износостойкость, связанная с напряжениями смятия $\sigma_{см}$ (рисунок 4.24).

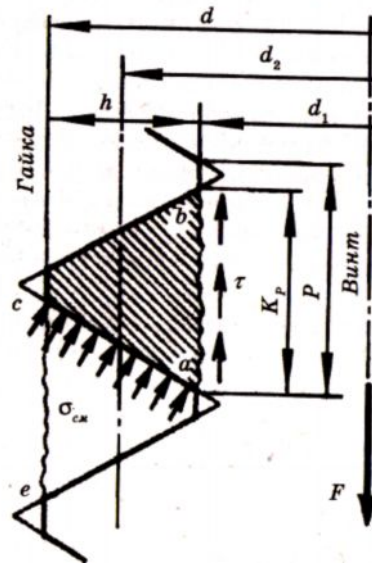


Рисунок 4.24 – Схема нагружения элементов резьбы

Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\text{для винта} \quad \tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau],$$

$$\text{для гайки} \quad \tau = \frac{F}{\pi d H K K_m} \leq [\tau],$$

где H — высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь; $K = \frac{ab}{p}$

или $K = \frac{ce}{p}$ — коэффициент полноты резьбы; K_m — коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, так как $d_1 < d$.

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.14)$$

где $z = \frac{H}{p}$ — число рабочих витков (например, число витков гайки).

Формула (4.14) — общая для винта и гайки. Коэффициент K_m в этом случае принят равным единице, с учетом приработки ходовых резьб и при условии, что допускаемые напряжения принимают согласно с накопленным опытом эксплуатации.

Высоту гайки и глубину завинчивания определяют из условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение. Так, например, если принять в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и срез и учитывая, что $\tau_T \approx 0,6 \sigma_T$, условие прочности будет иметь вид

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6 \sigma_T = \frac{0,6 \sigma_T}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d_1^2 \right]},$$

откуда при $K = 0,87$ и $K_m = 0,6$ получаем

$$H = 0,8 d_1,$$

где $\frac{F}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d_1^2 \right]}$ – напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное

приблизительно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

Поэтому высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают

$$H = 0,8 d. \quad (4.15)$$

Кроме нормальных, стандартом предусмотрены высокие ($H = 1,2d$) и низкие ($H = 0,5d$) гайки.

Прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта, так как $d > d_1$.

Таким же образом устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали глубина завинчивания $H_1 = d$, в чугунные и силуминовые $H_2 \approx 1,5d$.

Для стандартных высот гаек (за исключением низких) и глубин нет необходимости расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

4.3. Расчет резьбовых соединений при различных случаях нагружения

Стержень винта нагружен только растягивающей силой. Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза (рисунок 4.25). Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности на растяжение, которое имеет вид:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma], \quad (4.16)$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение для винта (болта);

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]}, \quad (4.17)$$

где σ_T – предел текучести материала болта; $[n_T]$ – требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности.

Для болтов из углеродистой стали принимают $[n_T] = 1,5 - 3$. Большие значения коэффициента запаса $[n_T]$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки F или для конструкций повышенной ответственности.

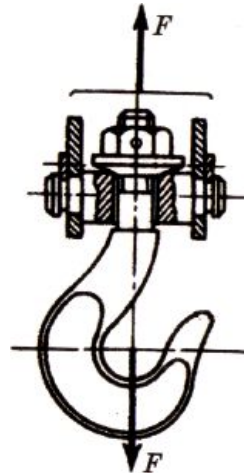


Рисунок 4.25 – Грузовой крюк под нагрузкой

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рисунок 4.26). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зам}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе T_p – формула (4.7). Напряжение растяжения от силы $F_{зам}$

$$\sigma = \frac{F_{зам}}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d_1^2 \right]}. \quad (4.18)$$

Напряжение кручения от момента T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0.5 F_{зам} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0.2 d_1^3}. \quad (4.19)$$

Требуемое значение силы затяжки определяют следующим образом:

$$F_{зам} = A \sigma_{см},$$

где A – площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{см}$ – напряжения смятия в стыке деталей, значение которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{ec} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (4.20)$$

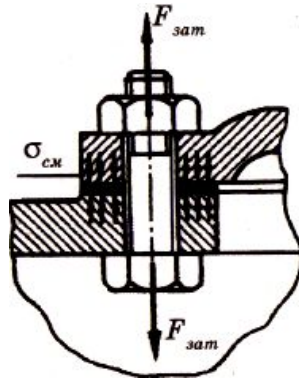


Рисунок 4.26 – Соединение под действием усилия затяжки

Практические вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб $\sigma_{эк} \approx 1,3\sigma$.

Это позволяет рассчитывать болты на прочность по следующей упрощенной формуле:

$$\sigma_{эк} = \frac{1,3F_{зам}}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right)d_1^2\right]} \leq [\sigma], \quad (4.21)$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3F_{зам}}{\pi[\sigma]}}, \quad (4.22)$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения на растяжение для винта (болта), определяемое по формуле (4.17).

Практикой установлено, что болты с резьбой, меньше М10, можно повредить при недостаточно квалифицированной затяжке. Поэтому в силовых соединениях не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых производствах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент, больше установленного.

Болтовое соединение нагружено силами в плоскости стыка. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть собрана по двум вариантам.

Болт поставлен с зазором (рисунок 4.27). В этом случае болт ставится с зазором в отверстие деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения F , которые препятствуют относительно их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки F . Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей

$$F \leq iF_{мп} = iF_{зам}f, \text{ или } F_{зам} = \frac{KF}{if}, \quad (4.23)$$

где i – число плоскостей стыка деталей (на рисунке 4.27 – $i = 2$; при соединении только двух деталей $i = 1$); f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 - 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); K – коэффициент запаса по сдвигу деталей ($K = 1,3 - 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8 - 2$ при переменной нагрузке).

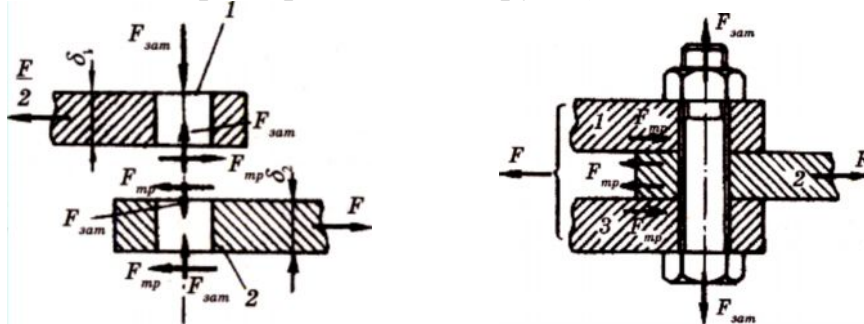


Рисунок 4.27 – Болт поставлен с зазором

Как известно при затяжке болт работает на растяжение и кручение, поэтому прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению – формула (4.21). Так как внешняя нагрузка не передается на болт, его рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

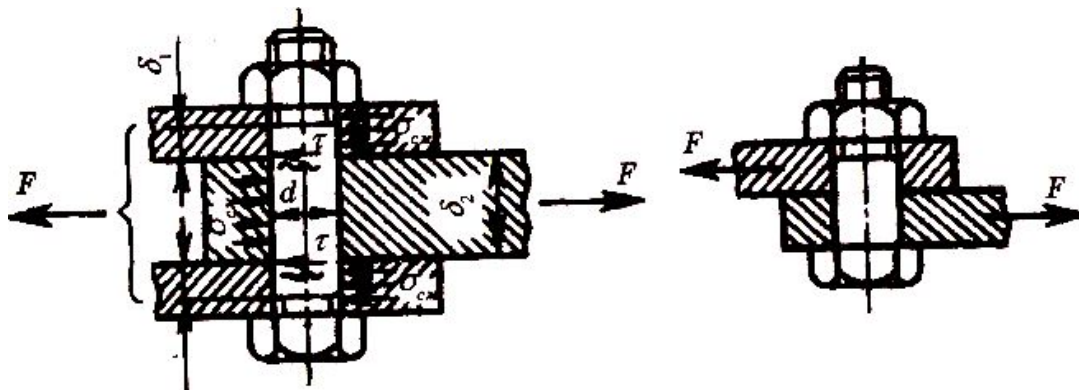


Рисунок 4.28 – Болт поставлен без зазора

Болт поставлен без зазора (рисунок 4.28). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. При расчете прочности данного соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не контролируется. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза будет иметь вид:

$$\tau = \frac{F}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d^2 i \right]} \leq [\tau], \quad (4.24)$$

где i – число плоскостей среза (на рисунке 4.28, а $i = 2$; при соединении только двух деталей – рис. 4.28, б $i = 1$); $[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез для стержня болта:

$$[\tau] = (0,2 - 0,3) \sigma_{\tau}. \quad (4.25)$$

Диаметр стержня болта d определяют из условия прочности на срез формула (4.24):

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}}. \quad (4.26)$$

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали (рисунок 4.29) трудно установить точно. Это зависит от точности размеров и форм деталей соединения. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений (рисунок 4.29, а) заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рисунок 4.29, б).

Для средней детали (и при соединении только двух деталей)

$$F = 2 \int_0^{\delta_2} \sigma_{ck} \delta_2 0,5 d \cos \varphi d\varphi = \sigma_{cm} \delta_2 d$$

$$\text{или } \sigma_{cm} = \frac{F}{d \delta_3} \leq [\sigma_{cm}] \quad (4.27)$$

для крайних деталей

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{2d \delta_3} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (4.28)$$

Формулы (4.27) и (4.28) справедливы для болта и деталей. Из двух значений $[\sigma_{cm}]$ в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Сравнивая варианты постановки болтов с зазором и без зазора (рисунок 4.27 и 4.28), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$, $K = 1,5$ и $i = 1$, из формулы (4.23) получим $F_{зам} = 7,5F$. Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раз превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие неустойчивости коэффициент трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

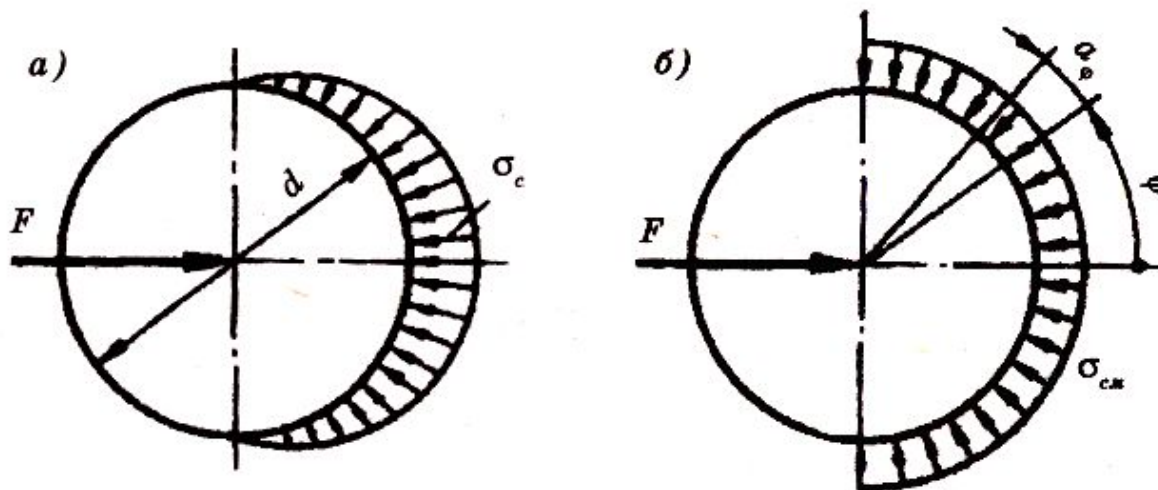


Рисунок 4.29 – Распределение напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали

Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внешней осевой растягивающей силой. Этот случай соединения (рисунок 4.30) часто встречается в машиностроении для крепления крышек цилиндров, подшипниковых узлов и т. п. Обозначим: F_z – сила предварительной затяжки болта при сборке; F – внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один болт. Предварительная затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.

В результате предварительной затяжки болта силой F_z (рисунок 4.30, б и рисунок 4.31) он удлинится на величину Δl_δ , а детали стыка сожмутся на Δl_∂ (на рисунках для большей наглядности величины Δl_δ и Δl_∂ сильно увеличены).

При действии на предварительно затянутый болт внешней растягивающей нагрузки F (рисунок 4.30, в и рисунок 4.31) болт дополнительно удлинится на величину $\Delta l'_\delta$, а сжатые детали частично разгрузятся и восстановят свою толщину на $\Delta l'_\partial$, причем, в пределах до раскрытия стыка,

$$\Delta l'_\delta = \Delta l'_\partial. \quad (4.29)$$

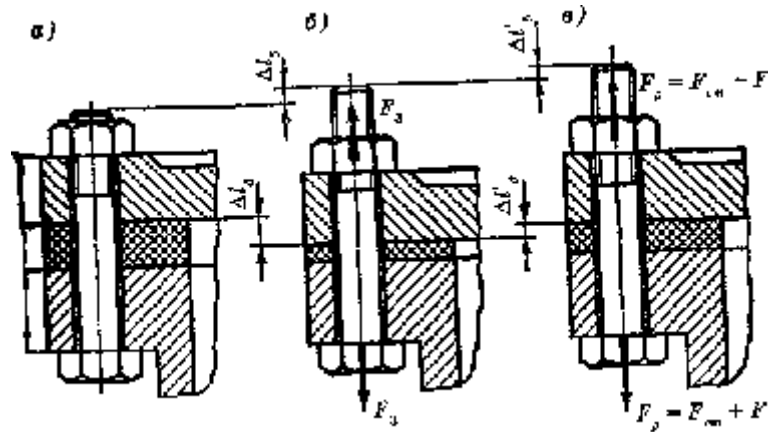


Рисунок 4.30 – Схема для расчета болтового соединения:

а – болт не затянут;

б – болт затянут;

в – к затянутому болту приложена внешняя сила F

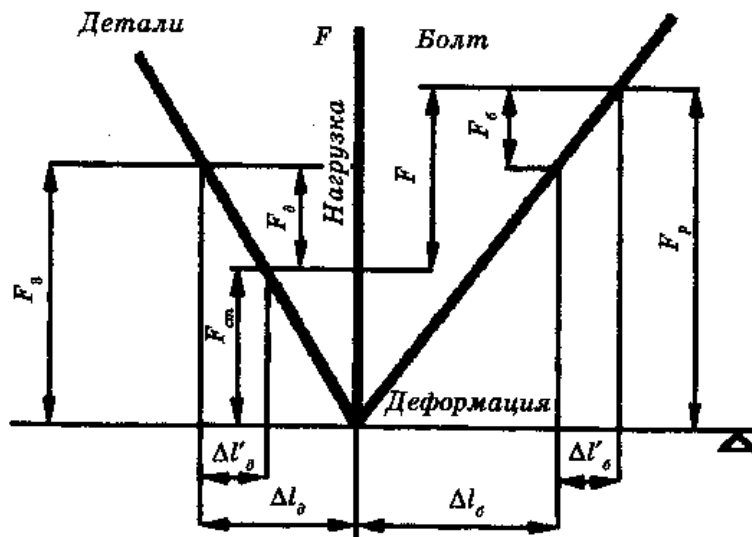


Рисунок 4.31 – Изменение нагрузки и деформации в болтовом соединении с предварительной затяжкой и последующим нагружением осевой растягивающей силой

Действие сжатых деталей на болт уменьшится и составит F_{cm} (рисунок 4.30, и рисунок 4.31), которое называется остаточным усилием затяжки.

В этом случае часть внешней нагрузки пошла на разгрузку стыка F_∂ , а оставшаяся часть внешней нагрузки пошла на догружение болта F_δ . В итоге можно записать:

$$F_\partial + F_\delta = F. \quad (4.30)$$

Известно, что деформация определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA},$$

где F – нагрузка, l – длина нагружаемого участка, E – модуль продольной упругости, A – площадь поперечного сечения, на которой действует нагрузка.

Выражение $\lambda = \frac{l}{EA}$ – называется податливостью, тогда $\Delta l = \lambda F$.

Равенство (4.29) можно записать в виде: $F_6 \lambda_6 = F_0 \lambda_0$, тогда $F_0 = F_6 \frac{\lambda_6}{\lambda_0}$,

последнее подставляем в (4.30). В результате получаем $F_6 \frac{\lambda_6}{\lambda_0} + F_6 = F$,

откуда

$$F_2 = F \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_6} = F_z, \quad (4.31)$$

где $\chi = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_6}$ – коэффициент внешней нагрузки, λ_0 – податливость деталей, λ_6 – податливость болта.

После подстановки (4.31) в (4.30) получим $F_0 + F \chi = F$, откуда

$$F_0 = F - F \chi = F(1 - \chi). \quad (4.32)$$

Коэффициент внешней нагрузки χ показывает, какая часть внешней нагрузки F идет на догружение болта $F \chi$, а оставшаяся часть $F(1 - \chi)$ идет на разгрузку деталей в стыке см. (4.31) и (4.32).

Полное усилие или расчетная (суммарная) нагрузка на болт F (рисунок 4.31)

$$F_p = F_{cm} + F = F_3 + F_6 = F_3 + F_x. \quad (4.33)$$

Условие нераскрытия стыка $F_{cm} > 0$. На рис. 4.31 видно, что

$$F_{cm} = F_p - F = F_3 + F_x - F = F_3 - F(1 - \chi),$$

тогда условие нераскрытия стыка будет иметь вид $F_0 - F(1 - \chi) > 0$ или $F_3 > F(1 - \chi)$. На практике рекомендуют принимать

$$F_3 = K_3 F(1 - \chi), \quad (4.34)$$

где K_3 – коэффициент запаса затяжки, тогда расчетное усилие F_p определяют по формуле:

$$F_p = F_3 + F_6 = F[K_3(1 - \chi) + \chi], \quad (4.35)$$

при постоянной нагрузке $K_3 = (1,25 \dots 2)$, при переменной нагрузке $K_3 = (2,5 \dots 4)$.

Определение податливости болта и деталей. В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях (рис. 4.32)

$$\lambda_6 = \frac{l_6}{E_6 A_6}; \lambda_0 = \frac{l_0}{E_0 A_0}, \quad (4.36)$$

где E_b и E_d – модули упругости материалов болта и деталей; A_b и A_d – площади сечения болта и деталей; l_b – длина болта, участвующая в деформации; $l_d = \delta_1 + \delta_2$ – суммарная толщина деталей; приближенно $l_b = l_d$.

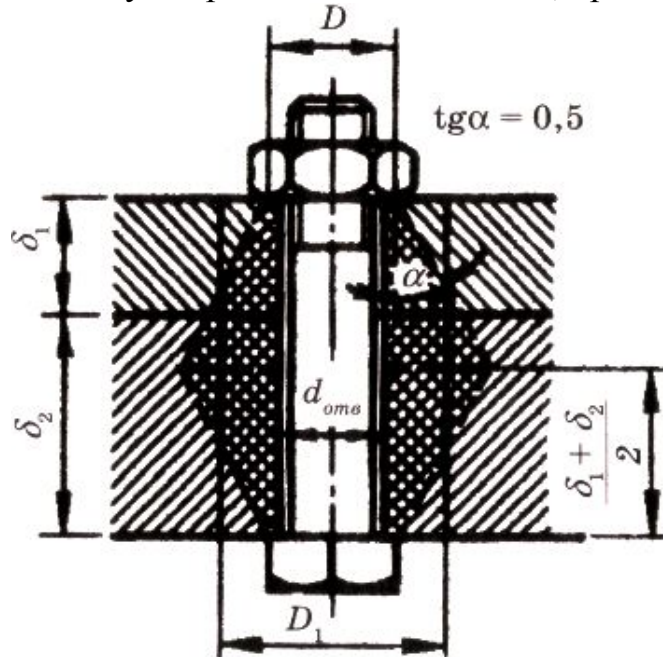


Рисунок 4.32 – Конусы давления

В формуле (4.36) под расчетной площадью A_d принимают площадь только той части деталей, которая участвует в деформации от затяжки болта. Условное определение этой площади в простейшем случае изображено на рисунке 4.32. Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубь деталей по конусам с углом $\alpha \approx 30^\circ$, или $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$. Приравнивая объем этих конусов к объему эквивалентного цилиндра, находим его наружный диаметр D_1 и площадь цилиндра A_d

$$D_1 = D + \frac{\delta_1 + \delta_2}{4} \mu A_b = \frac{\pi (D_1^2 - d_{омс}^2)}{4}. \quad (4.37)$$

Опыт расчетов и эксплуатации конструкций показывает, что коэффициент χ обычно небольшой.

При приближенных расчетах принимают:

1. Для соединений стальных и чугунных деталей, без упругих прокладок $\chi = 0,2 - 0,3$.

2. Для соединений стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, поронит, резина и др.) $\chi = 0,4 - 0,5$.

3. В уточненных расчетах определяют значения λ_d и λ_b , а затем χ .

При проектировании резьбовых соединений основным правилом является: жесткие фланцы – податливые болты.

Если болт затянут предварительно, до приложения внешней нагрузки, то расчетное усилие на болт с учетом влияния кручения при затяжке

$$F_p = 1,3F_3 + F_x = F[1,3K_3(1-x) + x]. \quad (4.38)$$

Прочность болта при переменных нагрузках. Наиболее характерным случаем действия переменных внешних нагрузок на болтовые соединения является действие нагрузок, изменяющихся от 0 до F (по отнулевому циклу).

Переменная нагрузка F распределяется между болтом и затянутым стыком, причем на винт приходится доля, равная (см. диаграмму на рис.

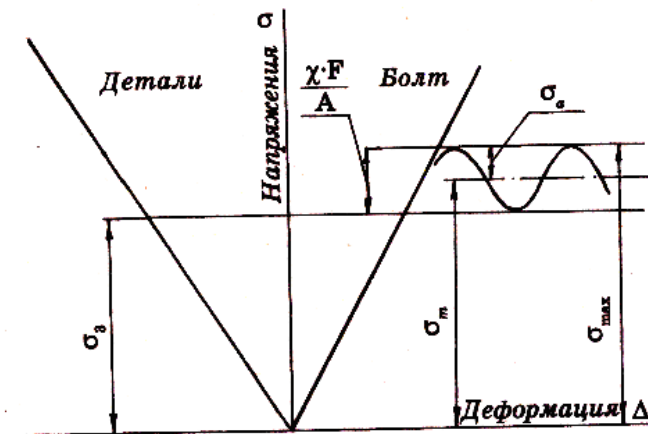


Рисунок 4.33 – Диаграмма изменения напряжений при переменной нагрузке

Амплитуда напряжения болта

$$\sigma_a = \frac{\chi F}{2A_b}, \quad (4.39)$$

где A_b – площадь опасного сечения болта.

Среднее напряжение

$$\sigma_m = \sigma_3 + \sigma_a, \quad (4.40)$$

где σ_3 – напряжения затяжки.

Максимальное напряжение

$$\sigma_{max} = \sigma_3 + 2\sigma_a.$$

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для болтов из углеродистых сталей равной $(0,6 - 0,7)\sigma_T$, а из легированных сталей – $(0,4 - 0,6)\sigma_T$.

Затяжка увеличивает усталостную прочность болтов (так как уменьшает переменную составляющую напряжений в болтах) и соединяемых деталей (так как уменьшает микросдвиги). Следует учитывать, что напряжения затяжки при эксплуатации могут несколько

снизиться вследствие обмятия микронеровностей на стыках и релаксации напряжений в болтах.

В расчетах проверяют запас прочности по амплитудам и максимальным напряжениям.

Запас прочности по амплитудам определяют как отношение предельной амплитуды (приблизительно принятой равной пределу выносливости винта при симметричном цикле нагружения) $\sigma_{ал} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}$ к действующей амплитуде напряжений σ_a :

$$n_a = \frac{\sigma_{ал}}{\sigma_a} \approx \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}. \quad (4.41)$$

Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений K_σ для метрической резьбы соединений винт–гайка из углеродистых сталей принимают равными 4 – 6, из легированных сталей с $\sigma_B < 130$ МПа 5,5 – 7,5; большие значения принимают для винтов из более прочных материалов и термически обработанных до изготовления резьбы.

Запас прочности по максимальным напряжениям определяют приблизительно как отношение предельного напряжения σ_{np} к действующему максимальному напряжению в болте $n = \frac{\sigma_{np}}{\sigma_{max}}$. Обычно этот расчет сводится к расчету на статическую прочность, тогда $\sigma_{np} = \sigma_m$ и

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_3 + 2\sigma_a}. \quad (4.42)$$

Расчет болтов, подверженных переменной нагрузке, выполняют в форме проверочного. Значение коэффициента запаса прочности по амплитудам должно быть больше или равно 2,5, обычно $n_a = 2,5 - 4$. Значение коэффициента запаса прочности по максимальным напряжениям должно быть больше или равно 1,25.

Расчет групповых болтовых соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта и оценке его прочности.

Нагрузка действует в плоскости стыка. Примером может служить крепление кронштейна (рисунок 4.34). При расчете силу F заменяем такой же силой, приложенной в центре тяжести сечения всех болтов и моментом $T = Fl$. Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн. Нагрузка от силы F распределяется между болтами равномерно:

$$F_F = \frac{F}{z}. \quad (4.43)$$

Нагрузки от момента (реакции $F_{T1}, F_{T2}, \dots, F_{Tz}$) распределяются по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна.

Деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести сечения всех болтов, который считается центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам r_1, r_2, \dots, r_z . Наиболее нагруженным будет тот болт, который максимально удален от оси поворота. Составим условие равновесия:

$$T = \sum_{i=1}^z F_{Ti} r_i, \quad (4.44)$$

где $\frac{F_{T\max}}{F_{Ti}} = \frac{r_{\max}}{r_i}$ и откуда $F_{Ti} = \frac{F_{T\max} r_i}{r_{\max}}$.

Следовательно:

$$T = \sum_{i=1}^z \frac{F_{T\max} r_i^2}{r_{\max}} = \frac{F_{T\max}}{r_{\max}} \sum_{i=1}^z r_i^2.$$

Тогда можно определить максимальную нагрузку от момента T

$$F_{T\max} = \frac{T r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}. \quad (4.45)$$

Суммарная нагрузка на каждый болт равна геометрической сумме соответствующих сил F_F и F_{Ti} .

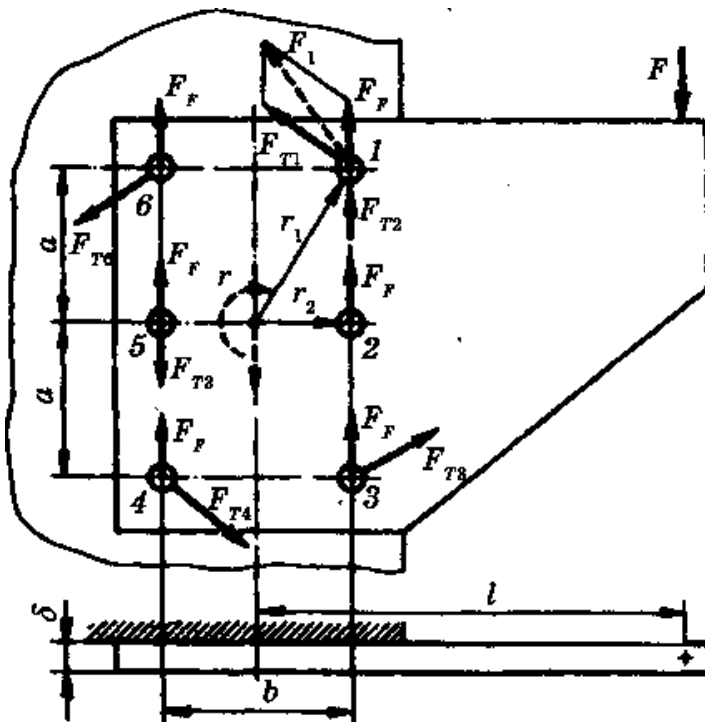


Рисунок 4.34 – Групповое болтовое соединение нагруженное в плоскости стыка

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая значения и направление реакций, можно сделать вывод, что для соединения, показанного на рисунке 4.34 наиболее нагруженными болтами являются 1-й и 3-й (реакции F_F и F_T близки по направлению).

В данной конструкции соединения болты могут быть поставлены без зазора или с зазором.

Болт поставлен без зазора. Нагрузка воспринимается непосредственно болтами, поэтому наиболее нагруженный болт рассчитывают по напряжениям среза и смятия [см. формулы (4.24) и (4.27)].

Болт поставлен с зазором. Отсутствие сдвига обеспечивается силами трения в стыке, которые образуются в результате предварительной затяжки. По найденной максимальной суммарной силе F_1 определяют усилие затяжки наиболее нагруженного болта. Этим усилием затягивают все болты, а расчет выполняют на растяжение. Необходимая затяжка болтов

$$F_{\text{зам}} = \frac{KF_{\text{max}}}{f},$$

где $K = 1,3 - 2$ – коэффициент запаса затяжки; $F_{\text{max}} = F_1$ – сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт; f – коэффициент трения в стыке деталей (для сухих чугунных и стальных поверхностей $f = 0,15 - 0,2$).

Нагрузка раскрывает стык деталей. Методику решения рассмотрим на примере рисунок 4.35. Раскладываем силу F на составляющие F_1 и F_2 . Переносим эти составляющие в центр стыка, в результате получаем действие сил F_1 и F_2 и момента

$$M = F_2 l_2 - F_1 l_1. \quad (4.46)$$

F_1 и M раскрывают стык, а F_2 сдвигает детали. Нераскрытие стыка и отсутствие сдвига обеспечивают усилием затяжки болтов $F_{\text{зам}}$. Допустим, что при действии момента M детали поворачиваются так, что стык остается плоским, тогда напряжения в стыке от M распределяются по линейному закону.

Расчет по условию нераскрытия стыка

До приложения нагрузки F затяжка создает в стыке напряжения смятия

$$\sigma_{\text{зам}} = \frac{F_{\text{зам}}^z}{A_{\text{см}}}, \quad (4.47)$$

которые принимаем равномерно распределенными по стыку. В формуле (4.47) $F_{\text{зам}}$ усилие затяжки на один болт, z – число болтов, $A_{\text{см}}$ – площадь стыка. Сила F_1 растягивает болты и уменьшает $\sigma_{\text{зам}}$ на

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_1}{A_{cm}}(1-x) \approx \frac{F_1}{A_{cm}}. \quad (4.48)$$

В этой формуле $F_1(l - \chi)$ – часть внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка (формула 4.32). В подобных соединениях значение χ мало. Упрощая решение, принимаем $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытия стыка. При этом условием, считаем осью поворота ось симметрии стыка. Напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе.

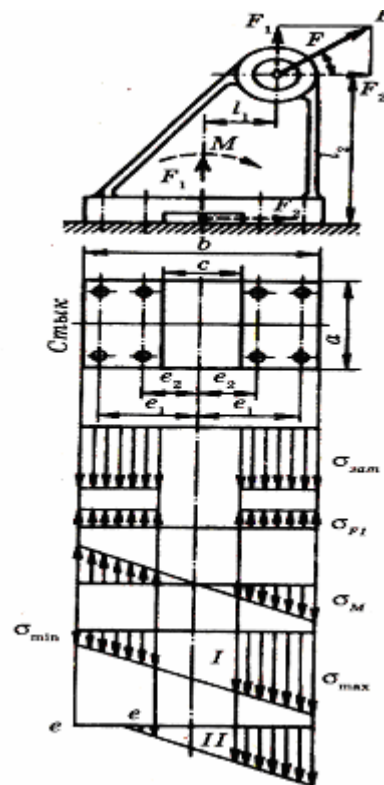


Рисунок 4.35 – Соединение под действием отрывающей силы и момента

Пренебрегая значением χ так же, как при определении σ_{F1} , приближенно запишем

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{cm}}, \quad (4.49)$$

где W_{cm} – момент сопротивления изгибу, который определяется для площади стыка.

Складывая все напряжения, получим суммарную эпюру на которой

$\sigma_{min} = \sigma_{zam} - \sigma_{F1} - \sigma_M$ – минимальное напряжение в стыке,

$\sigma_{max} = \sigma_{zam} - \sigma_{F1} + \sigma_M$ – максимальное напряжение в стыке. (4.50)

В этих формулах за положительные приняты напряжения затяжки $\sigma_{\text{зат}}$. Вариант I показывает нераскрытие стыка и принимается как расчетный. Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на участке ее, так как напряжения здесь равны нулю, что недопустимо.

По условию нераскрытия стыка

$$\sigma_{\min} > 0 \text{ или } \sigma_{\text{зат}} > \sigma_{F1} + \sigma_M \text{ или } \sigma_{\text{зат}} = K(\sigma_{F1} + \sigma_M) \quad (4.51)$$

где $K \approx 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка. По условию (4.51) определяют $\sigma_{\text{зат}}$ и затем из формулы (4.47) находят $F_{\text{зат}}$.

В тех случаях, когда материал основания по прочности меньше, чем материал болта, необходимо проверять условие прочности основания по максимальным напряжениям смятия $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_{\text{см}}$. Если это условие не удовлетворяется, изменяют размеры стыка.

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке. Этот расчет выполняют как проверочный. Сила F_2 уравнивается силами трения в стыке. Детали остаются неподвижными, если сила трения в стыке больше F_2 или

$$(F_{\text{зат}}z - F_1)f \geq KF_2, \quad (4.52)$$

где f – коэффициент трения в стыке, можно принимать: $f = 0,3 - 0,35$ – сталь (чугун) по бетону; $f = 0,15 - 0,20$ – сталь по чугуну (по стали); z – число болтов.

В формуле (4.52) не учитывается действие момента M , так как он не сдвигает детали и не изменяет суммарного значения сил трения в стыке. Если условие не выполняется, то это значит, что условие (4.51) нераскрытия стыка не является главным для данного соединения и затяжку следует определять по условию (4.52) несдвигаемости деталей

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF_2 - F_1f}{fz} \quad (4.53)$$

или ставить болты без зазора.

При расчете болтов на прочность учитывают наибольшую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ из найденных по условию (4.51) или (4.53). Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт от силы F_1 :

$$F_{F1} = \frac{F_1}{z}, \quad (4.54)$$

внешняя нагрузка от момента M определяется из равенства

$$M = i(F_{M1}2e_1 + F_{M2}2e_2 + \dots + F_{Mn}2e_n),$$

где i – число болтов в поперечном ряду (на рисунке 4.35 $i = 2$); n – число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота (на рис. 4.35 $n = 2$).

Силы F_{M1}, F_{M2}, \dots пропорциональны их расстояниям от оси поворота:

$$\frac{F_{M1}}{F_{M2}} = \frac{e_1}{e_2} \text{ и т.д.}$$

Учитывая это, после несложных преобразований находим наиболее нагруженный болт от момента:

$$F_{M1} = \frac{Me_1}{[i(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)]}. \quad (4.55)$$

Суммарная нагрузка

$$F_{max} = F_{M1} + F_{F1}.$$

При известных $F_{зам}$ и F_{max} расчетную нагрузку определяют по формуле (4.33), а прочность болта при статических нагрузках оценивают по формуле

$$\sigma = \frac{1,3F_p 4}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (4.57)$$

Форма стыка оказывает влияние на прочность соединения. Например, для сплошного 1 и несплошного 2 стыков, изображенных на рис. 4.36, значения площадей и моментов сопротивления изгибу равны:

$$A_1 = ab; W_1 = \frac{ab^2}{6}; A_2 = \frac{ab}{2}; W_2 = \frac{7}{8} \left(\frac{ab^2}{6} \right)$$

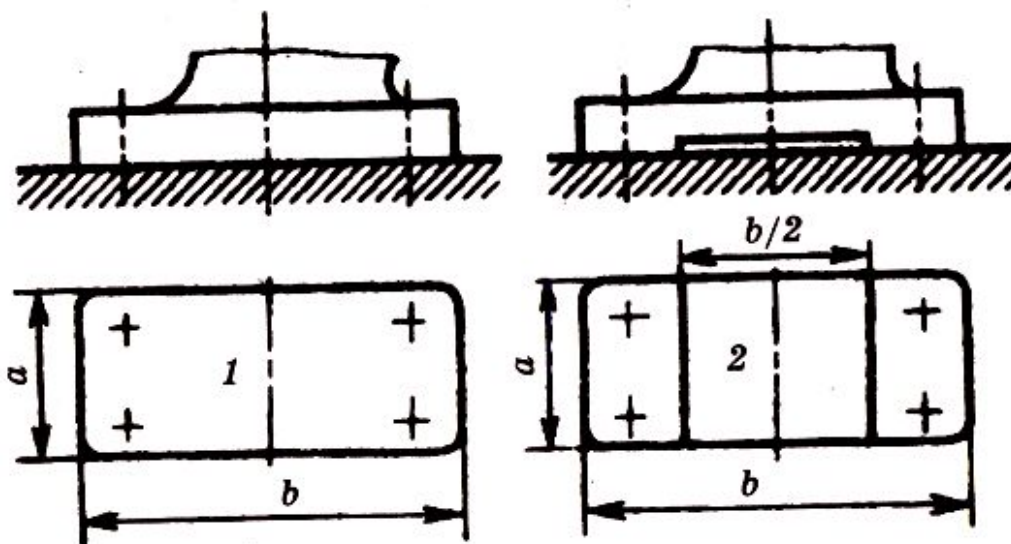


Рисунок 4.36 – Формы стыков

4.4. Порядок проектирования резьбовых соединений

1. Материал болта или шпильки выбирают в зависимости от условий работы.
2. Определяют внешние действующие нагрузки.
3. Задают величину коэффициента $\chi = 0,2 - 0,3$.
4. Определяют усилие затяжки и величину расчетной на грузки.
5. Определяют внутренний диаметр болта (шпильки) и округляют до стандартного значения.
6. Выполняют проверочный расчет, где определяют податливость болта и деталей и величину χ . Если полученное χ близко к выбранному, то

расчет заканчивают, если разница значительная, то расчет повторяют с новым значением χ .

5. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. Общие сведения

Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). Шпонка представляет собой стальной брус, вставляемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы у вала получают фрезерованием дисковыми или пальцевыми фрезами, а в ступице – долблением или протягиванием.

Достоинства:

- 1) простота и надежность конструкции;
- 2) низкая стоимость;
- 3) простота сборки и разборки.

Недостаток: шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали.

Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но и появлением концентрации напряжений изгиба и кручения, вызванной шпоночным пазом.

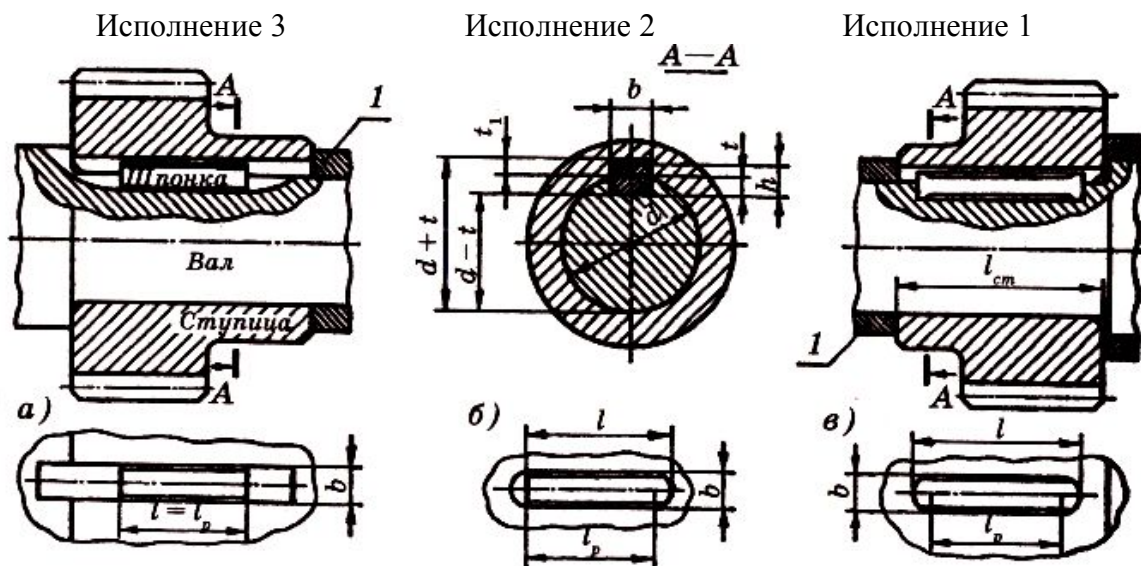


Рисунок 5.1 – Соединение призматическими шпонками.

Разновидности шпоночных соединений. Все шпоночные соединения подразделяются на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при применении призматических (рисунок 5.1) и сегментных (рисунок 5.2) шпонок. Эти соединения называют ненапряженными, так как при сборке не возникает предварительных напряжений. Напряженные соединения получают при применении

клиновых (рисунок 5.3) и тангенциальных (рисунок 5.4) шпонок. При сборке соединений в их деталях возникают предварительные (монтажные) напряжения.

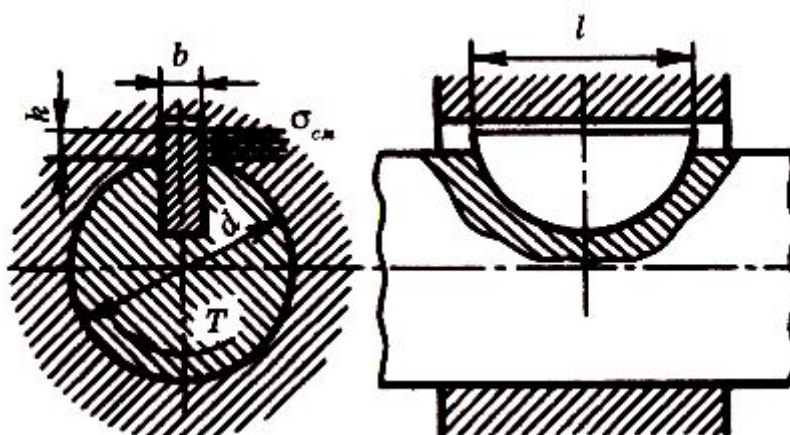


Рисунок 5.2 – Соединение сегментной шпонкой

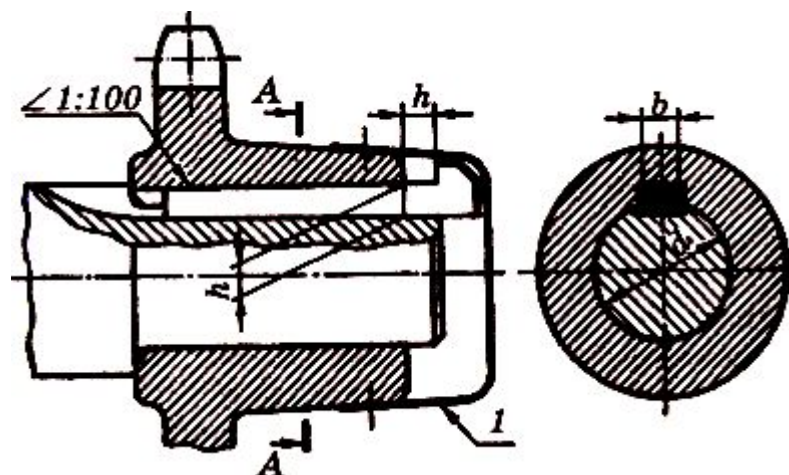


Рисунок 5.3 – Соединение клиновой шпонкой
A-A

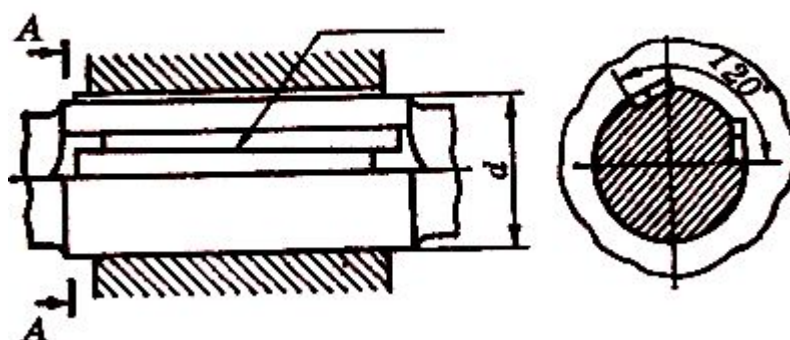


Рисунок 5.4 – Соединение тангенциальными шпонками

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рисунке 5.1. Рабочими являются боковые, более узкие, грани шпонок высотой h .

Размеры сечений шпонок и пазов принимают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 23360-78 (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Призматические шпонки. Размеры в мм

Диаметр вала d		Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l
свыше	до	b	h	вала t	ступицы t_1	
12	17	5	5	3	2,3	10..56
17	22	6	6	3,5	2,8	14..70
22	30	8	7	4	3,3	18..90
30	38	10	9	5,5	3,8	22..110
38	44	12	11	7	4,4	28..140
44	50	14	12	7,5	4,8	36..160
50	58	16	14	9	5,4	45..180
58	65	18	16	10	6,5	50...200

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами – исполнение 1 (рисунок 5.1, в), с плоскими торцами – исполнение 3 (рисунок 5.1, а) и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 2 (рисунок 5.1, б). Шпонки исполнения 1 рекомендуются для более точных соединений.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала (рисунок 5.5).

Среднее резьбовое отверстие в шпонке служит для того, чтобы в него можно было ввернуть винт и извлечь шпонку из паза вала. При большом перемещении детали вдоль вала применяют скользящие шпонки (рисунок 5.6).

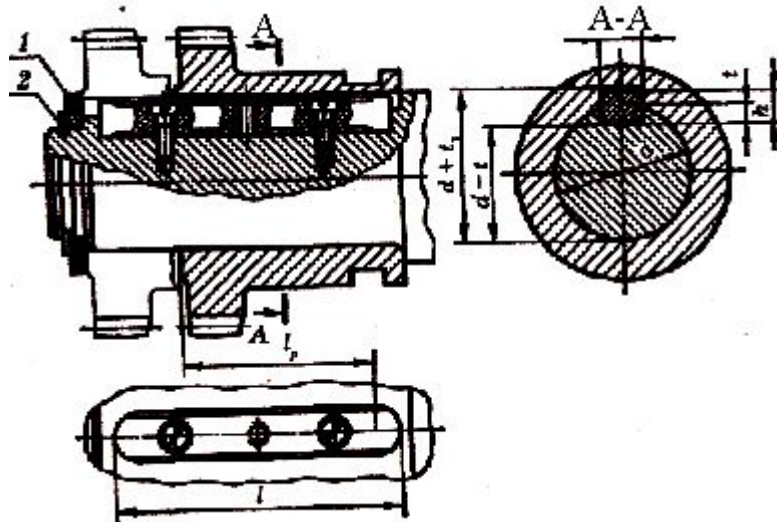


Рисунок 5.5 – Соединение призматической направляющей шпонкой:

- 1 – кольцо упорное;
- 2 – кольцо пружинное

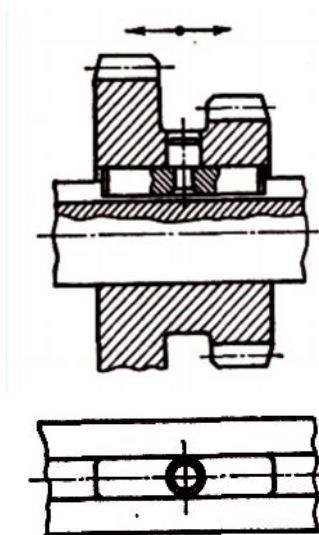


Рисунок 5.6 – Соединение призматической скользящей шпонкой

Соединения сегментными шпонками. Сегментные шпонки (рисунок 5.2) так же, как и призматические, работают боковыми гранями и образуют ненапряженное соединение. Их применяют при передаче небольших крутящих моментов. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже. Широко применяются в серийном и массовом производствах.

Соединения цилиндрической шпонкой. Цилиндрическую шпонку (рисунок 5.7) используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три

цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° . Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

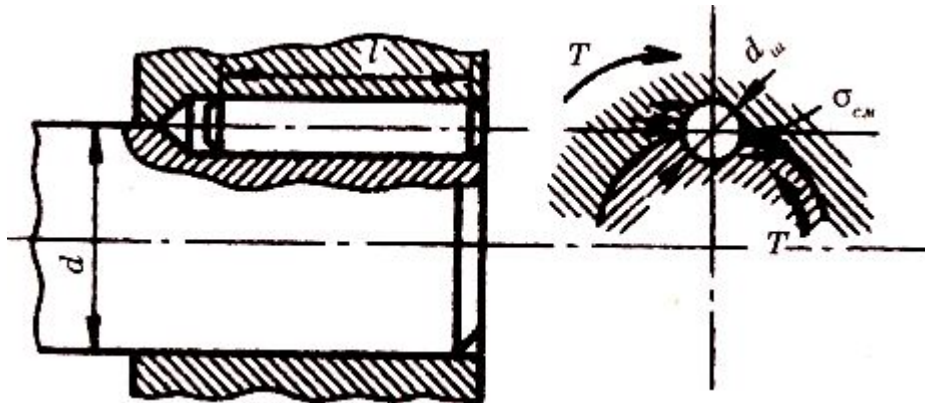


Рисунок 5.7 – Соединение цилиндрической шпонкой

Соединения клиновыми шпонками. Клиновые шпонки (рисунок 5.3) имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают по ГОСТ 24068-80. Головка служит для выбивания шпонки из паза. По правилам техники безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (l на рисунке 5.3).

Клиновые шпонки забивают в пазы, в результате создается напряженное соединение, которое передает не только крутящий момент, но и осевое усилие. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки.

Соединения тангенциальными шпонками. Тангенциальные шпонки (рисунок 5.4) состоят из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Соединения тангенциальными шпонками применяют в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках.

Изготавливаются по стандартам (ГОСТ 24069-80 и 24070-80), охватывающим два вида соединений: шпонки тангенциальные, нормальные для валов диаметром 60 – 1000 мм и усиленные для валов диаметром 100 – 1000 мм. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120° . В современном производстве имеют ограниченное применение.

5.2. Проверочный расчет шпоночных соединений

Прочность – основной критерий работоспособности шпоночных соединений. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов в ГОСТах подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным проверочным расчетом шпоночных соединений является расчет на смятие.

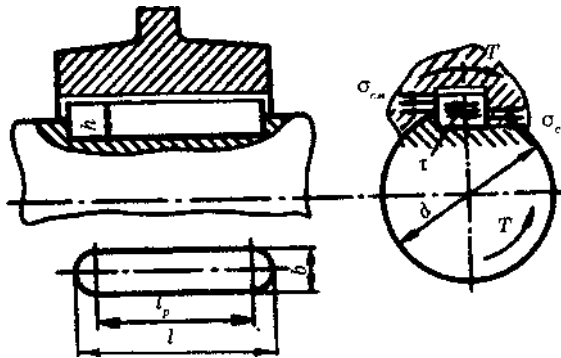


Рисунок 5.8 – Соединение призматической шпонкой

Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не производят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Соединения призматическими шпонками (рисунок 5.1 и рисунок 5.8) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (5.1)$$

где $F = \frac{2T}{d}$ – усилие передаваемое шпонкой, площадь смятия

$$A_{cm} = \frac{hl_p}{2}, \text{ тогда}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma]_{cm}. \quad (5.2)$$

Соединения сегментными шпонками (рисунок 5.2) проверяют на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{\kappa l_p d} \leq [\sigma]_{cm}. \quad (5.3)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез. Условие прочности шпонки на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{d\ell b} \leq [\tau]_{cp}, \quad (5.4)$$

где b – ширина шпонки, $[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез шпонки.

Соединения врезными клиновыми шпонками (рисунок 5.3) проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

$$\sigma_{cm} = \frac{12T}{dl(b + 6fd)} \leq [\sigma]_{cp}, \quad (5.5)$$

где ℓ_p – длина рабочей части шпонки; f – коэффициент трения; для стали по чугуну или стали $f=0,15 - 0,18$.

Соединения цилиндрическими шпонками (рисунок 5.7) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{d_w lb} \leq [\sigma]_{cp}. \quad (5.6)$$

5.3. Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_b не ниже 500 МПа. Значение допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки (ступицы).

Для неподвижных соединений допускают:

при переходных посадках $[\sigma]_{cm} = 80 - 150$ МПа;

при посадках с натягом $[\sigma]_{cm} = 110 - 200$ МПа.

Меньшие значения $[\sigma]_{cm}$ для чугунных ступиц и при резких изменениях нагрузки. В подвижных (в осевом направлении) соединениях допускаемые напряжения значительно снижают в целях предупреждения задира и ограничения износа. При этом принимают $[\sigma]_{cm} = 20 - 30$ МПа.

5.4. Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений

Исходные данные:

1. Передаваемый вращающий момент T .
2. Диаметр вала d и длина ступицы l_{cm} .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости, величины и характера нагрузки.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры сечения шпонки b и h .

3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки ℓ из

стандартного ряда длин. Рекомендуется длину призматических шпонок принимать на 5 – 10 мм меньше длины ступицы.

4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями. Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают с шагом в 180° , сегментные – в ряд по длине ступицы.

5.5. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.

2. Из технологических соображений рекомендуется для ступеней одного и того же ступенчатого вала назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз (рисунок 5.9).

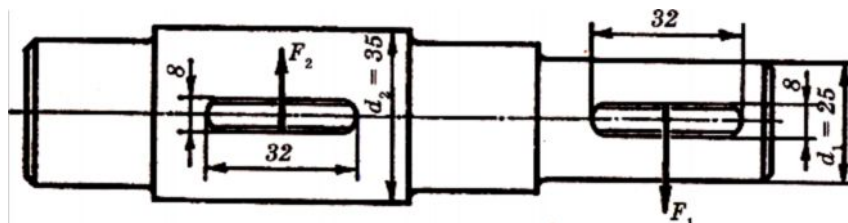


Рисунок 5.9 – Ступенчатый вал с одинаковыми шпонками

Прочность шпоночных соединений в данном случае получается вполне достаточной, так как усилия F_1 и F_2 , действующие на шпонки, составляют

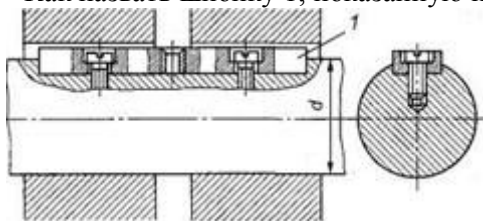
$$F_1 = \frac{2T}{d_1}; \quad F_2 = \frac{2T}{d_2},$$

но $d_2 > d_1$, следовательно, $F_1 > F_2$. Это доказывает, что, чем больше диаметр ступени вала, тем меньше усилие F передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте T .

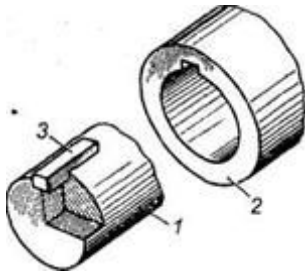
Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал, поэтому в настоящее время их заменяют зубчатыми (шлицевыми) соединениями.

Вопросы для самопроверки

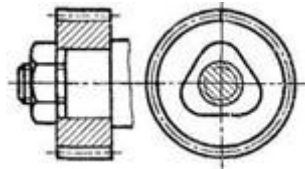
- В чём различие между разъёмными и неразъёмными соединениями?
- В чём состоит принцип конструкции резьбовых соединений?
- Каковы области применения основных типов резьб?
- Каковы достоинства и недостатки резьбовых соединений?
- Для чего необходимо стопорение резьбовых соединений?
- Какие конструкции применяются для стопорения резьбовых соединений?
- Как распределяется нагрузка по виткам при затяжке резьбы?
- В чём различия к требованиям для крепежных и ходовых резьб?
- Каковы основные типы резьб?
- Каковы основные виды резьбовых соединений и их особенности?
- Каковы основные детали резьбовых соединений и их типы?
- Каковы основные способы стопорения резьбовых соединений?
- Как определить осевую силу в резьбовом соединении? Как определить эту силу, если коэффициенты трения неизвестны?
- Каковы основные случаи расчета резьбовых соединений?
- Почему болты, поставленные без зазора, обеспечивают при тех же диаметрах большую несущую способность соединения, чем поставленные с зазором?
- Каково влияние податливости в затянутых болтовых соединениях, нагруженных внешней силой?
- Чем вызвана неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы и как ее уменьшить?
- Как учитывается податливость деталей при расчёте резьбового соединения?
- Какой диаметр резьбы находят из прочностного расчёта?
- Какой диаметр резьбы служит для обозначения резьбы?
- Опишите конструкции, разгружающие болт от восприятия поперечных сил.
- Если рассчитан диаметр болта d_1 , как определяют остальные (какие?) размеры болта? В каком случае применяют проверочный и проектировочный расчеты?
- Опишите работу пружинной шайбы. Предохраняют ли эти шайбы детали от задиров, увеличивают ли опорную поверхность?
- В какой резьбе, в треугольной или трапецеидальной, меньше потери на трение?
- Можно ли применять дюймовую резьбу при проектировании новых машин? Почему? Запишите обозначение этой резьбы на чертеже, если диаметр нарезаемой части винта равен одному дюйму.
- Перечислите резьбы для крепления деталей и для передачи движения.
- По сравнению с трапецеидальной резьбой упорная передает осевую силу (большую или меньшую). Почему?
- Ваше мнение: какой основной недостаток имеют зубчатые соединения?
- Как назвать шпонку 1, показанную на рисунке, ее назначение?



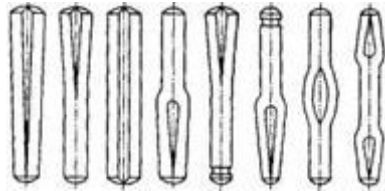
- Какими гранями (боковыми или верхней и нижней) передается вращающий момент врезными призматическими и клиновыми шпонками?
- Дайте определение детали — шпонке.
- Сколько деталей включает шпоночное и сколько — зубчатое соединение?
- Как называется деталь 3 на рисунке?



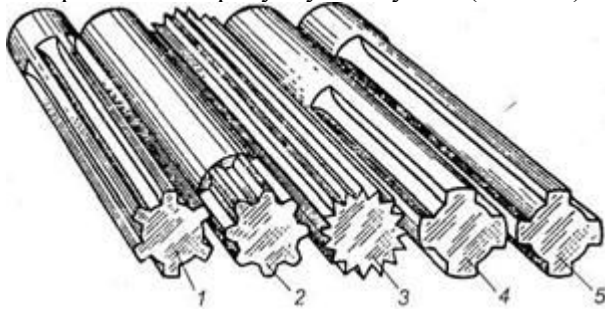
- Как называется соединение, показанное на рисунке? Какой недостаток имеет это соединение?



- Как называются детали, показанные на рисунке?



- Определите по рисунку тип зубьев (шлицев) на валах.



- Какова конструкция и основное назначение штифтовых соединений?
- Каковы виды нагружения и критерии расчёта штифтов?
- Какова конструкция и основное назначение шпоночных соединений?
- Каковы виды нагружения и критерии расчёта шпонок?
- Каковы основные виды шпонок, их достоинства и недостатки?
- Как проводится расчет шпонок на прочность?
- Каковы виды шлицевых соединений и способы их центровки?
- Каковы преимущества и недостатки шпоночных, шлицевых, профильных соединений и шлицевых соединений качения в сравнении друг с другом?
- Как проводится расчет на прочность шлицевых соединений?
- Каковы назначение, виды и методы расчета штифтов?
- Какова конструкция и основное назначение шлицевых соединений?
- Каковы виды нагружения и критерии расчёта шлицов?
- Каково назначение шлицевых соединений? Их разновидности. Какие шлицевые соединения стандартизованы?
- Каким достоинствами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными?
- Какими применяют способы центрирования шлицевых прямооточных и эвольвентных соединений? Чем обусловлен выбор способа центрирования?
- В чем преимущества шлицевого соединения по сравнению со шпоночным?

- Критерии работоспособности шлицевых соединений? Почему они изнашиваются и как это учитывают при расчете?
- Каковы основные критерии работоспособности шлицевых соединений? Как устанавливают размеры шлицевых соединений?
- Каково назначение шпоночных соединений? Из разновидности. Материал шпонок. Недостатки шпоночных соединений.
- Почему шпонки рассчитывают по напряжениям смятия, а не среза?
- В каких случаях применяют призматические шпонки? Как получают для них пазы в ступице и на валу?
- Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками и когда рекомендуют применять такие соединения?
- Каковы основные критерии работоспособности соединений призматическими и сегментными шпонками? Как устанавливают размеры призматических и сегментных шпонок?
- Почему для разных ступеней одного и того же вала рекомендуют назначать одинаковые по сечению шпонки исходя из ступени меньшего диаметра и располагать их на одной образующей?
- Как выполняют проверочный расчет призматической шпонки?
- Что представляет собой винтовая линия при развертке прямого кругового цилиндра на плоскость?
- Что такое профиль резьбы, шаг резьбы, угол профиля и угол подъема резьбы?
- Классификация, типы и основные требования к соединениям?
- Основные типы резьб и области их применения?
- Основные виды крепежных деталей и способов стопорения?
- Как зависит момент, приложенный к гайке, от осевой силы винта? (Вывод формулы.)
- Всегда ли нужно самоторможение винтовой пары?
- Как повысить КПД винтовой пары?
- Как повысить равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы гайки?
- По каким напряжениям рассчитывают резьбу? Какое напряжение является главным для крепежных и ходовых резьб?
- По какому условию определяют высоту стандартной гайки?
- Типовые случаи нагружения болта. В каких конструкциях такие случаи встречаются?
- Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора в соединениях при сдвигающей нагрузке?
- Как определяют расчетную нагрузку на болт, если внешняя нагрузка раскрывает стык деталей?
- Какими средствами обеспечивают надежность соединения по условию нераскрытия стыка?
- От чего зависит величина коэффициента внешней нагрузки χ ?
- Каковы способы повышения усталостной прочности болтов при переменной внешней нагрузке?
- К чему приводит эксцентричное нагружение болта?
- Как влияет форма стыка на расчетную нагрузку болтов?
- Какие различают типы резьб по профилю, по назначению? Какие из них стандартизованы?
- Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение в качестве крепежной? В каких случаях применяют резьбы с мелким шагом?
- Какие основные виды резьбовых соединений применяют в машиностроении? Дайте их сравнительную оценку.
- Какие различают болты и винты по назначению и конструкции?
- На каких принципах основаны применяемые способы стопорения резьбовых деталей от самоотвинчивания?
- Из каких материалов изготавливают резьбовые и крепежные детали? Что характеризуют числовые обозначения класса прочности стального винта, например, класс прочности 5. 6?
- От каких основных факторов зависит момент завинчивания в резьбовом соединении?
- Почему в винтовых механизмах для передачи движения применяют не треугольные, а трапецеидальный профиль резьбы? От чего зависит КПД винтовой пары?
- Какие напряжения испытывает болт в момент затягивания?

- Какие напряжения испытывает предварительно затянутый болт, поставленным с зазором, при нагружения соединения сдвигающей силой?
- Какие напряжения испытывает болт, поставленный без зазора в отверстие из-под развертки, при нагружения соединения сдвигающей силой?
- Почему предварительно затянутый болтовом соединении, нагруженный внешней растягивающей силой, принимают податливые болты и жесткие стыка?
- Почему нецелесообразна, большое увеличение глубины завинчивания (высоты гайки)?
- Как повысить равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы гайки?

Тесты для самопроверки

- Угол профиля метрической резьбы.....
 - 1) 20°
 - 2) 30°
 - 3) 45°
 - 4) 60°
- В качестве крепежных применяют..... резьбы
 - 1) метрические
 - 2) прямоугольные
 - 3) трапецидальные
 - 4) упорные
- В условное обозначение метрической резьбы входит
 - 1) внутренний диаметр резьбы
 - 2) наружный диаметр резьбы
 - 3) угол подъема витка
 - 4) угол профиля резьбы
- Высота H нормальных стандартных гаек принимается равной
 - 1) $H = d$
 - 2) $H = 1,2d$
 - 3) $H = 0,5d$
 - 4) $H = 0,8d$
- Основными ходовыми резьбами являются
 - 1) треугольные
 - 2) трапецидальные
 - 3) круглые
 - 4) прямоугольные
- Для какой резьбы угол между гранями витка равен нулю?
 1. Метрической
 2. Трапецидальной
 3. Прямоугольной
 4. Упорной
- Для какой резьбы угол между гранями витка равен 30 градусам?
 1. Метрической
 2. Трапецидальной
 3. Прямоугольной
 4. Упорной
- Какая резьба имеет профиль в виде неравнобочной трапеции?

1. Метрическая
2. Трапецеидальная
3. Прямоугольная
4. Упорная

- Какие резьбы относятся к крепежным?

1. Метрическая
2. Упорная
3. Прямоугольная
4. Трапецеидальная

- Какая резьба обеспечивает самый высокий к.п.д.?

1. Треугольная
2. Прямоугольная
3. Трапецеидальная
4. Упорная

- Резьба М12. Что обозначает цифра 12?

1. Наружный диаметр резьбы
2. Средний диаметр резьбы
3. Внутренний диаметр резьбы
4. Шаг резьбы

- Какие крепежные детали используются для стопорения резьбовых соединений?

1. Болт
2. Винт
3. Шайба
4. Шплинт

- Для какой резьбы коэффициент рабочей высоты профиля равен 0,5?

1. Упорной
2. Трапецеидальной
3. Треугольной
4. Прямоугольной

- Какие из перечисленных резьб выполняются только самотормозящими?

1. Метрическая
2. Трапецеидальная
3. Упорная
4. Прямоугольная

- Какие из способов стопорения гаек основаны на принципе повышения и стабилизации трения в резьбе?

1. Контргайки
2. Пружинные шайбы
3. Жесткое соединение гайки со стержнем винта
4. Жесткое соединение гайки с деталью специальными шайбами

- Какой болт называется напряженным?

1. Затянутый до приложения внешней нагрузки
2. Нагруженный внешней растягивающей силой
3. Нагруженный силой, действующей в плоскости стыка
4. Нагруженный моментом, действующим в плоскости стыка

- Какая деформация является определяющей при расчете резьбы на прочность?

1. Растяжение и изгиб
2. Растяжение и срез
3. Срез и смятие
4. Смятие и изгиб

- По каким напряжениям проверяют прочность болта, если болты установлены без зазора, а внешняя нагрузка сдвигает соединение (момент действует в плоскости стыка)?

1. Среза и растяжения
2. Среза и смятия
3. Среза и изгиба
4. Среза и кручения

- При эксцентричном нагружении болта, которое возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта, в стержне болта, кроме напряжений растяжения, возникают дополнительные напряжения, значительно превосходящие указанные. Какие это напряжения?

1. Сжатия
2. Среза
3. Кручения
4. Изгиба

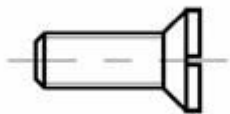
- При установке болтов с зазором и действии внешней нагрузки, сдвигающей детали в стыке, необходимо затянуть болтовое соединение так, чтобы исключить возможность смещения соединяемых деталей. Какие напряжения возникают в стержне болта в этом случае?

1. Среза
2. Среза и смятия
3. Растяжения
4. Растяжения и кручения

- Чему равен угол между гранями витка в метрической резьбе?

- 1) 55 градусов
- 2) 33 градуса
- 3) 30 градусов
- 4) 60 градусов

- Как называется деталь, показанная на рисунке?



1. Болт
2. Винт
3. Шпилька
4. Винт с потайной головкой

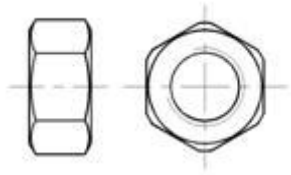
- Как называется деталь, показанная на рисунке?



1. Болт
2. Винт
3. Шпилька

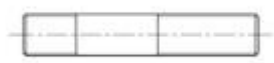
4. Винт с потайной головкой

- Как называется деталь, показанная на рисунке?



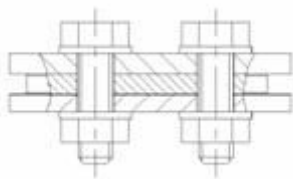
1. Болт
2. Винт
3. Шпилька
4. Гайка

- Как называется деталь, показанная на рисунке?



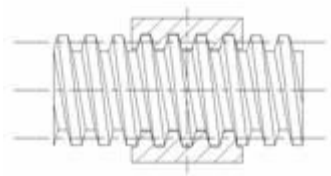
1. Болт
2. Винт
3. Шпилька
4. Гайка

- Как называется соединение, показанное на рисунке?



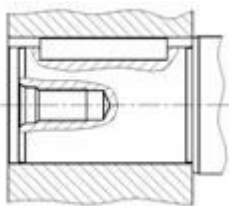
1. Болтовое
2. Резьбовое
3. Разъемное
4. Винтовое

- Как называется резьба, показанная на рисунке?



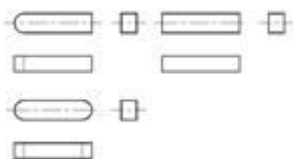
1. Трапецеидальная
2. Метрическая
3. Упорная
4. Дюймовая

- Какое соединение показано на рисунке.



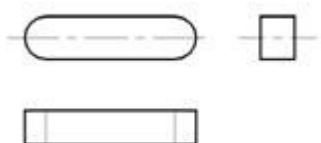
1. Шпоночное
2. Шлицевое
3. Штифтовое
4. Резьбовое

- Как называются детали, показанные на рисунке?



1. Шпонки
2. Шлицы
3. Штифты
4. Шпонки призматические

- Укажите исполнение шпонки (согласно ГОСТ 8789-68), показанной на рисунке.



1. Шпонка призматическая, исполнение 1
2. Шпонка призматическая, исполнение 2
3. Шпонка призматическая, исполнение 3
4. Шпонка призматическая

- Укажите исполнение шпонки (согласно ГОСТ 8789-68), показанной на рисунке.



1. Шпонка призматическая, исполнение 1
2. Шпонка призматическая, исполнение 2
3. Шпонка призматическая, исполнение 3
4. Шпонка призматическая

- Укажите исполнение шпонки (согласно ГОСТ 8789-68), показанной на рисунке.



1. Шпонка призматическая, исполнение 1
2. Шпонка призматическая, исполнение 2
3. Шпонка призматическая, исполнение 3
4. Шпонка призматическая

- Определите, какая резьба у болта, показанного на рис. 13.1

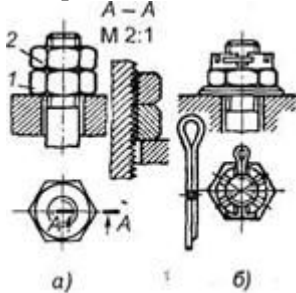


1. Левая
2. Правая
3. Определить нельзя
4. прямоугольная

- Что называется шагом резьбы?

1. Расстояние между двумя одноименными точками резьбы одной и той же винтовой линии
2. Расстояние между двумя одноименными точками двух рядом расположенных витков резьбы
3. расстояние между одноименными точками резьбы
4. расстояние между разноименными точками резьбы

- Определите наименование резьбового изделия, показанного на рисунке а) и б).



1. Болт
2. Винт
3. Шпилька
4. Определить нельзя

- Определите нормальную глубину ввинчивания стальной ($\sigma_s = 450$ МПа) шпильки с резьбой М20 (материал детали — чугун)

- 1) 10 мм
- 2) 15 мм
- 3) 20 мм
- 4) 26 мм
- 5) 40 мм

- Какую резьбу следует выбрать при проектировании тяжело нагруженного крепежного узла (без уточнения осевой нагрузки, диаметра и шага резьбы)?

1. Метрическую
2. Дюймовую
3. Прямоугольную
4. Трапецеидальную
5. Упорную

- Можно ли для изготовления винтов (болтов, шпилек) применять чугун?

1. Можно
2. Нельзя
3. серый чугун
4. ковкий чугун

- Момент заворачивания резьбового соединения определяют по формуле

- 1) $T = Ff(D_f / 2)$
- 2) $T = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\varphi + \psi)$
- 3) $T = 0,5Fd_2[(D_f / d_2)f + \operatorname{tg}(\varphi + \psi)]$
- 4) $T = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$

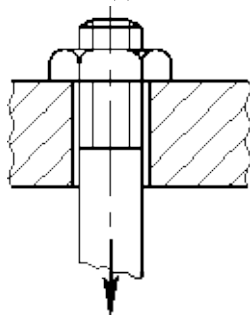
- Моменты, действующие в резьбовом соединении при затяжке, определяются по формулам (подобрать соответствие)

- | | |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| 1) момент сопротивления в резьбе T_p | А) $0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$ |
| 2) момент заворачивания $T_{зав}$ | Б) $0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\varphi + \psi)$ |
| 3) момент сил трения на опорном торце гайки T_t | В) $0,5Fd_2[(D_{ср} / d_2)f + \operatorname{tg}(\varphi + \psi)]$ |
| 4) формула не приведена | Г) $Ff(D_f / 2)$ |
| | Д) формула не приведена |

- Наибольшие силы трения возникают в резьбах.

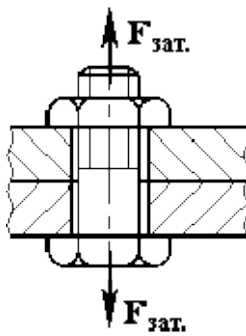
- 1) трапецидальных
- 2) треугольных
- 3) прямоугольных
4. трапецидальных

- Если стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой, условие прочности имеет вид



- 1) $\tau = \frac{4F}{\pi d_1^2 l} \leq [\tau]$
- 2) $\tau = \frac{0,5F_{зав} d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \psi)}{\pi d_1^3}$
- 3) $\sigma_{зк} = \frac{4 \cdot 1,3 F_{зав}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$
- 4) $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$

- Если болт затянут, а внешняя нагрузка отсутствует, условие прочности имеет вид



$$\sigma = \frac{1,3 F_{зат.} + \chi F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

1)

$$\sigma = \frac{4 F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

2)

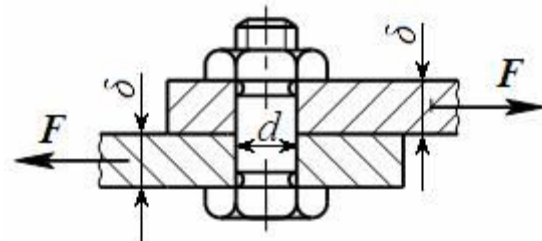
$$\sigma = \frac{4 \cdot 1,3 F_{зат.}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

3)

$$\sigma_{см} = \frac{F}{2 d \delta_1} \leq [\sigma_{см}]$$

4)

- Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен без зазора. Прочность болта в соединении оценивают по условию



$$\sigma = \frac{4 \cdot 1,3 F_{зат.}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

1)

$$\tau = \frac{4 F}{\pi d_1^2} \leq [\tau]; \quad \sigma_{см} = \frac{F}{d \delta} \leq [\sigma_{см}]$$

2)

$$\tau = \frac{4 F}{\pi d_1^2} \leq [\tau]$$

3)

$$\sigma = \frac{4 F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

4)

- Назовите формулу проекторочного расчета для напряженного болтового соединения при отсутствии последующей затяжки

$$1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_{сп}}}$$

1)

- 2) $1,3 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma]_p}}$
- 3) $1,3 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]_p}}$
- 4) $1,3 \sqrt{\frac{F_s}{[\sigma]_p}}$

- Назовите расчетную формулу для определения допускаемого напряжения среза для болта

- 1) $\sigma_T[\varepsilon]_T$
- 2) $(0,2 + 0,3)\sigma_T$
- 3) $(0,8 + 1,0)\sigma_T$
- 4) $(0,6 + 0,8)\sigma_T$

- В каком случае расчетное напряжение σ_p больше: когда детали соединяются с упругой прокладкой или без прокладки?

1. С упругой прокладкой
2. Без прокладки
3. напряжение одинаковое
4. сравнивать нельзя

- Назовите формулу для определения высоты гайки

- 1) $\frac{F}{\pi d_2 h z}$
- 2) $\frac{F}{\pi d_2 z [\sigma]_{cm}}$
- 3) $\frac{F}{\pi d_1 K [\tau]_{cp}}$
- 4) все формулы не верны

- Назовите тип шпонки, наиболее приемлемой для выходного вала с конической поверхностью

1. Призматическая с плоским торцом
2. Призматическая с закругленным торцом
3. Сегментная
4. Клиновая без головки

- Какое шпоночное соединение применяется для передачи больших вращающих моментов с переменным режимом работы?

1. Врезное
2. Тангенциальное
3. Фрикционное
4. шпонки на лыске

- Какие материалы применяют для изготовления шпонок?

1. Углеродистая сталь
2. Чугун

3. Латунь
4. Бронза

- Назовите основные преимущества зубчатых соединений по сравнению со шпоночными

1. Большая нагрузочная способность
2. Лучшее центрование соединяемых деталей
3. Высокая усталостная прочность
4. Все выше указанное

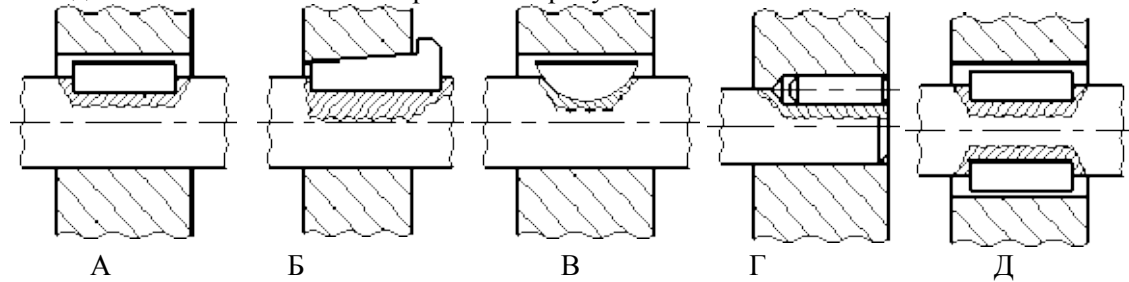
- Зубчатые (шлицевые) соединения проверяют по условию прочности на...

- 1) ...изгиб
- 2) ...кручение
- 3) ...смятие
- 4) ...срез

- Шпоночное соединение предназначено для передачи между валом и ступицей.

- 1) растягивающих сил
- 2) радиальных сил
- 3) изгибающего момента
- 4) вращающего момента

- Соединение шпонкой изображено на рисунке



- 1) сегментной
- 2) призматической
- 3) цилиндрической
- 4) клиновой

Напряженное соединение создает шпонка.

- 1) призматическая
- 2) клиновая
- 3) сегментная
- 4) направляющая

Ненапряженное соединение создают шпонки

- 1) призматические
- 2) клиновые
- 3) сегментные
- 4) направляющие

При подборе стандартной призматической шпонки основным является расчет

- 1) на срез
- 2) на смятие
- 3) на изгиб
- 4) на кручение

При проектном расчете из условия прочности определяют

- 1) длину l шпонки

- 2) высоту h шпонки
- 3) ширину b шпонки
- 4) площадь поперечного сечения $b \times h$ шпонки

- Условие прочности для соединения с призматической шпонкой вид имеет

- 1) $\sigma = \frac{2T}{kl_d} \leq [\sigma]$
- 2) $\tau = \frac{2T}{bl_p \cdot d} \leq [\tau]$
- 3) $\sigma_{см} = \frac{2T}{kl_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}]$
- 4) $\sigma_{см} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot ld} \leq [\sigma_{см}]$

- Материалом для изготовления шпонок служит

- 1) бронза
- 2) сталь
- 3) чугун
- 4) латунь

- Наибольшей нагрузочной способностью при одинаковых габаритах ступиц, материалах и термообработке обладает

- 1) соединение сегментной шпонкой
- 2) соединение призматической шпонкой
- 3) соединение клиновой шпонкой
- 4) шлицевое соединение

- Центрирование по наружному D и внутреннему d диаметрам шлицевых соединений с прямобочными зубьями выбирают

- 1) для обеспечения высокой соосности вала и ступицы
- 2) для обеспечения подвижности
- 3) при тяжелых условиях работы
- 4) для обеспечения неподвижности

- Основным критерием работоспособности шлицевых соединения является

- 1) сопротивление срезу шлицев
- 2) сопротивление изгибу шлицев
- 3) сопротивление выкрашиванию шлицев
- 4) сопротивление смятию и изнашиванию шлицев

- Условие прочности при упрощенном (приближенном) расчете шлицевых соединений вид имеет

- 1) $\sigma_{см} = \frac{2T}{K_{\alpha} z h d_{ф} l} \leq [\sigma_{см}]$
- 2) $\tau = \frac{2T}{z b l d} \leq [\tau]$
- 3) $\sigma_{см} = \frac{2T}{kl_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}]$
- 4) $\sigma = \frac{2T}{h l d} \leq [\sigma]$

6. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Общие сведения

Зубчатые соединения образуются выступами – зубьями на валу и соответствующими впадинами – пазами в ступице (рисунок 6.1). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Размеры зубчатых соединений, а также допуски на них стандартизованы.

Зубья на валах образуют фрезерованием, строганием или накатыванием. Зубья в отверстиях образуют протягиванием или долблением.

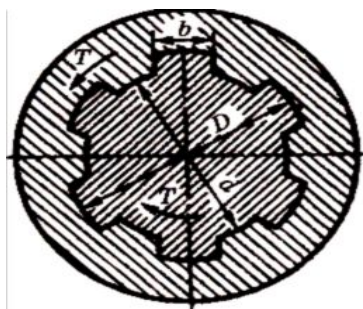


Рисунок 6.1 – Прямобоочное шлицевое соединение

Достоинства зубчатых соединений по сравнению со шпоночными:

1. Обеспечивается лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении.
2. Уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре.
3. При одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта.
4. Обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.
5. Вал ослабляется зубьями незначительно. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.
6. Уменьшается длина ступицы.

Недостатками зубчатых соединений, по сравнению со шпоночными, является более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

6.2. Разновидности зубчатых соединений

Зубчатые соединения различают:

1. По характеру соединения: *неподвижные* – для закрепления детали на валу (рисунок 6.1); *подвижные* — допускающие перемещение детали

вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

2. По форме зубьев: *прямобоочные* (рисунок 6.1), *эвольвентные* (рисунок 6.2, а); *треугольные* (рисунок 6.2, б).



Рисунок 6.3 – Прямобоочные зубчатые соединения

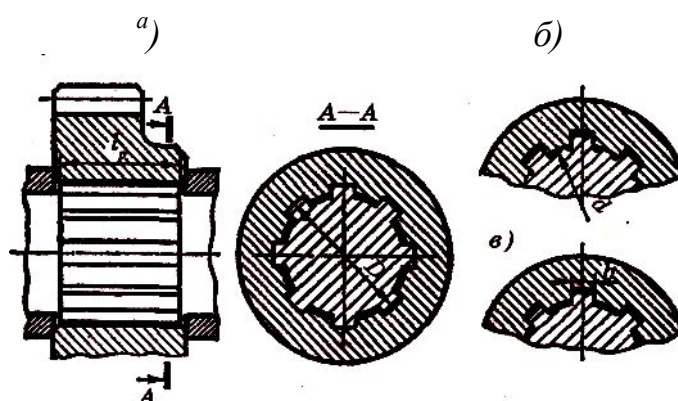


Рисунок 6.2 – Эвольвентное и треугольное зубчатые соединения

3. По способу центрирования ступицы относительно вала с центрированием по наружному диаметру D (рисунок 6.3, а), по внутреннему диаметру d (рисунок 6.3, б) и по боковым поверхностям зубьев (рисунок 6.3, и рисунок 6.2).

Соединения с прямобоочным профилем зубьев (рисунок 6.3) применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Такие соединения имеют постоянную толщину зубьев на валах. В соединениях, где требуется высокая соосность вала и ступицы, применяется центрирование по одному из диаметров. Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала – шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах.

Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования.

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (таблица 6.1), которые отличаются высотой и числом зубьев z . Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев (рисунок 6.2, а) применяются в подвижных и неподвижных соединениях. Зуб имеет эвольвентный профиль. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания.

Таблица 6.1 – Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные по ГОСТ 1139-80 (извлечение)

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	b	f	r
Легкая	6x28x32	7	0,3	0,2
	8x32x36	6	0,4	0,3
	8x36x40	7	0,4	0,3
Средняя	6x28x34	7	0,4	0,3
	8x32x38	6		
	8x36x42	7		
Тяжелая	10x28x35	4	0,4	0,3
	10x32x40	5		
	10x36x45	5		

Примечание. Размеры в мм по рисунку 6.3 и 6.4, z – число зубьев, r – радиус перехода у основания зуба.

Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с треугольным профилем зубьев (рисунок 6.2, б) применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям, не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

6.3. Проверочный расчет зубчатых соединений

Прочность – основной критерий работоспособности зубчатых соединений. Эти соединения аналогично шпоночным выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала, а затем выполняют проверочный расчет. Проверочный расчет зубчатых соединений выполняют на смятие. Проверку зубьев на срез не производят. В упрощенной расчетной модели (рисунок 6.4) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. При этом получают

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_z z h d_{cp} \ell} \leq [\sigma]_{см}, \quad (6.1)$$

где T – наибольший крутящий момент из длительно действующих; $K_z = 0,7 - 0,8$ – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям; z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев; ℓ – рабочая длина зубьев; d_{cp} – средний диаметр соединения.

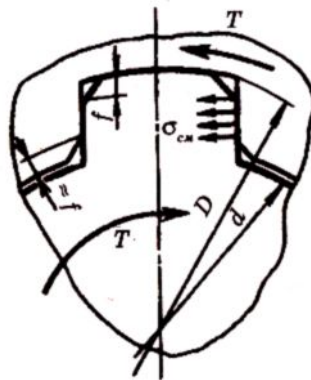


Рисунок 6.4 – Расчетная схема прямобочного шлицевого соединения

Для прямобочных зубьев

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad d_{cp} = 0,5(D + d);$$

для эвольвентных зубьев

$$h = m, \quad d_{cp} = zm,$$

где m – модуль зубьев; $[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение.

В таблице 6.2 приведены значения $[\sigma]_{см}$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы. В каждой отрасли машиностроения рекомендуют свои значения с учетом специфики эксплуатации (срок

службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др.

Например, в станкостроении рекомендуют более низкие значения: $[\sigma]_{см} = 12 - 20$ МПа для неподвижных соединений и $[\sigma]_{см} = 4 - 7$ МПа для подвижных без нагрузки – здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют более высокие значения $[\sigma]_{см} = 50 - 100$ МПа – для получения легких конструкций.

Таблица 6.2 – Допускаемые напряжения на смятие

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{см}$ МПа	
		$\leq \text{HB } 350$	$\geq \text{HRC } 40$
Неподвижное	<i>a</i>	35...50	40...70
	<i>б</i>	60...100	100...140
	<i>в</i>	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоростей)	<i>a</i>	15...20	20...35
	<i>б</i>	20...30	30...60
	<i>в</i>	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	<i>a</i>	—	3...10
	<i>б</i>	—	5...15
	<i>в</i>	—	10...20

Примечания: *a* – тяжелые условия эксплуатации – нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления; *б* – условия эксплуатации средние; *в* – условия эксплуатации хорошие. Меньшие значения – для легких режимов нагрузки.

6.4. Последовательность проверочного расчета зубчатых соединений

Исходные данные:

1. Передаваемый крутящий момент T .
2. Диаметр вала d и длина ступицы $\ell_{см}$.
3. Условия работы.

4. Последовательность расчета:

1. Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.

3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное

напряжение σ_{cm} в соединении и сравнивают с допускаемыми $[\sigma]_{cm}$ (таблица 6.2). Если σ_{cm} превышает $[\sigma]_{cm}$ более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы l_{cm} или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

7. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЙ С НАТЯГОМ (ПРЕССОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ)

7.1. Общие сведения

Соединения деталей с натягом – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров вала и втулки. Для закрепления деталей используют силы упругости предварительно деформированных деталей. Обычно соединение деталей осуществляется по цилиндрическим или (реже) коническим поверхностям, при этом одна деталь охватывает другую (рисунок 7.1), специальные соединительные детали отсутствуют.

Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей.

К основным достоинствам цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность передачи больших нагрузок как статических, так и динамических. Обычно соединения с гарантированным натягом относят к неразъемным соединениям, однако цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей.

К основным недостаткам цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения величины расчетного натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и высокие требования к точности их изготовления.

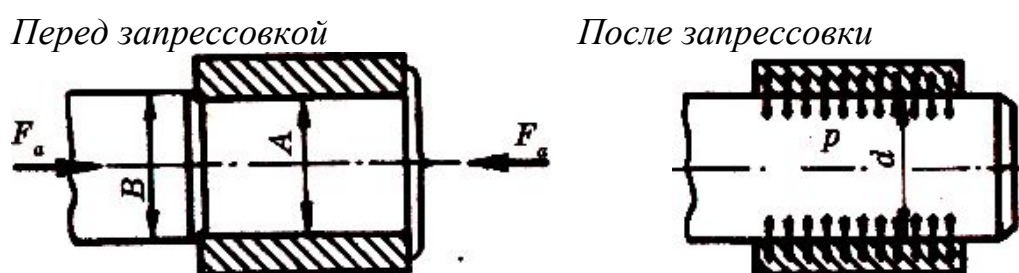


Рисунок 7.1 – Прессовое соединение

Надежность соединения с гарантированным натягом в основном зависит от величины натяга, который подбирают в соответствии с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок.

Цилиндрические соединения с гарантированным натягом различают по способу сборки: соединения, собираемые запрессовкой, и соединения,

собираемые с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали. Надежность соединения деталей, собираемых с нагревом или охлаждением, в 1,5 – 2,5 раза выше, чем у деталей, собираемых запрессовкой, так как при запрессовке неровности на контактных поверхностях деталей частично срезаются и сглаживаются, что приводит к ослаблению прочности соединения.

Величина натяга и соответственно вид посадки соединения определяются в зависимости от требуемого давления на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, обеспечили неподвижность соединяемых деталей после приложения внешних усилий.

Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий.

При нагружении соединения осевой силой F (рисунок 7.2, а) должно соблюдаться условие

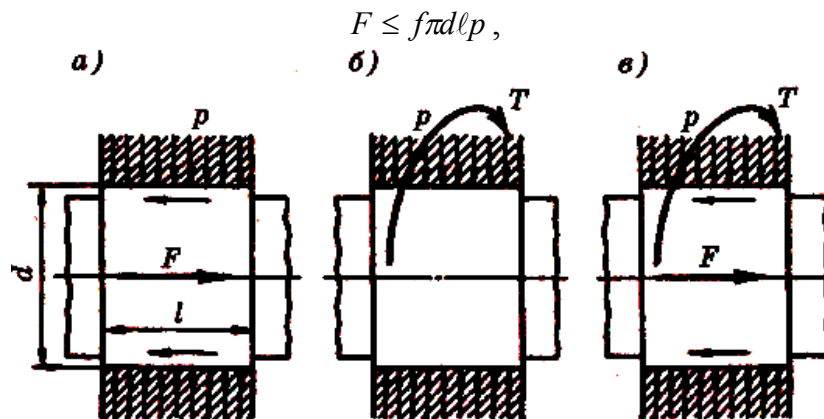


Рисунок 7.2 – Расчетные схемы соединений с натягом

откуда требуемое давление на поверхности контакта

$$p \geq \frac{F}{f\pi d l}, \quad (7.1)$$

при нагружении соединения крутящим моментом T (рисунок 7.2 б) должно соблюдаться условие

$$T < f\pi d l p \frac{d}{2}.$$

Откуда

$$p \geq \frac{2T}{f\pi d^2 l} \quad (7.2)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T (рис. 7.2, в) должно соблюдаться условие

$$\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq f\pi dl p,$$

откуда

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{f\pi dl}, \quad (7.3)$$

где f – коэффициент сцепления; d и ℓ – диаметр и длина посадочной поверхности.

Так как в быстровращающихся соединениях давление на посадочной поверхности деталей может быть ослаблено центробежными силами, действующими на детали, то для обеспечения надежности этих соединений давление на контактной поверхности увеличивают с учетом действующих центробежных сил.

При расчетах соединений стальных и чугунных деталей коэффициент сцепления принимают: при сборке с запрессовкой $f = 0,08$ и при сборке с нагревом, охватывающей детали, $f = 0,14$. Если одна из соединяемых деталей стальная или чугунная, а другая – латунная или бронзовая, то рекомендуется принимать $f = 0,05$.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N (рис. 7.3) связан с посадочным давлением p следующей зависимостью, вытекающей из формулы Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов:

$$N = pd \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} \right), \quad (7.4)$$

где

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \mu_2.$$

Здесь d – посадочный диаметр; d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали; E_1 и E_2 – модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для стали $\mu_1 \approx 0,3$, для чугуна $\mu \approx 0,25$, для бронзы $\mu \approx 0,35$).

При сборке соединения неровности контактных поверхностей деталей срезаются и сглаживаются (рисунок 7.3, б); для компенсации этого действительный натяг соединения N_a должен быть больше расчетного

натяга N , вычисляемого по формуле (7.4). Зависимость между N_d и N_p определяется формулой

$$N_d = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (7.5)$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты неровностей профилей по десяти точкам сопрягаемых поверхностей, принимаемые по ГОСТ 2789-73.

По величине N_d подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг N_{\min} должен быть равен N_d или очень близок к нему.

При сборке цилиндрического соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали необходимая разность температур Δt соединяемых деталей определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + S}{\alpha d}, \quad (7.6)$$

где N_{\max} – наибольший натяг выбранной для соединения посадки; S – зазор, необходимый для сборки соединения, принимаемый обычно равным наименьшему зазору посадки движения;

α – коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали, принимаемый для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, для чугуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$, для оловянных бронз $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$, для латуни $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$, для алюминиевых сплавов $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$; d – номинальный посадочный диаметр.

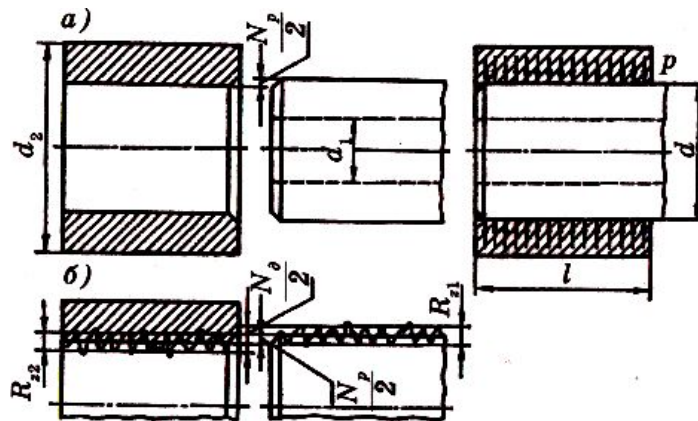


Рис. 7.3. Расчетная схема

Нагрев охватывающей детали производится в зависимости от требуемой температуры горячим маслом, в электрической или газовой печи. Охлаждение охватываемой детали производят жидким воздухом или сухим льдом.

7.2. Проверка прочности деталей цилиндрического соединения

Проверку прочности деталей цилиндрического соединения выполняют по наибольшему возможному натягу N_{mex} выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга N_{maxp} , определяемого по формуле

$$N_{maxp} = N_{max} - 1.2(R_{z_1} + R_{z_2}), \quad (7.7)$$

а также возможного максимального давления p_{msaL} на контактной поверхности соединяемых деталей, определяемого по формуле

$$P_{max} = \frac{N_{maxp}}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}. \quad (7.8)$$

Для охватывающей детали, как известно из курса сопротивления материалов, опасными являются точки ее внутренней поверхности. Для этих точек радиальное c_r и окружное (кольцевое) c_t нормальные напряжения определяют по формулам

$$\sigma_r = -p_{max}, \quad (7.9)$$

$$\sigma_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} P_{max}. \quad (7.10)$$

В этих точках возникает плоское напряженное состояние, при этом главные напряжения $\sigma_1 = \sigma_t$; $\sigma_2 = 0$ и $\sigma_3 = \sigma_r$. Условие прочности для охватывающей детали из пластичного материала по гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности):

$$\sigma_{эжв} = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{2p_{max}}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} \leq [\sigma]_p. \quad (7.11)$$

Для охватываемой детали кольцевого поперечного сечения опасны также точки внутренней поверхности. В этих точках возникает одноосное сжатие, при этом

$$\sigma'_3 = \sigma'_r = - \frac{2p_{max}}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}. \quad (7.12)$$

Штрихи указывают, что напряжения относятся к охватываемой детали.

Условие прочности для охватываемой детали, составленное как и для охватывающей детали по третьей теории прочности, имеет вид

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = \frac{2p_{\text{max}}}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} \leq [\sigma']_p. \quad (7.13)$$

Если охватываемая деталь представляет собой сплошной вал, то в любой его точке возникает двухосное сжатие; главные напряжения σ'_2 и σ'_3 одинаковы, а $\sigma'_1 = 0$:

$$\sigma'_2 = \sigma'_3 = -p_{\text{max}}. \quad (7.14)$$

Условие прочности в этом случае

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = p_{\text{max}} \leq [\sigma']_p. \quad (7.15)$$

На основании практических данных установлено, что цилиндрические соединения с гарантированным натягом могут быть вполне надежными даже при наличии на внутренней поверхности охватывающей детали пластических деформаций. Это обстоятельство позволяет принимать при расчетах более высокие, чем обычно, допускаемые напряжения.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Для передачи движения на большие расстояния (до 10 м) различных отраслях машиностроения широко используют передачи, в которых усилие от ведущего звена к ведомому передается с помощью гибкого звена или связи в виде ремня, цепи, каната и т. п. В зависимости от типа гибкого звена различают передачи ременные, цепные и т. п.

Передачи с гибкими связями используют в машиностроении как силовые (для мощностей до 100 кВт, передаточных отношений до 10, при окружных скоростях до 50 м/с), а также в приборах и аппаратах – в качестве кинематических.

Передачи с жесткими звеньями могут передавать движение как за счет сил трения (фрикционные передачи), так и путем зацепления (зубчатые и др. передачи). Их применяют в широком диапазоне мощностей и скоростей движения. По сравнению с передачами гибкой связью они имеют меньшие габариты, высокую надежность и КПД, большую нагрузочную способность.

8. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. Общие сведения

Ременная передача (рисунок 8.1) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, связанных между собой ремнем 3, и натяжного устройства 4, которое создает необходимое контактное давление между ремнем и шкивами и обеспечивает передачу энергии за счет сил трения. Иногда требуемое начальное натяжение ремня создается при монтаже передачи (без натяжного устройства).

В механических приводах ременная передача используется чаще всего как понижающая передача. Передаваемая мощность до 50 кВт, окружные скорости до 40 – 50 м/с, максимальное передаточное отношение $U_{\max} = 5 - 6$ для передач без натяжного ролика и $u_{\max} = 6 - 10$ для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

Основные достоинства ременных передач:

1. Простота конструкции.
2. Сравнительно малая стоимость.
3. Способность передавать вращательное движение на большие расстояния и работать на высоких скоростях.
4. Плавность и бесшумность работы.
5. Малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность пробуксовывать.

Основные недостатки:

1. Невысокая долговечность ремня.

2. Большие радиальные габариты.
3. Значительные нагрузки на валы и опоры.
4. Непостоянство передаточного отношения u .

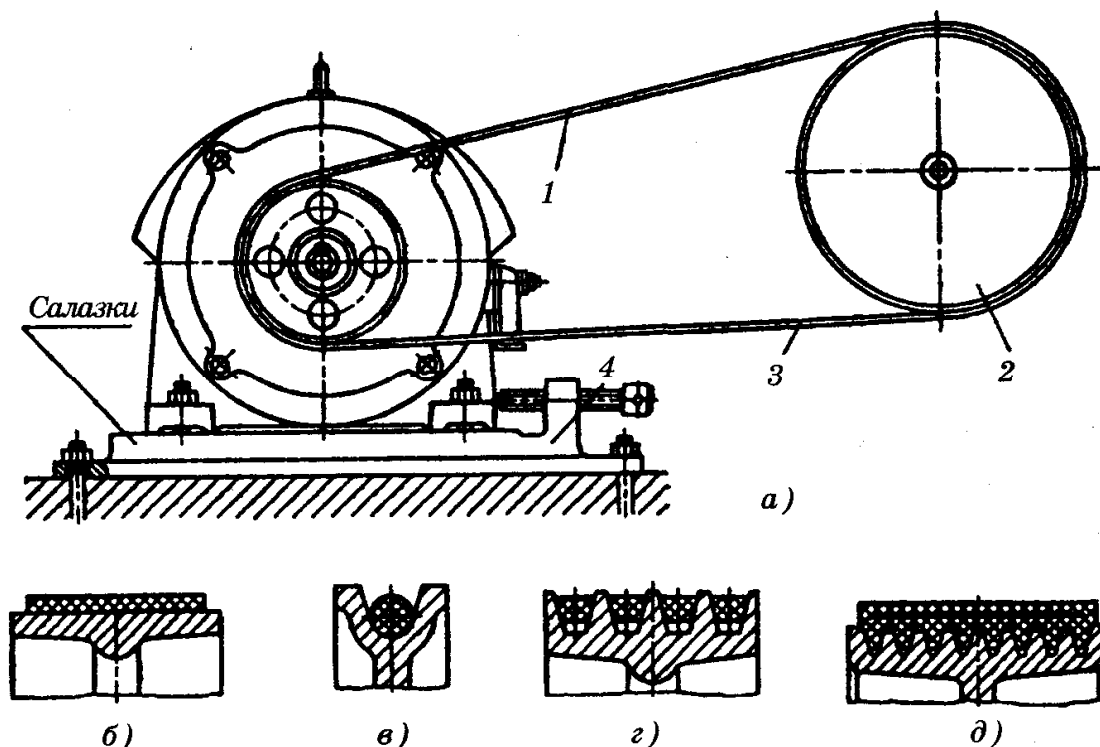


Рисунок 8.1 – Схема ременной передачи (а) и сечения ремней:

- б – плоского;
- в – круглого;
- г – клинового;
- д – поликлинового

Ремни и шкивы. По форме сечения различают плоско-, кругло- и клиноременные передачи (рисунок 8.1).

Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость.

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение (рисунок 8.1, б), применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Их получают соединением (накладкой, склеиванием, сшиванием) концов полос ткани (прорезиненной, хлопчатобумажной, шерстяной, капроновой и др.) или кожи.

Промышленность изготавливает прорезиненные ремни трех сечений: сечение А – нарезное, применяется наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с; сечение Б – послойно завернутое, используется для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с; сечение В – спирально завернутое, применяется при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок. Широкое применение получают бесшовные (бесконечные) ремни из пластмасс на

основе полиамидных смол, пронизанные кордом из капрона, лавсана и др. Такие ремни имеют более высокую прочность и быстроходность (до 50...75 м/с).

Круглые ремни (кожаные, капроновые и др.) применяют в машинах малой мощности (швейных и бытовых машинах, настольных станках и др.).

Клиновые ремни (рисунок 8.2), применяют наиболее часто, имеют большую долговечность и тяговую способность по сравнению с плоскими, могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают $u_{\max} = 8 - 10$ без натяжного ролика.

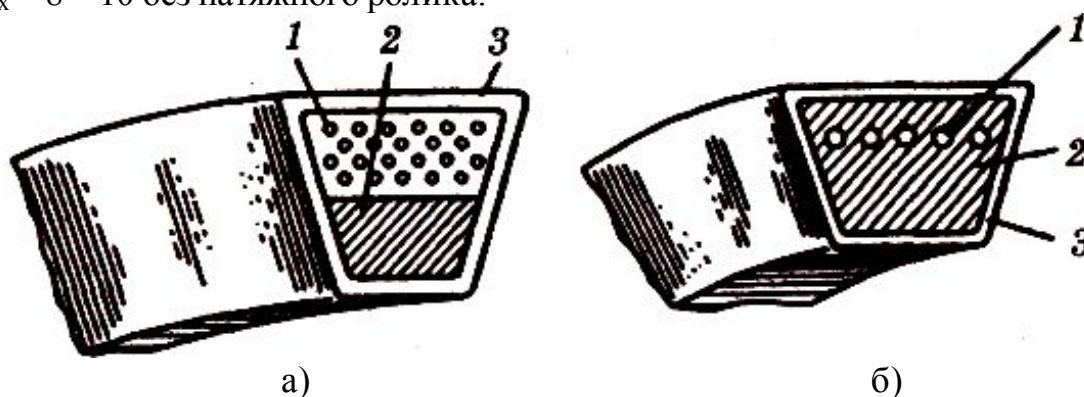


Рисунок 8.2 – Клиновые ремни

Однако передачи с клиновыми ремнями имеют меньшую быстроходность (скорость до 25 м/с), КПД ниже на 1 – 2%. Их можно применять лишь в открытых передачах. Они состоят из кордотканевого слоя 1 (корда, размещенного в нескольких слоях вискозной или капроновой ткани), работающего на растяжение, и резинового (или резиноканевого) слоя 2, работающего на сжатие (рисунок 8.2, а). Эти слои связаны оберткой 3 из нескольких слоев диагонально намотанной прорезиненной ткани.

Применяют также ремни с кордошнуровым несущим слоем, состоящим из одного слоя кордошнура 1 толщиной 1,6 – 1,7 мм, заключенного в слой резины 2 (рисунок 8.2, б). Такие ремни имеют большую гибкость и используются при меньших диаметрах шкивов и больших скоростях по сравнению с кордотканевыми ремнями.

Большую гибкость и нагрузочную способность имеют кордошнуровые ремни, у которых верхний растягиваемый слой состоит из одного ряда анидных шнуров (намотанных по винтовой линии), заключенных в слой мягкой резины.

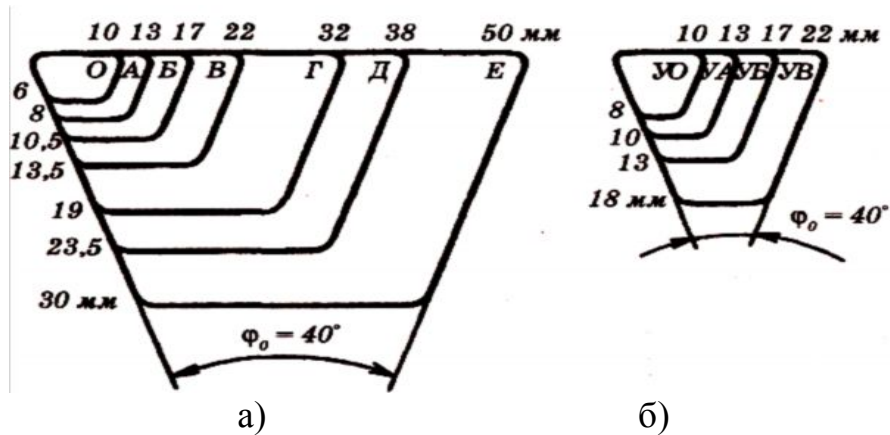


Рисунок 8.3 – Сечения клиновых ремней

Клиновые ремни изготавливают бесконечными с углом клина $\varphi_0 = 40^\circ$ и отношением большего основания трапецевидного сечения к высоте $\frac{b_0}{h} \approx 1,6$ (нормальные ремни) и $\frac{b_0}{h} \approx 1,2$ (узкие ремни). Размеры поперечного сечения (обозначаются *О, А, Б, В, Г, Д, Е* по мере увеличения площади, рисунок 8.3, а) и длина нормальных ремней определены ГОСТ 12841-80.

Узкие ремни передают в 1,5 – 2 раза большие мощности, чем нормальные ремни, и допускают работу при скорости 50 м/с. Это дает возможность уменьшить число ремней в комплекте и ширину шкивов. Четыре сечения этих ремней *УО, УА, УВ, УВ* (рисунок 8.3, б) полностью заменяют семь сечений нормальных ремней.

Получили распространение поликлиновые ремни (рисунок 8.1, д) с высокопрочным полиэфирным кордом, также работающие на шкиве с клиновыми канавками. При одинаковой мощности ширина такого ремня в 1,5 – 2 раза меньше ширины комплекта нормальных ремней. Благодаря высокой гибкости допускается применение шкивов меньшего диаметра, чем в обычной клиноременной передаче, большая быстроходность (до 40 – 50 м/с) и большие передаточные отношения.

Шкивы. Их изготавливают из чугуна СЧ10 и СЧ15, легких сплавов и пластмасс при работе передачи с небольшими скоростями и из сталей (25Л, 15 и др.) при окружных скоростях свыше 30 м/с.

Форма обода (рисунок 8.1) зависит от профиля ремня. Шкивы плоскоремennых передач могут иметь внешнюю поверхность, цилиндрическую, выпуклую и цилиндрическую с краями в форме конусов. Последние уменьшают сползание ремня со шкива в процессе работы, особенно при наличии непараллельности осей валов.

Профиль канавок шкивов клиновых ремней выполняют по ГОСТ 20898-75. Он определяется сечением ремня и диаметром шкива, так как при

изгибе ремня вокруг шкива его сечение искажается по сравнению с исходным.

8.2. Основы расчета ременных передач

Для всех типов ремней теоретические основы расчета общие. Работоспособность ременной передачи может быть ограничена тяговой способностью и долговечностью ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничена разрушением ремня от усталости.

Расчет на тяговую способность ременных передач считается основным. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

8.3. Кинематические параметры

Окружные скорости на шкивах

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}. \quad (8.1)$$

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать $v_2 < v_1$ или

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon), \quad (8.2)$$

где ε – коэффициент скольжения. При этом передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{[d_1(1 - \varepsilon)]}. \quad (8.3)$$

Величина ε зависит от нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное отношение не является строго постоянным. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 - 0,2$. Небольшое значение ε позволяет приближенно принимать

$$u \approx \frac{d_2}{d_1}. \quad (8.4)$$

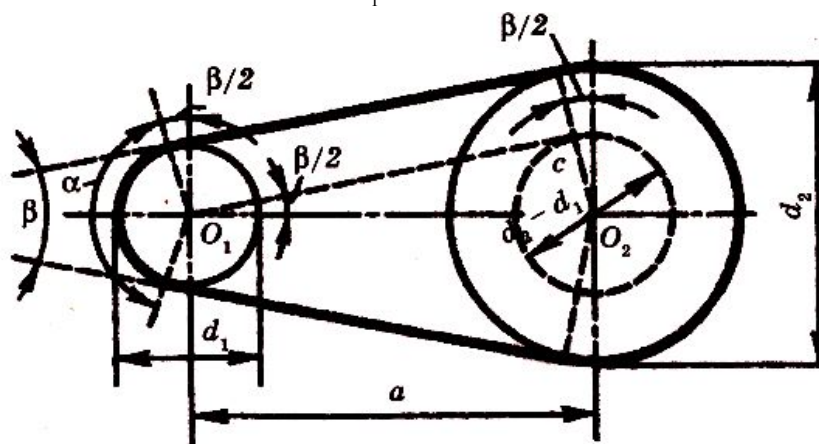


Рисунок 8.4 – Геометрические параметры ременной передачи

8.4. Геометрические параметры передачи

На рисуне 8.4 β – угол между ветвями ремня; α – угол обхвата ремнем малого шкива; a – межосевое расстояние. При геометрическом расчете известными обычно являются d_{lt} , d_2 и a , определяют угол α и длину ремня l . Вследствие вытяжки и провисания ремня значения a и l не точны и определяются приближенно:

$$\alpha = 180^\circ - \beta; \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Учитывая, что $\frac{\beta}{2}$ практически не превышает 15° , приближенно принимаем значение синуса равным аргументу, тогда запишем

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{рад}) \approx 57 \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{град}).$$

При этом

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57d_2 - d_1}{a}$$

или

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57d_1(i-1)}{a}.$$

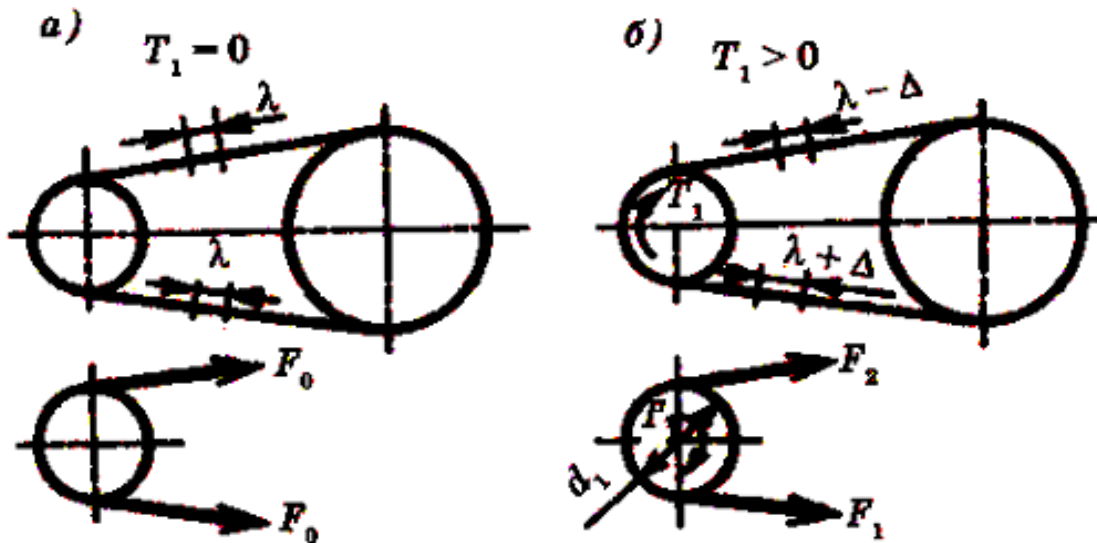


Рисунок 8.5 – Силовое нагружение ветвей ремня

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$l \approx 2a + 0,5\pi(d_2 - d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (8.6)$$

При заданной длине ремня межосевое расстояние

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 - d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 - d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (8.7)$$

8.5. Силы и силовые зависимости

На рисунке 8.5 показано нагружение ветвей ремня в двух случаях: $T_l = 0$ (рисунок 8.5, а) и $T_l > 0$ (рисунок 8.5, б). Принятые обозначения: F_0 – предварительное натяжение ремня; F_1 и F_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче;

$$F_t = \frac{2T_l}{d_1} \text{ – окружная сила передачи.}$$

По условию равновесия шкива получим

$$T_l = 0,5d_1(F_1 - F_2), \text{ или } F_1 - F_2 = F_t. \quad (8.8)$$

Связь между F_0 , F_1 и F_2 можно установить при следующих условиях.

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки (формула 8.6) и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви (рисунок 8.5), из которого видно

$$F_1 = F_0 + \Delta F, \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (8.9)$$

Из равенств (8.8) и (8.9) следует:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (8.10)$$

Получили систему двух уравнений с тремя неизвестными: F_0 , F_1 , F_2 . Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговой способности передачи, которая связана со значением силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером в виде

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (8.11)$$

Решая совместно уравнения (8.8) и (8.11) с учетом (8.9), находим:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (8.12)$$

Формулы (8.12) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и α . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня F_0 , при котором еще возможна передача заданной нагрузки F_t . Если $F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$, то начнется буксование ремня.

Можно установить по формуле (8.12), что увеличение значений f и α благоприятно сказывается на работе передачи. Эти выводы принимаются за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип

искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй – увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

При круговом движении ремня со скоростью v на каждый его элемент, расположенный в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы. Эти силы вызывают дополнительное натяжение F_v во всех сечениях ремня. Это дополнительное натяжение можно определить по формуле

$$F_v = \rho A v^2, \quad (8.13)$$

где ρ – плотность материала ремня; $A = b\delta$ – площадь поперечного ремня.

Натяжение F_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения F_0 . Оно уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Как показывает практика, влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно только при больших скоростях: $v > 20$ м/с.

Напряжения в ремне. Наибольшие напряжения создаются в ведущей ветви ремня. Они складываются из σ_1, σ_v и σ_u :

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} + \frac{F_v}{A} + p v^2. \quad (8.14)$$

Учитывая формулу (8.10), напряжение σ_1 можно представить в виде

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t, \quad (8.15)$$

где

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (8.16)$$

полезное напряжение; σ_0 – напряжение от предварительного натяжения. Согласно формуле (8.8) полезное напряжение можно представить как разность напряжений ведущей и ведомой ветвей: $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба σ_u . По закону Гука, $\sigma_u = \varepsilon E$, где ε – относительное удлинение, E – модуль упругости.

Относительное удлинение

$$\varepsilon = \frac{\delta}{d},$$

тогда

$$\sigma_u = \frac{E\delta}{d}, \quad (8.17)$$

где δ – толщина ремня, d – диаметр малого шкива.

Формула (8.17) позволяет сделать вывод, что основным фактором, определяющим значение напряжений изгиба, является отношение толщины

ремня к диаметру шкива. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_u = \sigma_0 + 0.5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_u. \quad (8.18)$$

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рисунке 8.6.

Тяговая способность передачи характеризуется значением максимально допустимой окружной силы F или полезного напряжения σ_t .

Из формулы (8.12) видно, что допустимое, по условию отсутствия буксования, возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0 :

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (8.19)$$

Сопоставляя значения различных составляющих суммарного напряжения в ремне и учитывая, что по соображениям компактности в передачах стремятся принимать низкие значения d/δ , можно отметить напряжения изгиба как наибольшие. Часто эти напряжения в несколько раз превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне.

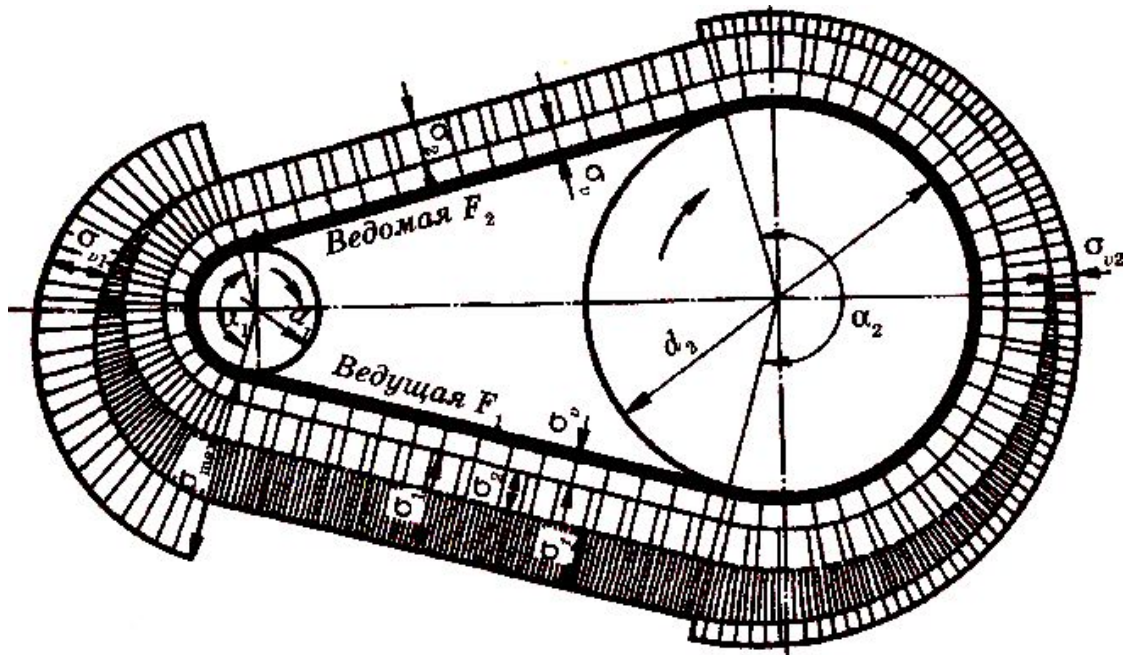


Рисунок 8.6 – Эпюра распределения напряжений по длине ремня

В отличие от σ_0 и σ_t увеличение σ_u не способствует повышению тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба, как периодически изменяющиеся, являются главной причиной усталостного разрушения ремней.

8.6. Потери в передаче и КПД

Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций, и в основном с деформациями изгиба; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому КПД передачи определяют экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоремennых передач $\eta = 0,97$, для клиноремennых $\eta = 0,96$.

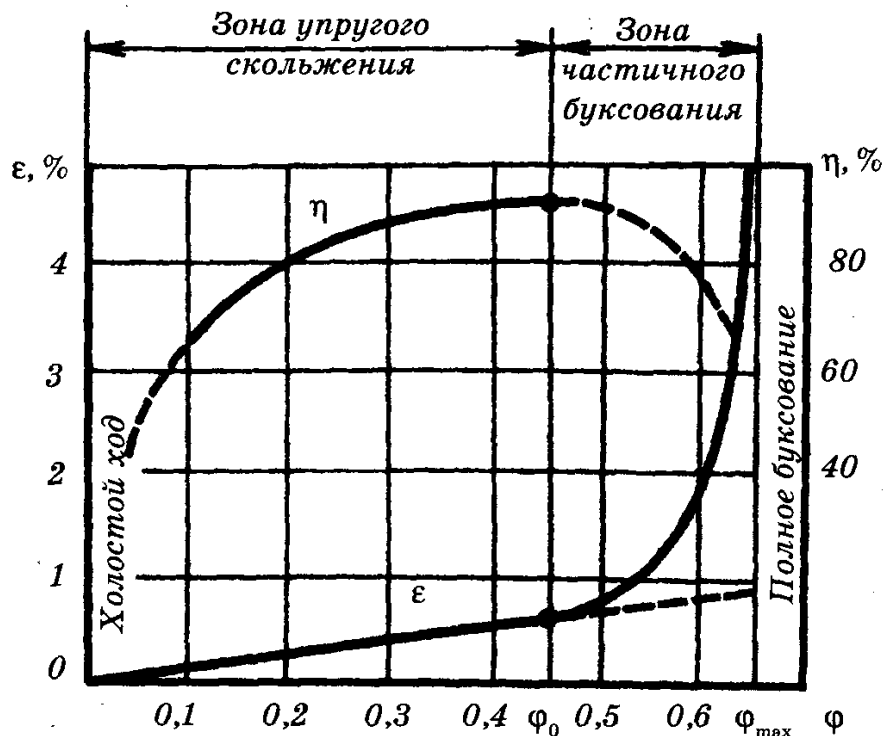


Рисунок 8.7 – Кривые скольжения

Кривые скольжения и КПД. Работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и КПД (рисунок 8.7), которые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов. На графике по оси ординат откладывают относительное скольжение ε и КПД, а по оси абсцисс – нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

Коэффициент тяги φ позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , то есть характеризует степень загруженности передачи. Выражение нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ

объясняется тем, что скольжение и КПД связаны со степенью загруженности передачи, а не с абсолютным значением нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и полному буксованию. В зоне $\varphi_0 - \varphi_{\max}$ наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Они разделяются продолжением прямой ε штриховой линией.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также и максимальное значение КПД. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например, в момент запуска двигателя. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Отношение $\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_0}$ для ремней: плоских кожаных и шерстяных – 1,35 – 1,5; прорезиненных – 1,15 – 1,3; хлопчатобумажных – 1,25 – 1,4; клиновых – 1,5 – 1,6.

8.7. Допускаемые полезные напряжения в ремне

Определив по кривым скольжения φ_0 , находят полезное допускаемое напряжение для испытываемой передачи:

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{s}, \quad (8.20)$$

где $s = 1,2 - 1,4$ – коэффициент запаса тяговой способности по буксованию.

Кривые скольжения получают при испытаниях ремней на типовых стендах при типовых условиях: $\alpha = 180^\circ$, и $v = 10$ м/с, нагрузка равномерная, передача горизонтальная.

Переход от значений $[\sigma_t]_0$ для типовой передачи к допускаемым полезным напряжениям $[\sigma_t]$ для проектируемой производят с помощью корректирующих коэффициентов:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_0, \quad (8.21)$$

где C_α – коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата;

C_v – скоростной коэффициент, вводимый только для передачи без автоматического регулирования натяжения и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил;

C_p – коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня;

C_0 – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту (у вертикальных передач собственная масса ремня уменьшает его прижатие к нижнему шкиву).

На практике формулу (8.21) используют только для расчета плоскоременных передач. Значения корректирующих коэффициентов выбирают по рекомендациям из справочников.

8.8. Нагрузка на валы и опоры

Силы натяжения ветвей ремня (за исключением F_v) передаются на валы и опоры (рисунок 8.8). Равнодействующая нагрузка на вал:

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos \left(\frac{\beta}{2} \right). \quad (8.22)$$

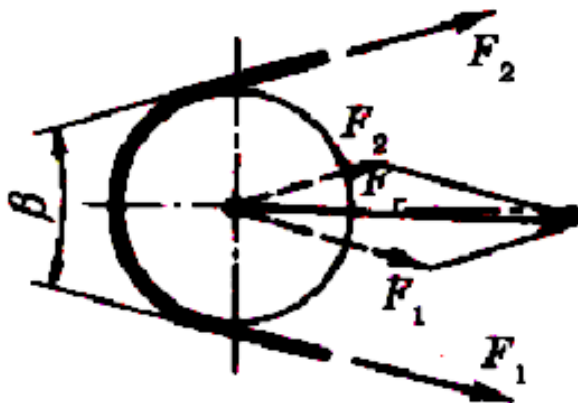


Рис. 8.8. Силы натяжения ветвей ремня

8.9. Расчет ременных передач по тяговой способности

Согласно кривым скольжения (рисунок 8.7), прочность ремня не является достаточным условием, определяющим работоспособность передачи, так как ремень, рассчитанный на прочность, может оказаться недогруженным или же будет буксовать. Основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности, основанный на кривых скольжения. Этот расчет сводится к определению расчетной площади сечения ремня:

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}. \quad (8.23)$$

Для плоскоременной передачи $A = \delta b$, где δ и b – толщина и ширина ремня.

Для клиноременной передачи $A = zA_0$, где A_0 – площадь поперечного сечения одного ремня; z – число ремней.

8.10. Расчет ременных передач на долговечность

Долговечность ремня определяется в основном его усталостной прочностью, которая зависит не только от величины напряжений, но также и от частоты циклов напряжений, то есть от числа изгибов ремня в единицу времени. Полный цикл напряжений (см. рис. 8.6) соответствует одному пробегу ремня. Полное число пробегов ремня за весь срок работы передачи пропорционально числу пробегов в секунду:

$$U = \frac{v}{l} \leq [U], \quad (8.24)$$

где v – скорость ремня в м/с; l – длина ремня в м; $[U]$ – допускаемое число пробегов в секунду.

8.11. Последовательность расчета плоскоремennых передач

Исходные данные:

1. Мощность на валу малого шкива P_1
2. Угловые скорости шкивов ω_1 и ω_2 .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от условий работы выбирают тип плоского ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле

$$d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}. \quad (8.25)$$

Размер d_1 принимают по ГОСТ 23831-79.

3. Определяют скорость ремня v и сопоставляют ее с оптимальной для принятого типа ремня. При неудовлетворительной v изменяют d_1 .

4. Задаются коэффициентом скольжения и определяют диаметр большего шкива d_2 (формула 8.3 или 8.4). Полученный размер округляют до стандартного значения.

5. Уточняют передаточное число по формуле (8.4).

6. Ориентировочно принимают межосевое расстояние a либо в соответствии с требованием конструкции, либо в рекомендуемых пределах.

7. Определяют расчетную длину ремня ℓ по формуле (8.6). Для бесконечных ремней ℓ округляют до стандартного значения.

8. Проверяют передачу на долговечность по числу пробегов ремня по формуле (8.24) и, если оно выше допустимого, увеличивают длину ремня, то есть принимают большее a .

9. Уточняют межосевое расстояние a по формуле (8.7). Расчет выполняют только для передач с бесконечным ремнем при окончательно установленной длине по стандарту.

10. Проверяют угол обхвата α_1 ремнем малого шкива по формуле (8.5) и при необходимости увеличивают межосевое расстояние a или применяют натяжной ролик.

11. По рекомендациям задаются отношением Δ/d_1 и определяют толщину ремня δ , округляя ее до ближайшего меньшего стандартного значения. Определяют полезное допускаемое напряжение $[\sigma_t]_0$ по формуле (8.20).

12. Находят корректирующие коэффициенты C_a , C_v , C_p , C_0 и вычисляют допускаемые полезные напряжения $[\sigma_t]$ для проектируемой передачи по формуле (8.21).

13. Определяют окружное усилие $F_t = \frac{F_1}{v}$.

14. Из расчета по тяговой способности определяют требуемую площадь поперечного сечения ремня $A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}$, и его ширину b , округляя до ближайшего большего стандартного значения. При несоответствии ширины b указанным в стандарте (для принятой толщины δ) производят перерасчет передачи.

15. Находят усилие предварительного натяжения ремня

$$F_0 = A\sigma_0 = \Delta b\sigma_0.$$

8.12. Последовательность расчета клиноременных передач

Расчет ведется аналогично расчету плоскоременных передач со следующими изменениями:

в пункте 1 по передаваемой мощности и предполагаемой скорости ремня выбирают тип клинового ремня, а затем определяют размеры сечения;

в таблицах для каждого значения мощности рекомендуется два – три типа ремня. Расчет выполняют параллельно для всех рекомендуемых ремней, принимая окончательно тот из них, который обеспечивает меньшие габариты передачи и большую долговечность;

в пункте 2 для выбранного типа ремня принимают диаметр малого шкива по таблице;

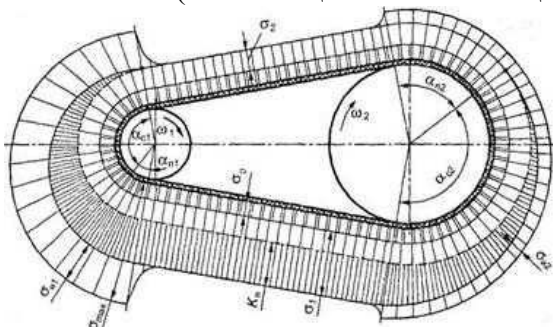
в пункте 11 задаются напряжением предварительного натяжения O_0 и для выбранного типа ремня принимают полезное допускаемое напряжение $[\sigma_t]_0$;

в пункте 14 из расчета тяговой способности определяют число ремней.

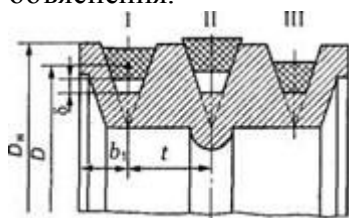
Контрольные вопросы

- Ременные передачи — принцип действия, типы ремней? Какие ремни наиболее распространены?
- Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения?
- Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных?
- Какие силы действуют в ремне?
- Силы в ветвях ремня. Как их рассчитывают?
- Напряжения в ремне. Как их определяют?
- Какие напряжения и как влияют на работоспособность передачи и долговечность ремня?
- Какие виды скольжения наблюдаются в ременной передаче?
- Как получают кривые скольжения и КПД ременных передач и как они используются при расчете допускаемой нагрузки?
- Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи
- Как соединяются концы ремня?
- Какие существуют способы поддержания натяжения ремней?
- Какие виды ременных передач различают по форме поперечного сечения ремня?
- Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?
- Почему в многоступенчатых приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?
- Как определить силы натяжения в ветвях ремня при работе передачи?
- В чем сущность упругого скольжения ремня по шкивам? Почему оно возникает и можно ли его устранить?
- В чем разница между упругим скольжением и буксованием ремня?
- Почему передаточное число ременной передачи непостоянно?
- Для чего в ременной передаче создают предварительное натяжение ремня?
- Что такое тяговая способность ременной передачи? Какие факторы влияют на нее?
- В чем сущность усталостного разрушения ремней? Вследствие чего оно происходит?
- Какой принцип работы передачи зубчатым ремнем? Ее достоинства и недостатки.
- Чем обусловлена область применения передачи зубчатым ремнем?
- Как устроен зубчатый ремень? Какие бывают ремни по способу изготовления?
- Каковы критерии расчета передачи зубчатым ремнем? Какой основной параметр определяют при расчете?
- Для чего в передаче зубчатым ремнем создают предварительное натяжение ремня?
- В чем преимущества зубчатых ремней перед другими? Почему их лишь условно относят к приводным ремням?
- Что представляет собой открытая передача плоским ремнем?
- Каковы основные типы плоских приводных ремней? Как устроен плоский резинотканевый ремень?
- Какой основной геометрический параметр определяют при расчете передачи с плоскими ремнями?
- Какие факторы влияют на нагрузочную способность передачи плоским ремнем? Как в расчете учитывают реальные условия эксплуатации?
- Почему при проектировании ременных передач следует избегать минимальных диаметров шкивов? Почему пленочные ремни допускают работу с меньшими диаметрами шкивов?

- Что определяет область применения чугунных шкивов?
- Для чего у некоторых шкивов передач плоским ремнем обод делают выпуклым?
- Каково назначение натяжного устройства
- В чем разница между проскальзыванием и буксованием, частичным и полным буксованием?
- Чем плохи шкивы малых диаметров?
- Для чего у шкивов плоскоремennых передач делают выпуклую рабочую поверхность?
- В чем преимущества и недостатки различных типов натяжных устройств?
- Какие основные параметры определяют при расчете различных ремней?
- Чем достигается регулировка передаточного отношения в ременных вариаторах?
- Почему в ременных вариаторах выгоднее применять широкие клиновые ремни, а не нормальные и узкие? Почему здесь нельзя применять поликлиновые ремни?
- В чем преимущества и недостатки клиновых ремней по сравнению с плоскими?
- В чем преимущества поликлиновых ремней перед клиновыми?
- В чем преимущества плеченных ремней по сравнению с обычными плоскими?
- Каковы достоинства и недостатки передачи клиновым ремнем по сравнению с передачей плоским ремнем? Чем объяснить большую нагрузочную способность передачи клиновым ремнем?
- Почему клиновые ремни способны передавать большие нагрузки, чем плоские?
- Каковы основные типы клиновых ремней? Почему рекомендуют применять ремни узких сечений?
- Какова конструкция клинового ремня? Почему в клиновом ремне корд размещают в зоне нейтрального слоя?
- Почему при огибании шкивов равных диаметров напряжения в клиновом ремне значительно больше, чем в плоском?
- Какой основной параметр определяют при расчете ременной передачи клиновым, поликлиновым ремнем?
- Назовите основной недостаток ременных передач, не имеющих натяжных устройств.
- В приводе автомобильного вентилятора для охлаждения радиатора применяют ременную передачу. Какую конкретно передачу из перечисленных в классификации можно рекомендовать для этой цели?
- Перечислите достоинства и недостатки ременной передачи по сравнению с фрикционной и с зубчатой передачами.
- Приведите примеры применения плоскоремennых передач.
- Определите КПД ременной передачи, если мощность на ведущем валу $P_1 = 12,5$ кВт, на ведомом $P_2 = 12,0$ кВт.
- Чем отличаются шкивы клиноремennых передач от поликлиновых!
- Определите оптимальное межосевое расстояние для клиноремennой передачи, если $D_1 = 200$ мм; $D_2 = 800$ мм.
- На рисунке покажите дугу упругого скольжения на ведущем и ведомом шкивах. На какой ветви (набегающей или сбегающей) находятся дуги скольжения и покоя?



- На рисунке покажите правильную установку клинового ремня с учетом максимального использования его тяговой способности. Дайте соответствующие объяснения.



- Как уменьшить число пробегов ремня?
- Дайте определение передаточного числа ременной передачи, если известны угловые скорости и частота вращения. Можно ли определить передаточное число ременной передачи, по отношению диаметров ведущего и ведомого шкивов?
- Почему клиноременные передачи по сравнению с плоскоременными при одних и тех же габаритах могут передать большую мощность?
- На каком участке ремня возникают минимальные изгибающие напряжения?
- От каких параметров ременной передачи зависит центробежная сила F_v ?
- В чем заключается усталостное разрушение ремней?
- Что понимают под долговечностью ремня?
- Запишите формулу для определения площади поперечного сечения ремня, если задано число ремней в клиноременной передаче.
- Кратко изложите методику расчета клиноременной передачи на долговечность и объясните его необходимость.

Тесты для самопроверки

- К передачам какого типа относится ременная передача?
 - 1) ...к передачам непосредственного касания за счет сил трения
 - 2) ...к передачам гибкой связью зацеплением
 - 3) ...к передачам гибкой связью за счет сил трения
 - 4) ... к передачам непосредственного касания за счет зацепления
- Можно ли с помощью ременной передачи осуществить вращение между валами, оси которых пересекаются?
 1. Можно
 2. Нельзя
 3. Можно только с клиновым ремнем
 4. Можно только с натяжным ремнем
- Какой вид ременных передач получил наибольшее распространение в современных машинах?
 1. Плоскоременные
 2. Клиноременные
 3. С плоским ремнем и натяжным роликом
 4. Поликлиноременные

- Принцип действия ременной передачи основан на использовании сил...

- 1) Скольжения
- 2) Зацепления
- 3) Трения
- 4) Давления

- Основным расчетом ременных передач является расчет по...

- 1) По долговечности ремня
- 2) Тяговой способности
- 3) Прочности ремня
- 4) Допускаемому натяжению ремня

- Максимальное рекомендуемое число ремней в ременной передаче не должно превышать...

- 1) 2
- 2) 4
- 3) 8
- 4) 20

- Основным недостатком ременных передач является...

- 1) Непостоянство передаточного отношения
- 2) Шум при работе
- 3) Высокая стоимость
- 4) Низкий КПД

- Клиновидная форма ремня по сравнению с плоским ремнемсцепление со шкивом

- 1) Увеличивает
- 2) Уменьшает
- 3) Не влияет на
- 4) вопрос не корректен

- Усталостное разрушение ремня зависит от.....

- 1) Попадания абразивных материалов
- 2) Буксования ремня
- 3) Перегрева ремня
- 4) Циклического изгиба при огибании шкивов

- Дайте определение для угла обхвата в ременных передачах

1. Угол, соответствующий дугам, по которым происходит касание ремня и обода шкива
2. Угол между ветвями ремня
3. угол между линиями центров
4. угол между линиями центров и прямолинейными ветвями

- Какая ременная передача имеет больший КПД?

1. Плоскоремная
2. Клиноремная
3. С натяжным роликом
4. круглоремная

- Какие плоские ремни наиболее часто применяют в машинах?

1. Кожанные
2. Хлопчатобумажные
3. Прорезиненные
4. Шерстяные

- Можно ли надевать клиновые ремни, не сближая шкивы передачи?

1. Можно
2. Нельзя

- Какое передаточное число может иметь одноступенчатая плоскоременная передача без натяжного ролика?

- 1) До 4
- 2) 6
- 3) 8
- 4) 10

- Какая ветвь открытой ременной передачи испытывает при работе большее напряжение?

1. Ведущая
2. Ведомая

- Назовите формулу для определения нагрузки на валы

- 1) $F_0 + F_t / 2 + F_v$
- 2) $F_0 - F_t / 2 + F_v$
- 3) $2F_0 \cos \beta / 2$
- 4) $\rho A V^2$

- Что называется полезным напряжением?

1. F_0 / A ,
2. F_t / A
3. F_1 / A
4. E_v / A

- По графику на рисунке определите КПД передачи при $\phi = 0,4$



- 1) 10%
- 2) 90%
- 3) 0,4%
- 4) 4,5%

- По какому допускаемому напряжению в ремне проектируются ременные передачи?

1. K_o
2. $[K]_n$
3. σ_o
4. σ_v

- От чего зависит усталостное разрушение ремня?

1. От попадания абразивных материалов на рабочую поверхность ремня
2. От его буксования
3. От его перегрева
4. От его циклического изгиба при огибании шкива

- Как изменяется долговечность ремня при изменении межосевого расстояния в сторону увеличения, если прочие условия остаются прежними?

1. Увеличивается
2. Уменьшается
3. Не изменяется
4. Вопрос некорректен

- Определите допускаемое число пробегов в 1 с для среднескоростных плоскоремennых передач

- 1) 5
- 2) 10
- 3) 11-12
- 4) Св. 20

9. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1. Общие сведения

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рисунок 9.1). Параметрам ведущей звездочки присваивается индекс 1, а ведомой – индекс 2.

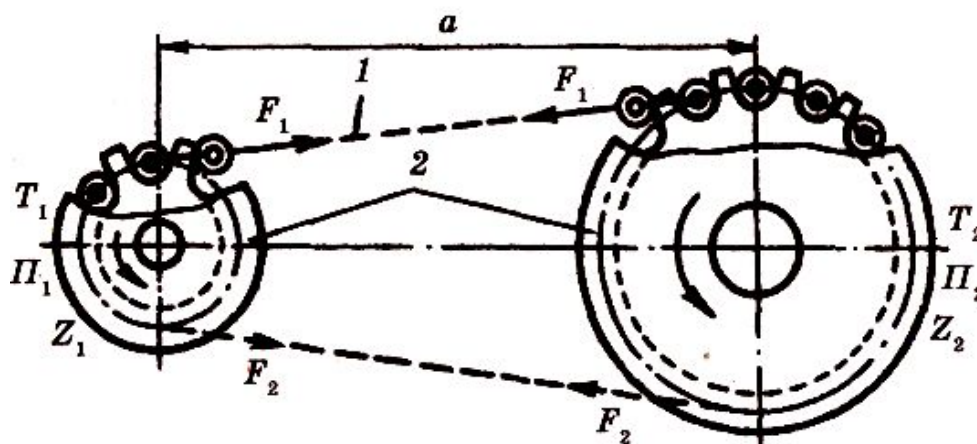


Рисунок 9.1 – Схема цепной передачи

Достоинства:

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м).

2. По сравнению с ременными передачами:

а) более компактны; б) могут передавать большие мощности (до 3000 кВт); в) силы, действующие на валы, значительно меньше, так как предварительное натяжение цепи мало; г) могут передавать мощность одной цепью от одной ведущей звездочки нескольким ведомым звездочкам.

Недостатки:

1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге. Этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях.

2. Сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие сложностями в подводке смазки.

3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

4. Необходимость точного изготовления цепи и высококачественного монтажа передачи.

5. Высокая стоимость.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

Приводные цепи. Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами звеньев.

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизованы, изготавливаются специализированными заводами.

Роликовые цепи. Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рисунок 9.2). В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые напрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа. Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях $v < 15$ м/с.

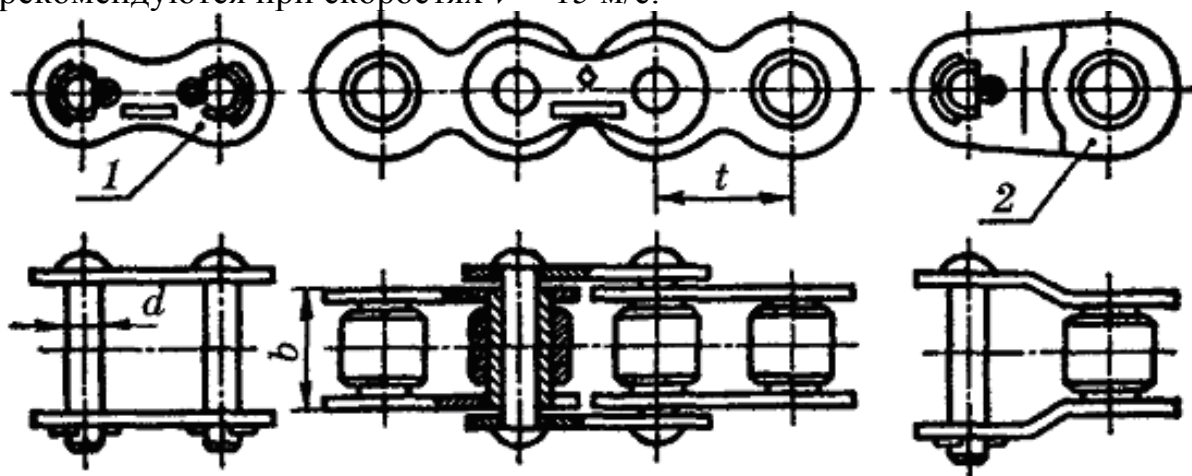


Рисунок 9.2 – Приводная роликовая однорядная цепь:

- 1- соединительное звено;
- 2-переходное звено

Материалы цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50 с закалкой до твердости HRC 38 – 45, оси, втулки, ролики и вкладыши – из цементируемых сталей, например, 15; 20 с закалкой до твердости HRC 52 – 60.

Шаг цепи p является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная

способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи.

При больших скоростях выбирают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки.

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависит от типа цепи.

Методы расчета и построения профиля зубьев для роликовых, втулочных и зубчатых цепей проводят по ГОСТу.

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника Oac (рисунок 9.3)

$$d_0 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (9.1)$$

где z – число зубьев звездочки.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки.

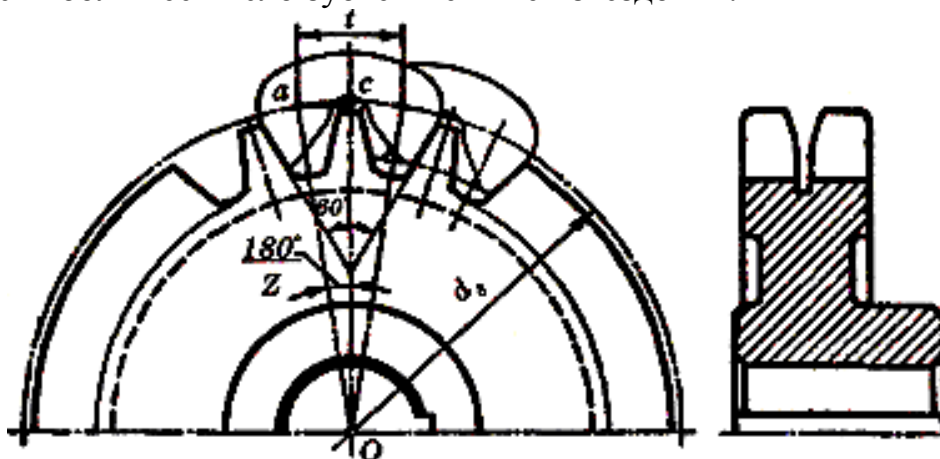


Рисунок 9.3 – Звездочка зубчатой передачи

При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает износ цепи из-за большого угла поворота шарнира.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40Х и других марок с закалкой или цементируемых сталей 15, 20Х и др. Перспективным направлением стало изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и износ цепи.

9.2. Кинематика цепной передачи

Скорость цепи и частота вращения звездочки

$$v = \frac{nzp_u}{60 \cdot 1000}, \quad (9.2)$$

где z – число зубьев звездочки; p_u – шаг цепи, мм; n – частота вращения звездочки, мин^{-1} .

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с v до 15 м/с и n до 500 мин^{-1} . В **быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.**

Передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (9.3)$$

Распространенные значения i до 6. При больших значениях i становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

КПД передачи.

Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. Среднее значение КПД $\eta = 0,96 - 0,98$.

9.3. Основные геометрические соотношения в цепных передачах

Минимальное *межосевое расстояние* ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками (30 – 50 мм):

$$a_{\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \dots 50), \quad (9.4)$$

где d_{a1} , d_{a2} – диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой звездочек.

По соображениям долговечности цепи на практике рекомендуют принимать

$$a = (30 - 50)p_u. \quad (9.5)$$

Нижние значения для малых $i \approx 2 \dots 3$ и верхние для больших $i \approx 5 - 6$.

Длина цепи, выраженная в шагах или числом звеньев цепи,

$$L_p = \frac{2a}{p_u} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_u}{a} \quad (9.6)$$

Значение L_p округляют до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Для принятого значения L уточняют значение a . Из формулы (9.6) имеем

$$a = \frac{p_y}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (9.7)$$

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшить примерно на $(0,002 - 0,004)a$. Длина цепи увеличивается по мере износа шарниров, поэтому в конструкции должны быть предусмотрены специальные устройства для регулировки провисания цепи. Обычно этого достигают перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

9.4. Усилия в ветвях цепи

Окружное усилие, передаваемое цепью,

$$F_t = \frac{2T}{d_o}, \quad (9.8)$$

где d_o – диаметр делительной окружности звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = K_f a q g, \quad (9.9)$$

где a – длина свободной ветки цепи, приближенно равная межосевому расстоянию; g – ускорение силы тяжести; q – масса единицы длины цепи (по каталогу); K_f – коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания цепи f .

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = q v^2, \quad (9.10)$$

где v – окружная скорость.

Сила F_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

Натяжение ведущей ветви цепей работающей передачи (рис. 9.4)

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (9.11)$$

Натяжение ведомой ветви цепи

$$F_2 = F_0 + F_v. \quad (9.12)$$

Благодаря тому, что шарнир сбегавшего звена цепи упирается в зуб, усилие F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

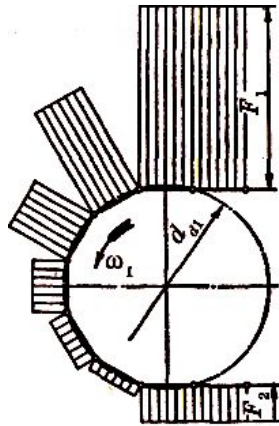


Рисунок 9.4 – Эпюра усилий в звеньях цепи при работе передачи

9.5. Нагрузка на валы звездочек

Цепь действует на валы звездочек с силой

$$F_e = k_e F_t + 2F_0, \quad (9.13)$$

где k_e – коэффициент нагрузки вала выбирают по таблицам из справочников в зависимости от характера нагрузки и наклона линии центров звездочек к горизонту.

9.6. Расчет цепной передачи на износостойкость

Критерии работоспособности. Долговечность цепи, определяемая износом шарниров – основной критерий для цепных передач.

Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают, как правило, достаточной прочностью.

Расчет передачи. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, чтобы среднее давление p в шарнире звена не превышало допустимого $[p]$, которое выбирают по таблице из справочников:

$$p = \frac{F_t K}{\Delta} \leq [p], \quad (9.14)$$

где F_t – окружное усилие, передаваемое цепью; A – площадь проекции опорной поверхности шарнира; для роликовых и втулочных цепей $A = dB$, d – диаметр оси; B – длина втулки; K – коэффициент эксплуатации.

$$K = K_d K_a K_c K_n K_{рег} K_p, \quad (9.15)$$

здесь K_d – коэффициент динамической нагрузки; K_a – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи; K_c – коэффициент смазки и загрязнения передачи; K_n – коэффициент наклона передачи к горизонту; $K_{рег}$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи; K_p – коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течение суток. Значения коэффициентов и рекомендации по выбору смазки цепных передач приведены в таблицах справочной литературы.

После замены в формуле (9.14) окружное усилие через момент T_1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев 2, а площадь проекции опорной поверхности шарниров через шаг t , получим формулу для предварительного подбора шага роликовой и втулочной цепи:

$$t \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 K}{K_{\text{ряд}} z_1 [p]}}, \quad (9.16)$$

где $K_{\text{ряд}}$ – число рядов роликовой или втулочной цепи.

9.7. Последовательность расчета цепных передач

Исходные данные:

1. Мощность на валу ведущей звездочки P_1 .
2. Угловые скорости звездочек ω_1 и ω_2 .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от передаваемой мощности P_1 , предполагаемой скорости цепи и условий работы передачи выбирают тип цепи.
2. Определяют передаточное число передачи i .
3. По передаточному числу i принимают число зубьев малой звездочки z_1 (по таблице из справочника) и определяют число зубьев большой звездочки z_2 по формуле (9.3); при этом должно соблюдаться условие $z_2 < z_{2\max} = 120$ – для роликовой цепи.
4. Определяют крутящий момент на малой звездочке T_1 .
5. Выбирают допускаемое давление в шарнирах $[p]$, ориентируясь на меньшее значение при заданной ω_1 (по таблице из справочника).
6. Задаются расчетными коэффициентами K_d , K_a , K_v , K_c , $K_{\text{рег}}$, K_p (по рекомендациям из справочников) и определяют коэффициент эксплуатации K по формуле (9.15).
7. Определяют шаг цепи из условия износостойкости шарниров по формуле (9.16) и принимают ближайшее значение по стандарту.
8. Принятый шаг проверяют по допустимой угловой скорости малой звездочки ω_1 (по таблице из справочника). Если условие $\omega_1 \leq \omega_{1\max}$ не соблюдается, то увеличивают число рядов втулочной (роликовой) или ширину зубчатой цепи и расчет повторяют. В отдельных случаях принимают другой тип цепи.
9. Определяют скорость цепи v по формуле (9.2) и передаваемое окружное усилие F_t по формуле (9.8).
10. Проверяют износостойкость цепи по формуле (9.14). Если условие $p \leq [p]$ не соблюдается, то увеличивают шаг цепи или ее ширину и расчет повторяют.
11. Определяют геометрические размеры передачи по формулам (9.6) и (9.7).

КПД передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазке окутанием. При нормальных условиях работы среднее значение КПД $\eta = 0,92 - 0,97$.

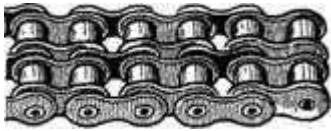
Контрольные вопросы

- Кратко опишите устройство цепной передачи.
- Перечислите по пунктам признаки классификации, характеризующие конструктивные особенности, связанные с цепями и со звездочками.
- Укажите основные достоинства и недостатки цепной передачи по сравнению с другими известными Вам видами передач.
- Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где применяют цепные передачи?
- Какова конструкция роликовой и втулочной цепей?
- В каких случаях применяют многорядные роликовые цепи?
- Какие достоинства цепной передачи обеспечивают ей широкое применение и в каких областях?
- Какие типы цепей наиболее распространены?
- Почему в велосипеде применяется цепная передача? Какую другую передачу можно использовать для этой цели?
- Сформулируйте определение цепного вариатора.
- С чем связаны неравномерность хода цепной передачи, удары шарниров цепи по зубьям звездочки и колебания ветвей цепи?
- От чего зависит интенсивность износа шарниров цепи?
- Почему изношенная цепь теряет зацепление со звездочкой (спадает со звездочек) и как это учитывают при выборе числа зубьев звездочек?
- По какому критерию выполняют расчет цепной передачи?
- По каким параметрам оптимизируют конструкцию цепной передачи?
- Чем отличаются зубчатые цепи от втулочных и роликовых?
- Для чего служит ролик в роликовых цепях?
- Почему нельзя делать на звездочках слишком мало и слишком много зубьев?
- Четное или нечетное число должны иметь зубья звездочек и звенья цепи? Почему?
- Что предпочтительнее для быстроходных передач — многорядная цепь или однорядная на то же усилие?
- Почему даже небольшой износ в шарнирах цепи вызывает ее сильное удлинение?
- Как смазывают приводные цепи?
- В чем преимущества и недостатки цепного вариатора с пластинчатой цепью по сравнению с клиноременным?
- Какие профили имеют зубья звездочек для втулочной, роликовой и зубчатой цепи?
- Чем объясняется меньшая нагрузка на валы цепной передачи по сравнению с ременной при одинаковой передаваемой мощности?
- Назовите наиболее характерную причину выхода из строя цепной передачи.
- По какой формуле определяют межосевое расстояние, если известна длина цепи?
- Какая ветвь (ведущая или ведомая) работающей цепной передачи больше нагружена?
- Почему при высоких скоростях рекомендуют применить цепи с малым шагом?
- Чем вызвана неравномерность движения приводных цепей и почему она возрастает с увеличением шага?

- Чем обусловлены ограничения минимального числа зубьев малой звездочки и максимального числа зубьев большой звездочки?
- Почему при определении длины цепи рекомендуют принимать четное число звеньев цепи?
- Что является основным критерием работоспособности цепных передач? Как производят проверку цепи по этому критерию?
- Что такое коэффициент эксплуатации, от чего он зависит?
- Чем вызвана необходимость в применении натяжных устройств в цепных передачах? Каковы способы натяжения цепи?
- Какие способы смазывания применяют в цепных передачах?

Тесты для самопроверки:

- К недостаткам цепной передачи по сравнению с ременной относится.....
 - 1) Постоянство передаточного отношения
 - 2) Меньшие габариты
 - 3) Шум при работе
 - 4) Меньшие нагрузки на валы и подшипники
- Нагрузочная способность цепной передачи.....нагрузочной способности ременной
 - 1) Больше
 - 2) Меньше
 - 3) Соответствует
 - 4) сравнить нельзя
- Регулировка натяжения цепи осуществляется.....
 - 1) Перемещением оси ведущей звездочки
 - 2) Перемещением натяжных звездочек или роликов
 - 3) Перемещением оси ведомой звездочки
 - 4) Всеми указанными способами
- Основным критерием работоспособности цепной передачи является.....
 - 1) Износостойкость шарниров цепи
 - 2) Прочность шарниров цепи
 - 3) Жесткость цепи
 - 4) Прочность цепи
- Цепная передача обеспечивает при постоянной угловой скорости ведущей звездочки...
 - 1) ...постоянную среднюю скорость ведомой звездочки
 - 2) ...непостоянную среднюю угловую скорость ведомой звездочки
- Какая цепь показана на рис.?



1. Втулочная
2. Роликовая
3. зубчатая
4. Определить нельзя, но не зубчатая

- Какой параметр является базовым для расчета цепной передачи?

1. Диаметр валика
2. Ширина цепи
3. Шаг
4. Число зубьев звездочки

- Какая наиболее характерная причина разрушения шарниров цепи?

1. Действие сил F_1 , F_2 , F_v
2. Удары при вхождении цепи в зацепление с зубьями звездочек
3. Действие переменных напряжения изгиба
4. Отсутствие смазки

- Назовите основной критерий, по которому следует вести проверочные расчеты цепных передач

1. Износостойкость шарниров цепи
2. Запас прочности (по разрушающей нагрузке цепи)
3. Долговечность (по числу ударов)
4. Стрела провисания цепи

- Как называется параметр U , определяемый при расчете цепных передач?

1. Среднее окружное давление
2. Коэффициент запаса прочности
3. Число ударов за 1 сек
4. Суммарная нагрузка цепи

- Какую цепную передачу можно рекомендовать для бесступенчатого изменения передаточного числа?

1. С втулочной цепью
2. С роликовой цепью
3. С зубчатой цепью
4. Цепной вариатор

10. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Общие сведения

В фрикционной передаче движение от ведущего гладкого катка к ведомому передается силами трения, которые возникают в месте контакта двух прижатых друг к другу катков (рисунок 10.1) под действием силы F_n . Условие работоспособности

$$F_t < F, \quad (10.1)$$

где F_t – окружная сила; F – сила трения между катками. В передаче с цилиндрическими катками (рисунок 10.1)

$$F = F_n f, \quad (10.2)$$

где f – коэффициент трения в зоне контакта катков.

Нарушение условия (10.1) приводит к буксованию и быстрому износу катков.

Классификация фрикционных передач

В зависимости от назначения различают фрикционные передачи: 1) с нерегулируемым передаточным числом (рисунок 10.1) и 2) с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (рисунок 10.2). Последние передачи называют вариаторами.

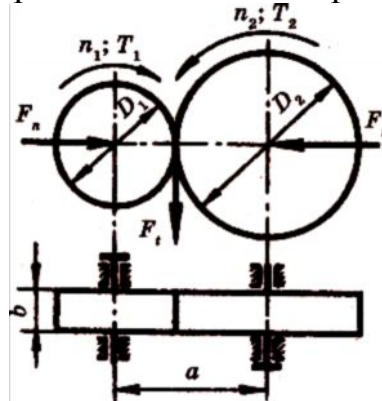


Рисунок 10.1 – Цилиндрическая фрикционная передача

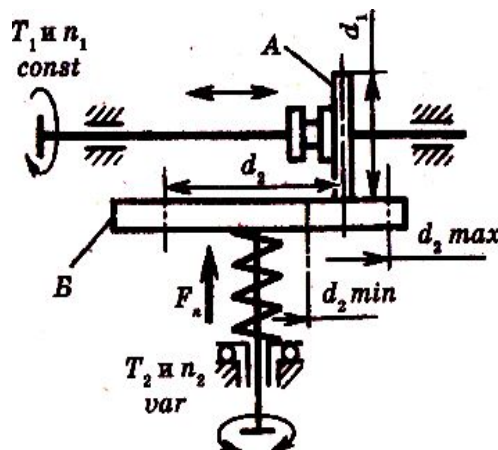


Рисунок 10.2 – Фрикционная передача с плавным регулированием передаточного числа

В зависимости от расположения осей валов фрикционные передачи бывают: 1) цилиндрические с параллельными осями (рисунок 10.1); 2) конические с пересекающимися осями (рисунок 10.3).

Различают передачи с постоянным или автоматическим регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него.

В зависимости от условий работы фрикционные передачи подразделяют на 1) открытые – работающие всухую и 2) закрытые – работающие в масляной ванне. В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков F_n меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

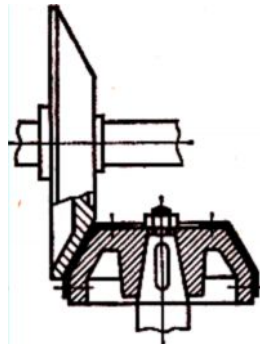


Рисунок 10.3 – Коническая фрикционная передача

Достоинства:

1. Простота конструкции и обслуживания.
2. Равномерность и бесшумность работы.
3. Возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

Недостатки:

1. Большой и неравномерный износ рабочих поверхностей катков при буксовании.
2. Большие нагрузки на валы и подшипники от прижимного усилия F_n , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности.
3. Непостоянство передаточного числа i из-за проскальзывания катков.

Применение. Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяются сравнительно редко, например, во фрикционных прессах, молотах. В качестве силовых передач они громоздки и малонадежны. Эти передачи применяются

преимущественно в приборах, где требуется плавность и бесшумность работы. Фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием – вариаторы – широко применяются в различных машинах, например, в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д. Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 20 кВт, окружная скорость катков допускается до 25 м/с.

КПД фрикционных передач

Величина КПД фрикционных передач зависит от потерь на скольжение катков и потерь в подшипниках. Скольжение в зоне контакта обусловлено деформациями поверхностей катков.

Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием F_n .

Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88 - 0,93$, для открытых $\eta = 0,68 - 0,86$.

Виды повреждений фрикционных передач

Контактное выкрашивание. Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Силы прижатия F_n вызывают в месте соприкосновения катков высокие контактные напряжения (рисунок 10.4), которые при работе меняются по отнулевому циклу, вследствие перемещения места контакта по периметру. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях. При движении с трением в поверхностном слое катка образуются наклонные микротрещины, в результате пластического течения металла (рис. 10.5, а), в которые попадает масло и расклинивает их. Это со временем приводит к выкрашиванию частиц металла (рис. 10.5, б). На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины. Поэтому проектный расчет фрикционных передач выполняют на контактную прочность. При этом повышение твердости поверхностного слоя катков обеспечивает более высокие допускаемые контактные напряжения.

Задир возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков повышается температура, масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом.

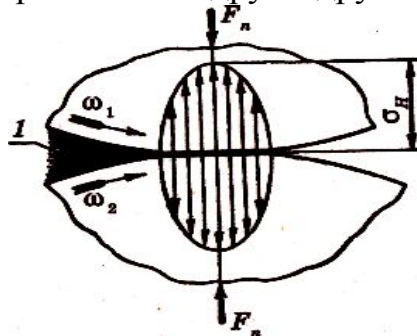
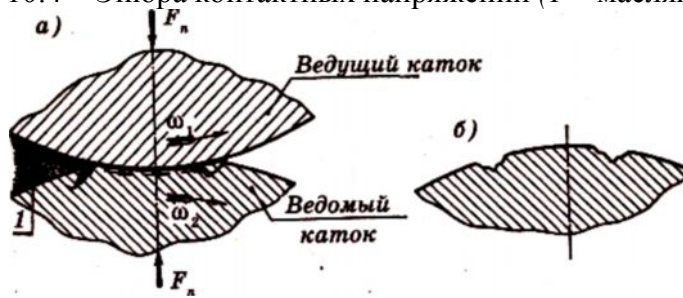


Рисунок 10.4 – Эпюра контактных напряжений (l – масляный клин)Рисунок 10.5 – Усталостное контактное выкрашивание рабочих поверхностей (l – масляный клин)

В результате происходит приваривание частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения. Для предупреждения задира применяют противозадирные масла.

Износ. Повышенный износ наблюдается в открытых передачах, вследствие упругого скольжения и пробуксовывания. Все виды повреждения рабочих поверхностей катков зависят от величины контактных напряжений σ_H .

Материалы катков

Материалы фрикционных катков должны иметь высокие коэффициент трения f и модули упругости E , быть износостойкими и во время работы не засаливаться.

Для фрикционных катков применяют сочетания материалов:

1. Закаленная сталь по закаленной стали. Рекомендуемые стали: 40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и др. Применяют в быстроходных закрытых силовых передачах.

2. Чугун по стали или чугуну. Применяют в открытых тихоходных силовых передачах.

3. Текстолит, гетинакс или фибра по стали. Применяют в малонагруженных открытых передачах.

Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (10.1). При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задир поверхности.

Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления K и не допускать использования

10.2. Цилиндрическая фрикционная передача

Кинематика. На рисунке 10.1 показана схема простейшей цилиндрической фрикционной передачи с нерегулируемым передаточным числом. Подшипники ведомого вала выполнены плавающими и находятся под действием нагрузки, обеспечивающей прижимное усилие F_n .

В передаче с цилиндрическими катками

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}, \quad (10.3)$$

где ε – коэффициент скольжения; $\varepsilon = 0,005 - 0,03$. В силовых передачах рекомендуется $i \leq 6$.

Геометрический расчет передачи

1. Межосевое расстояние (см. рис. 10.1)

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1+i)}{2}. \quad (10.4)$$

2. Диаметр ведущего катка

$$D = \frac{2a}{1+i}. \quad (10.5)$$

3. Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 i = \frac{2ai}{1+i}. \quad (10.6)$$

Усилия в передаче

При работе фрикционных передач (рисунок 10.1) должно соблюдаться условие $F_t < F$, где сила трения $F = fF_n$. Окружное усилие

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(1+i)}{a}. \quad (10.7)$$

Следовательно, $\frac{T_1(1+i)}{a} \leq fF_n$, откуда прижимное усилие

$$F_n = K \frac{T_1(1+i)}{fa} = K \frac{F_t}{f}, \quad (10.8)$$

где K – коэффициент запаса сцепления, вводится для предупреждения пробуксовывания катков от перегрузок, в частности, в период пуска. Для силовых передач $K = 1,25 - 1,5$, для передач приборов $K = 3 - 5$.

10.3. Расчет на прочность цилиндрических фрикционных передач с гладкими катками

Расчет по контактным напряжениям. Усталостная прочность, которая оценивается величиной контактных напряжений для фрикционных передач с металлическими катками, основной критерий работоспособности.

Наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{np}{\rho_{np}}}, \quad (10.9)$$

где q – нормальная удельная нагрузка на единицу длины контактной линии (погонная нагрузка).

Для фрикционной цилиндрической передачи

$$q = \frac{F_n}{b_2} = \frac{T_1 K (1+i)}{b_2 f a}, \quad (10.10)$$

где b_2 – расчетная ширина катков (рисунок 10.1); E_{np} – приведенный модуль упругости

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (10.11)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов ведущего и ведомого катков; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны цилиндрических катков;

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{D_1 D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{D_2}{2(1+i)} = \frac{a i}{(1+i)^2}. \quad (10.12)$$

Подставив значения q , E_{np} и ρ_{np} в формулу (10.9), получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K (1+i)}{f b_2 i}} \leq [\sigma]_H. \quad (10.13)$$

Вводим $\psi_a = \frac{b_2}{a}$ – коэффициент относительной ширины катков, выражаем значение b_2 через a , т. е. $b_2 = \psi_a a$, получим формулу проектного расчета, решив условие (10.13) относительно a –

$$a \geq (1+i) \sqrt{\left(\frac{0,418}{\psi_a}\right)^2 \frac{E_{np} T_1 K}{f i}}, \quad (10.14)$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. $\psi_a = \frac{b_2}{a}$. Величина ψ_a влияет на габариты передачи, ее КПД, точность изготовления и монтажа, на величину прижимного усилия. Чем больше ψ_a , тем меньше масса и габариты передачи за счет уменьшения a , но больше ширина обода катков, что усложняет получение контакта по всей длине. С увеличением ψ_a повышается требуемая точность изготовления и монтажа.

Обычно принимают $\psi_a = 0,2 - 0,4$. Для компенсации неточностей монтажа ширину малого катка принимают $b_l = b_2 + (5 - 10)$ мм.

Формулы (10.13) и (10.14) справедливы для материалов катков, подчиняющихся закону Гука.

10.4. Расчет по нагрузке на единицу длины контактной линии

Для фрикционных передач из материалов, деформации которых не подчиняются закону Гука (фибра, резина и др.), основным критерием работоспособности является износостойкость. В этих случаях передачи рассчитывают из условия ограничения нагрузки q на единицу длины контактной линии.

Учитывая формулу (10.10), получим формулу для проверочного расчета:

$$q = \frac{T_1 K(1+i)}{b_2 f a} \leq [q]. \quad (10.15)$$

Выразив значение b_2 через a , то есть $b_2 = \psi_a a$, получим формулу для проектного расчета:

$$a \geq \sqrt{\frac{T_1 K(1+i)}{[q] f \psi_a}}, \quad (10.16)$$

где $[q]$ – допускаемая нагрузка на единицу длины контактной линии для менее прочного из материалов пары катков.

10.5. Последовательность проектного расчета фрикционных передач

Исходные данные:

1. Передаваемая мощность P или крутящий момент T на ведущем или ведомом катке.
2. Угловые скорости катков ω_1 и ω_2 или одна из них и передаточное число i .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Выбирают материалы катков в зависимости от условий работы и для менее прочного материала принимают допускаемое напряжение $[\sigma]_н$ или допускаемую нагрузку на единицу длины контактной линии $[q]$.
2. Задаются расчетными коэффициентами K и ψ_a .
3. Определяют требуемое межосевое расстояние передачи a из условия контактной прочности или из условия ограничения погонной нагрузки.
4. Определяют геометрические размеры катков, уточняя фактическое межосевое расстояние a .
5. Полученные размеры передачи проверяют по контактным напряжениям или по нагрузке на единицу длины контактной линии, сравнивая их с допускаемой величиной $[\sigma]_н$ или $[q]$. Проверка нужна не только при уменьшении размеров, полученных при проектном расчете, но и для выявления вычислительных ошибок.

В практических расчетах допускается недогрузка передачи до 10% и перегрузка до 5%.

10.6. Рекомендации по конструированию фрикционных передач

1. Ведущий каток изготавливают из менее твердого материала, чем ведомый, чтобы при буксовании на рабочей поверхности ведомого катка не образовались задиры.

2. Ширину обода b_1 малого катка выполняют на 5 – 10 мм больше расчетной величины b_2 с целью компенсации возможного осевого смещения катков из-за неточности сборки. Предельный размер $b_2 \leq D_{min}$, так как трудно обеспечить равномерное прилегание катков на большой ширине обода.

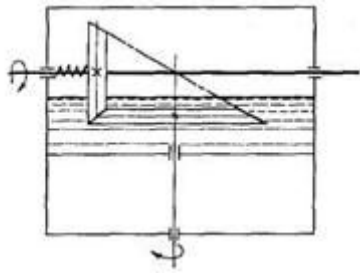
3. Прижимное устройство катков может создавать постоянную силу с помощью пружины, силы тяжести конструкции и др.

4. Для уменьшения буксования при пуске в цилиндрических фрикционных передачах нажимным выполняют ведомый каток.

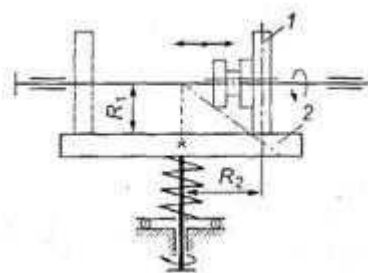
В многоступенчатых приводах фрикционную передачу целесообразно применять на быстроходных ступенях.

Контрольные вопросы:

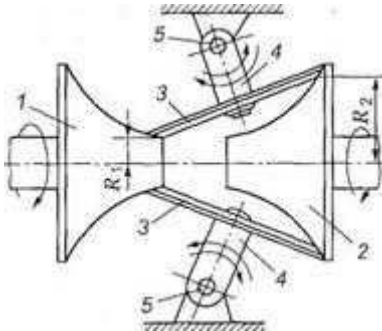
- За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи?
- Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?
- Каковы основные виды поломок фрикционных передач?
- Чем отличаются фрикционные вариаторы от коробок скоростей? Области их применения?
- Какие конструкции фрикционных вариаторов наиболее распространены?
- Критерии работоспособности фрикционных передач. По каким напряжениям их рассчитывают?
- Какие материалы применяются для фрикционных передач?
- Кратко опишите работу катков фрикционной передачи при буксовании.
- Какие устройства называют вариаторами? Их назначение.
- Как классифицируют фрикционные передачи? Перечислите основные виды передач.
- Какие материалы применяют для изготовления рабочих поверхностей фрикционных катков? Какими свойствами должны обладать эти материалы?
- Как обеспечивают прижатие катков фрикционных передач?
- Почему во фрикционных передачах непостоянное передаточное число?
- Как протекает процесс усталостного выкрашивания рабочих поверхностей катков закрытой передачи?
- Что такое заедание рабочих поверхностей катков? Как можно предупредить его?
- Что такое диапазон регулирования вариаторов и как его определяют?
- По перечисленным признакам классификации дайте характеристику передаче, изображенной на рисунке.



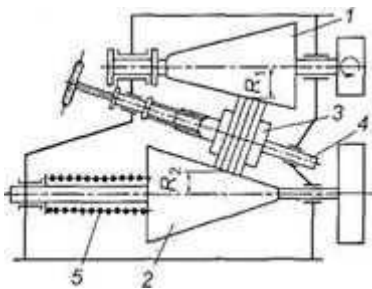
- Укажите основные достоинства и недостатки фрикционной передачи, работающей в режиме пробуксовки катков.
- Можно ли рекомендовать фрикционную передачу для точных делительных механизмов? Чем объяснить ухудшение качества звучания проигрывателя (звук «плывет») при нормальной работе всех его электронных блоков.
- Почему ведомый каток рекомендуют изготавливать из более износостойкого материала?
- Чем обусловлено скольжение в закрытой фрикционной передаче! Дайте определение передаточного числа. - Чем объяснить, что КПД в закрытых передачах больше, чем в открытых?
- Объясните процесс усталостного выкрашивания рабочих поверхностей катков закрытых передач.
- Выведите формулу для определения диаметра ведомого катка.
- Опишите кратко устройство конической фрикционной передачи. Какой каток делается прижимным в конической фрикционной передаче?
- Зависит ли сила нажатия катков от коэффициента трения? Если да, то как? От каких геометрических параметров передачи зависит эта сила?
- Что является основной кинематической характеристикой вариатора? Дайте определение.
- Почему именно фрикционные передачи подходят для создания вариаторов?
- Каким образом касательное усилие передается через масляную пленку?
- В чем преимущества трактантов перед минеральными маслами?
- В чем состоит адаптивность вариаторов?
- Какие вариаторы наиболее перспективны?
- Почему для вариаторов выгодна планетарная схема?
- Каковы примерные значения коэффициентов упругогидродинамического трения в вариаторах?
- На чем основан расчет вариаторов? Какие параметры рассчитываются?
- Какие материалы и допускаемые напряжения характерны для смазываемых вариаторов?
- Увеличится или уменьшится передаточное отношение вариатора (см. рисунок), если малый каток перемещать к центру большого?



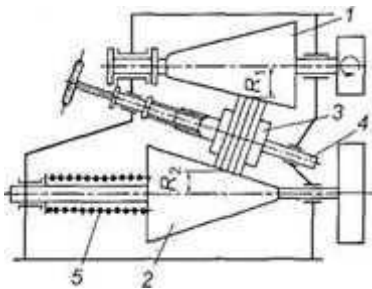
- В какое положение необходимо поставить промежуточный диск 3, чтобы передаточное число и было равно единице (см. рисунок)? Правильно ли показано направление вращения ведомого катка у торового вариатора. Как классифицировать рассматриваемый вариатор по взаимному расположению осей валов.



- Дайте определение условию работоспособности фрикционной передачи.
- Как классифицировать вариатор с коническими катками по взаимному расположению осей валов?
- Влияет ли размер диаметра промежуточного диска 3 на передаточное число (см. рисунок)?



- Передаточное число больше или меньше единицы при установке промежуточного диска 3, показанной на рисунке?

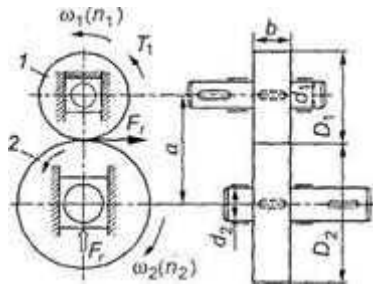


Тесты для самопроверки:

- Как классифицировать фрикционные передачи по принципу передачи движения и способу соединения ведущего и ведомого звеньев?

1. Зацеплением
2. Трением с непосредственным контактом
3. Передача с промежуточным звеном
4. Трением с гибкой связью

- Как называется деталь, обозначенная цифрой 2 на рисунке?



1. Ведущий каток
2. Ведомый каток
3. Промежуточный диск
4. Ползун

- Можно ли применить фрикционную передачу для изменения скорости приводных колес автомобиля, снегохода и т. д.

1. Нельзя
2. Можно с параллельными осями
3. Можно с пересекающимися осями
4. Можно с промежуточным звеном

- Фрикционные передачи являются передачами.....

- 1) трением с непосредственным контактом тел качения
- 2) трением с гибкой связью
- 3) зацеплением с непосредственным контактом
- 4) зацеплением с гибкой связью

- К достоинствам фрикционных передач относится.....

- 1) простота тел качения
- 2) большие нагрузки на вал и подшипники
- 3) необходимость специальных нажимных устройств
- 4) непостоянство передаточного числа

- К недостаткам фрикционных передач относятся.....

- 1) простота тел качения
- 2) большие нагрузки на валы и подшипники
- 3) необходимость специальных нажимных устройств
- 4) постоянство передаточного числа

- В зависимости от взаимного расположения осей фрикционные передачи бывают

- 1) цилиндрические
- 2) конические
- 3) лобовые
- 4) бесступенчатые

- Сила прижатия катков фрикционной передачи по сравнению с окружной силой.....

- 1) больше
- 2) меньше
- 3) не отличается от нее
- 4) может быть как больше так и меньше

- Фрикционные передачи работают.....

- 1) всегда без смазки
- 2) только с жидкостной смазкой
- 3) как со смазкой, так и без нее
- 4) только с пластичной смазкой

- Работа фрикционной передачи основана на использовании сил.....

- 1) трения
- 2) зацепления
- 3) давления
- 4) скольжения

- Для фрикционных передач распространены следующие сочетания материалов.....

- 1) сталь по стали
- 2) сталь по пластмассе
- 3) чугун по чугуну
- 4) сталь или чугун по прорезиненной ткани

- Наиболее простым по конструкции является..... вариатор

- 1) лобовой
- 2) торový
- 3) многодисковый
- 4) шаровой

- Передаточное отношение силовых фрикционных передач не превышает.....

- 1) 10
- 2) 25
- 3) 1
- 4) 2

- Передаточное отношение в ручных фрикционных передачах приборов не превышает.....

- 1) 10
- 2) 25
- 3) 1
- 4) 5

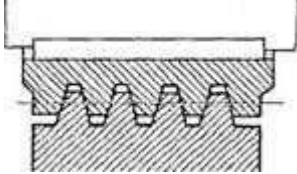
- Из какого материала изготавливают катки тяжело нагруженных быстроходных закрытых фрикционных передач?

1. Сталь
2. Чугун
3. Бронза
4. Из любого материала (сталь, чугун, бронза)

- Определите частоту вращения ведомого вала фрикционной передачи, если $n = 1000$ об/мин, $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 200$ мм (скольжением пренебречь)

- 1) 500
- 2) 1000
- 3) 2000
- 4) 100

- Как называется передача, показанная на рисунке?



1. Цилиндрическая фрикционная с гладкими катками
2. Клинчатая фрикционная
3. Коническая фрикционная
4. Червячная

- Какой из указанных недостатков фрикционной передачи не дает возможность применения для точных делительных механизмов

1. Непостоянство передаточного отношения
2. Большие нагрузки на валы
3. Низкий КПД
4. Ограниченная величина окружной скорости

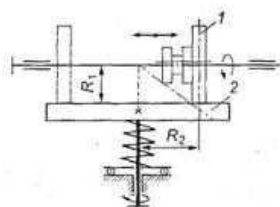
- Для чего в расчетные формулы вводят коэффициент K_s ?

1. Для увеличения КПД передачи
2. Для снижения пробуксовки катков при перегрузках
3. Для снижения коэффициента трения
4. Для увеличения крутящего момента

- Как уменьшить межосевое расстояние a при проектировании фрикционной передачи (без увеличения размеров и нагруженности передачи)

1. Выбрать более прочный материал
2. Увеличить коэффициент K_s
3. Увеличить коэффициент f
4. Увеличить коэффициент

- Как называется передача, показанная на рисунке?

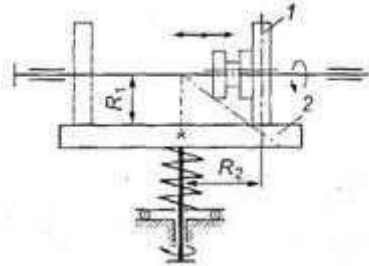


1. Цилиндрическая фрикционная передача
2. Лобовой вариатор
3. Торový вариатор
4. Вариатор с коническими катками

- К каким передачам относятся вариаторы?

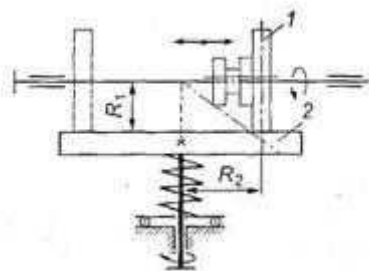
1. С нерегулируемым передаточным числом
2. С регулируемым дискретно передаточным числом
3. С регулируемым непрерывно передаточным числом
4. К понижающим механическим передачам

- В какое положение необходимо поместить ведущий каток 1 (см. рисунок), чтобы увеличить угловую скорость ведомого катка 2?



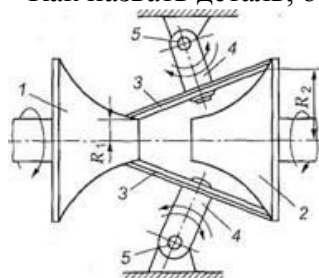
1. Влево к оси вала катка 2
2. В правое крайнее положение
3. В положении $R_2/2$
4. В положении $R_2/3$

- Какое направление вращения будет иметь ведомый каток 2 (см. рисунок), если ведущий каток 1 переместить влево (на рисунке показано штриховыми линиями)



1. По часовой стрелке
2. Против часовой стрелки
3. Зависит от расположения относительно оси вращения катка 2
4. Не будет вращаться

- Как назвать деталь, обозначенную цифрой 3 на рисунке?



1. Ведущий каток
2. Ведомый каток
3. Промежуточный диск
4. Кривошип

11. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1. Общие сведения

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рисунок 11.1). Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, а большее – колесом. Термин зубчатое колесо относится как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни присваивают индекс 1, а параметрам колеса – 2. Зубчатые передачи – самый распространенный вид механических передач, так как могут надежно передавать мощность до десятков тысяч кВт при окружных скоростях до 150 м/с. Зубчатые передачи широко применяются во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

Достоинства:

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.
2. Малые габариты.
3. Большая долговечность.
4. Высокий КПД.
5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники.
6. Постоянство передаточного числа.
7. Простота обслуживания.

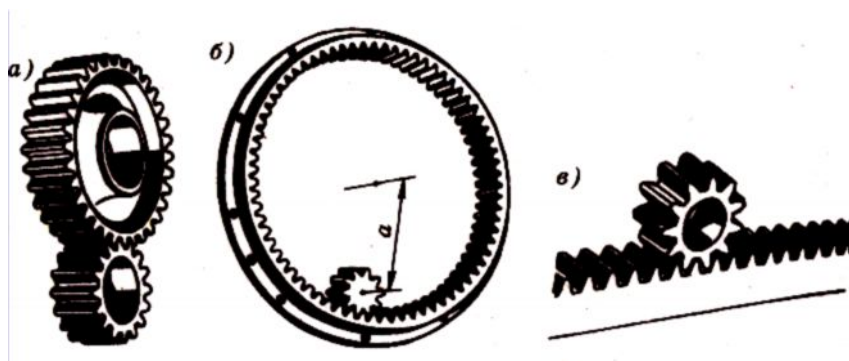


Рисунок 11.1 – Виды зацеплений пары зубчатых колес

Недостатки:

1. Высокие требования к точности изготовления и монтажа.
2. Шум при больших скоростях.
3. Высокая жесткость не позволяет компенсировать динамические нагрузки.

Классификация зубчатых передач

По расположению осей валов различают: передачи с параллельными осями, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего или внутреннего зацепления (рисунок 11.1, а, б); передачи с пересекающимися осями – конические колеса (рисунок 11.14); передачи со

скрещивающимися осями – червячные (рисунок 11.19). Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (рисунок 11.1, в).

По расположению зубьев на колесах различают передачи: прямозубые (рисунок 11.1) и косозубые (рисунок 11.9).

По форме профиля зуба различают эвольвентные, круговые и ряд других. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает рядом существенных технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М.Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузку передачи.

В зависимости от конструктивного исполнения различают открытые и закрытые зубчатые передачи. В открытых передачах зубья колес работают всухую или периодически смазываются консистентной (густой) смазкой. Закрытые передачи располагаются в специальных корпусах и работают в масляной ванне; в том случае одно из колес погружают в масло на глубину до $1/3$ диаметра.

Краткие сведения о геометрии и кинематике. Все определения обозначения и термины, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы.

Основные геометрические параметры. Различают индексы, относящиеся: w – к начальной поверхности или окружности; b – к основной поверхности или окружности; a – к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f – к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, индекса не присваивают.

Зубчатое зацепление (рисунок 11.2) характеризуется следующими основными параметрами: z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса; p – делительный окружной шаг зубьев; $p_b = p \cos \alpha$ – основной окружной шаг зубьев; α – угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура), по ГОСТ 13755-81, $\alpha = 20^\circ$; α_w – угол зацепления или угол профиля начальный:

$$\cos \alpha_w = \frac{\alpha \cos \alpha}{\alpha_w}; \quad m = \frac{p}{\pi} \quad - \quad \text{окружной модуль зубьев (основная}$$

геометрическая характеристика зубьев). Значения модулей стандартизованы в диапазоне 0,05 – 100 мм (таблица 11.1); $m = \frac{p_z}{\pi} = m_z$ –

делительный диаметр (диаметр окружности, по которой обкатывается инструмент при нарезании); $d_b = d \cos \alpha$ – основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев); d_{w1} и d_{w2} – начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения):

$$d_{w1} = \frac{2a_{w2}}{\frac{z_2}{z_1} + 1}; d_{w2} = \frac{2a_{w1}}{\frac{z_1}{z_2} + 1} \quad (11.1)$$

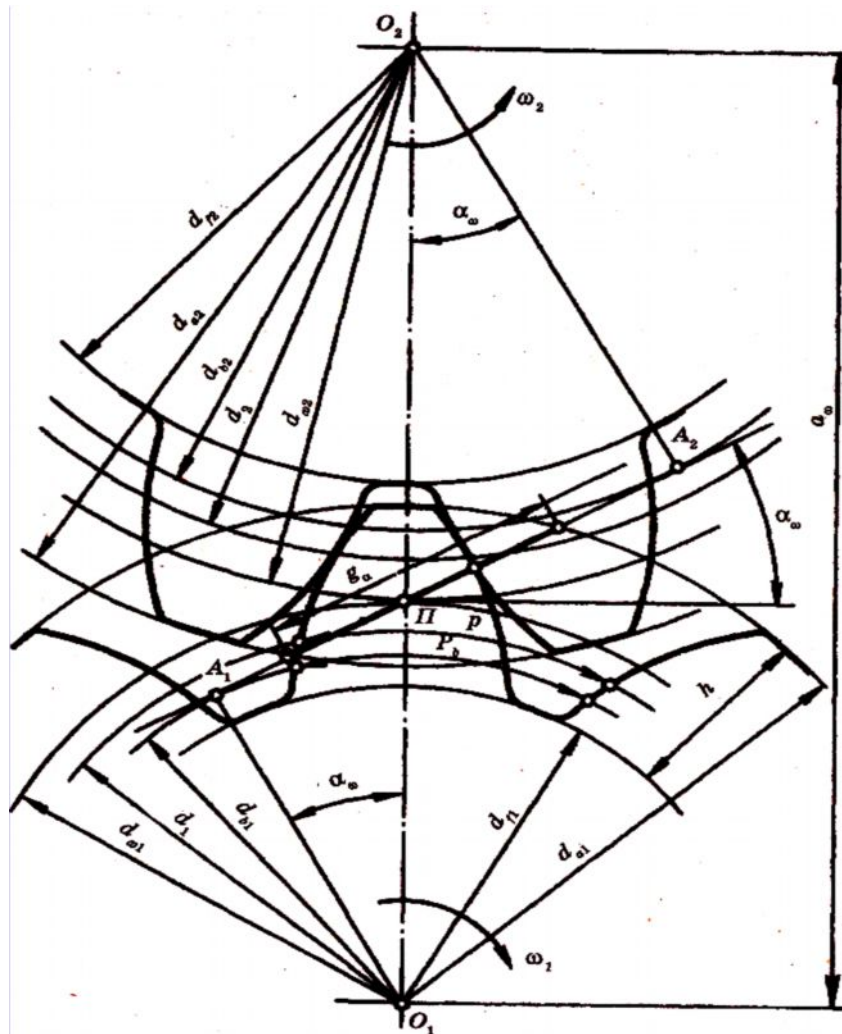


Рисунок 11.2 – Элементы зубчатого зацепления

Таблица 11.1 Стандартные модули (ГОСТ 9563-80)

Ряды	Модуль, мм
I	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
II	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22

Примечание. Следует предпочитать I ряд.

У передач без смещения начальные и делительные окружности совпадают: $d_{w1} = d_1 = mz_1$, $d_{w2} = d_2 = mz_2$.

При нарезании зубьев колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность режущего инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на xm ; x – коэффициент смещения исходного контура. Смещение от центра считают положительным ($x > 0$), а к центру – отрицательным ($x < 0$). Остальные геометрические параметры рассмотрим для передач без смещения: $a_w = a = 0,5m(z_1 + z_2)$ – межосевое расстояние, $h = 2,25m$ – высота зуба; $d_a = d + 2m$ – диаметр окружностей выступов; $d_f = d - 2,5m$ – диаметр окружностей впадин; A_1A_2 – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям); q_a – длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями выступов); Π – полюс зацепления (точка касания начальных окружностей и одновременно точка пересечения линии центров колес O_1O_2 с линией зацепления).

Коэффициент торцевого перекрытия ε_a и изменение нагрузки по профилю зуба. При вращении колес (рисунок 11.2) линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рисунок 11.3, а), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления q_a , а другая – рабочей ширине зубчатого венца b_w . Если линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < q_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, показанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение Г. При дальнейшем движении на участке 1' – 2 в зацеплении находится только одна пара зубьев. Одно непарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

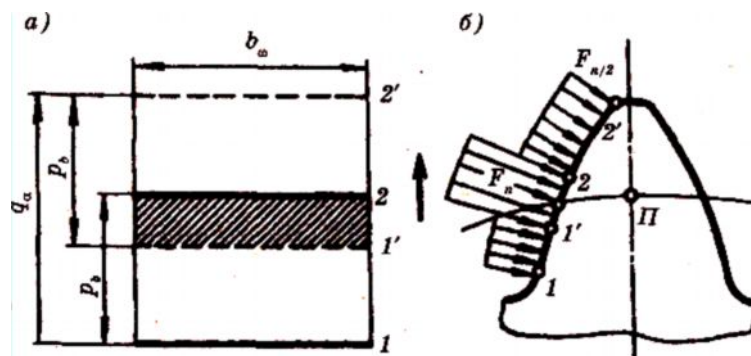


Рисунок 11.3 – Изменение нагрузки по профилю зуба

Переходя от поля зацепления к профилю зуба (рисунок 11.3, б), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1 – 2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (рисунок 11.2). В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления только половину нагрузки. Величина зоны

однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{q_\alpha}{p_b}. \quad (11.2)$$

Для обеспечения непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть выполнено условие $\varepsilon_a > 1$.

Точность зубчатых передач. При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонениях шага, биении колес, в отклонениях от теоретического профиля зубьев, не параллельности зубьев, в отклонениях межосевого расстояния и др. Все эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы и к преждевременному разрушению передачи. Точность зубчатых передач регламентируется стандартами, в которых предусмотрено двенадцать степеней точности. Самая высокая – первая степень точности. Наибольшее распространение получили 6, 7, 8 и 9-я степени точности, 6-я степень точности соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я – точным передачам, 8-я – передачам средней точности, 9-я – тихоходным передачам пониженной точности.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба. Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. У рейки, когда $z \rightarrow \infty$, зуб прямобоочный (рисунок 11.4, а). С уменьшением z увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается (рисунок 11.4, б). При уменьшении z ниже предельного появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко уменьшается (рисунок 11.4, в). Из-за среза части эвольвенты у ножки зуба уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего уменьшается коэффициент торцевого перекрытия ε_a и возрастает износ. Явление подреза зубьев возникает только при $z < z_{\min}$. При $\alpha = 20^\circ$ $z_{\min} = 17$.

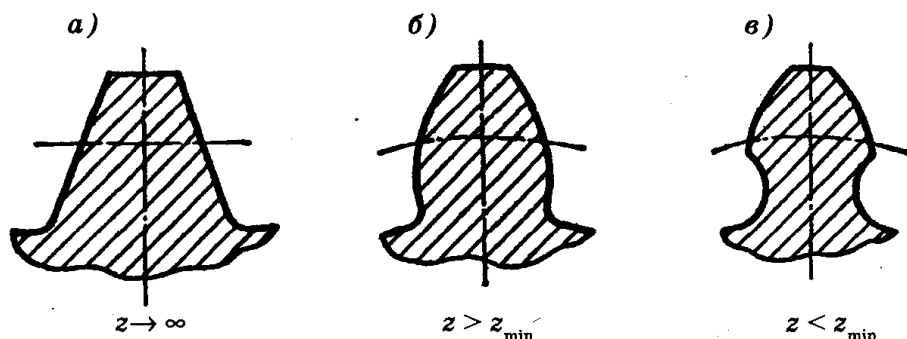


Рисунок 11.4 – Влияние числа зубьев на форму зуба.

Для уменьшения шума при работе передачи число зубьев шестерни z_1 назначают тем больше, чем выше окружная скорость передачи. Для редукторов принимают $z_1 = 20 - 30$. С увеличением z_1 возрастает коэффициент торцевого перекрытия ϵ , повышается плавность передачи.

Виды повреждений зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач. Под действием сил в зацеплении зубья находятся в сложном напряженном состоянии. Однако на их работоспособность оказывают решающее влияние: напряжения изгиба σ_F , возникающие в поперечных сечениях зубьев, и контактные напряжения σ_H , возникающие в поверхностных слоях зубьев. Оба эти напряжения переменные во времени и могут быть причиной усталостного разрушения зубьев или их рабочих поверхностей.

Поломка зубьев возникает в результате больших нагрузок, ударного действия и повторных нагрузок, вызывающих усталость материала зубьев.

Усталостное контактное выкрашивание поверхностных слоев зубьев является самым распространенным и опасным видом разрушения рабочих поверхностей зубьев большинства закрытых и хорошо смазываемых зубчатых передач.

Абразивный износ рабочих поверхностей зубьев возникает в открытых передачах при попадании на зубья пыли, грязи и т. д., играющих роль абразивного материала, а также в закрытых передачах, работающих в загрязненной среде.

Заедание зубьев происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах вследствие разрыва масляной пленки или отсутствия смазки зубьев. При этом происходит отрывание частиц материала от рабочей поверхности зубьев одного колеса и молекулярное сцепление их с рабочей поверхностью зубьев другого колеса с образованием наростов, которые повреждают сопряженные зубья, оставляя на них глубокие борозды.

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения.

Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка ТВЧ (токи высокой частоты) и др.). Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствуют перегрузки.

Из всех перечисленных видов разрушения поверхности зубьев наиболее часто наблюдается контактное выкрашивание. Это позволило выработать методику определения допускаемых контактных напряжений,

устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы. Проектные расчеты выполняют по контактным напряжениям.

Расчетная нагрузка. За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = \frac{F_n K}{L_\Sigma}, \quad (11.3)$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении; $K = K_\beta K_v$ – коэффициент расчетной нагрузки; K_β – коэффициент концентрации нагрузки; K_v – коэффициент динамической нагрузки; L_Σ – суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают K_H , $K_{H\beta}$, K_{Hv} при расчетах по контактным напряжениям и K_F , $K_{F\beta}$, K_{Fv} – по напряжениям изгиба.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β . Концентрация или неравномерность распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления передачи. Поясним это сложное явление на примере, учитывающим только прогиб валов.

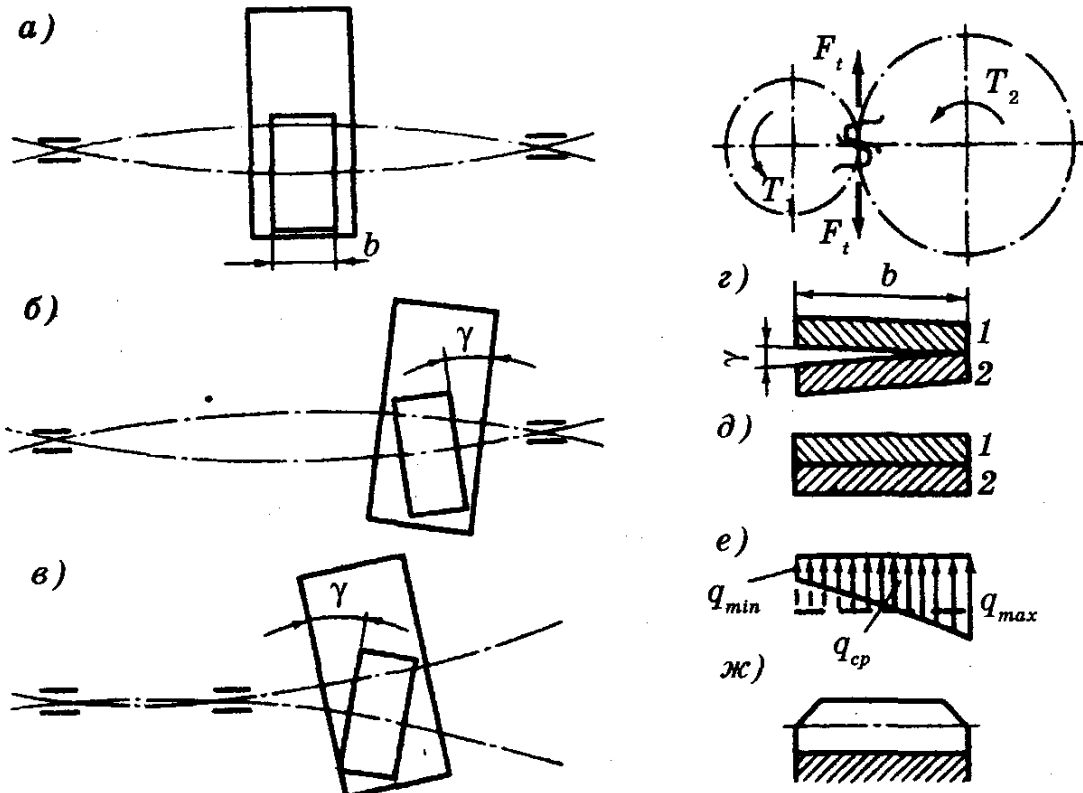


Рис. 11.5. Расположение зубчатых колес при деформированных валах

На рисунке 11.5 изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных валах в случаях: симметричного (рисунке 11.5, а), несимметричного (рисунке 11.5, б) и консольного (рисунке 11.5, в) расположения колес прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении. При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на угол γ , что приводит к нарушению правильного касания зубьев. Если бы зубья были абсолютно жесткими, то они соприкасались бы только своими концами (рис. 11.5, г, на котором изображено сечение зубьев плоскостью зацепления). Деформация зубьев уменьшает влияние перекосов и в большинстве случаев сохраняет их соприкосновение по всей длине (рис. 11.5, д). Однако при этом нагрузка перераспределяется в соответствии с деформацией отдельных участков зубьев (рис. 11.5 е). Отношение

$$\frac{q_{\max}}{q_{cp}} = K_{\beta},$$

где q_{cp} – средняя интенсивность нагрузки.

Концентрация нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба. Для уменьшения опасности выламывания углов зубьев на практике применяют колеса со срезанными углами (см. рис. 11.5, ж). Коэффициент концентрации нагрузки выбирают по рекомендациям из справочников.

Коэффициент динамической нагрузки K_v . Этот коэффициент учитывает внутренние динамические нагрузки, возникающие в зубчатой передаче. Основное влияние на значение динамических нагрузок оказывают ошибки основного шага p_b , которые вызывают кромоочный удар. Величина дополнительных динамических нагрузок зависит от значения ошибки шага, окружной скорости, упругости системы и др. Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} при расчете на контактную прочность и коэффициент динамической нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете прочности на изгиб выбирают по рекомендациям из справочников.

11.2. Цилиндрические зубчатые передачи

Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчет прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354-87. Рассмотрим основы расчета с некоторыми упрощениями.

Силы в зацеплении. На рисунке 11.6 F_n – нормальная сила действующая по линии зацепления к рабочим поверхностям зубьев. Переносим силу F_n в полюс зацепления и раскладываем на окружную силу F_t и радиальную силу F_r . Такая расчетная схема используется для расчета валов и опор. При известном T_1 можно записать

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx \frac{2T_1}{d_1}, \quad (11.4)$$

далее через нее выражают остальные составляющие:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (11.5)$$

Расчет зубьев на контактную прочность. Наименьшей контактной усталостной прочностью обладает околополюсная зона, где наблюдается однопарное зацепление (рисунок 11.3).

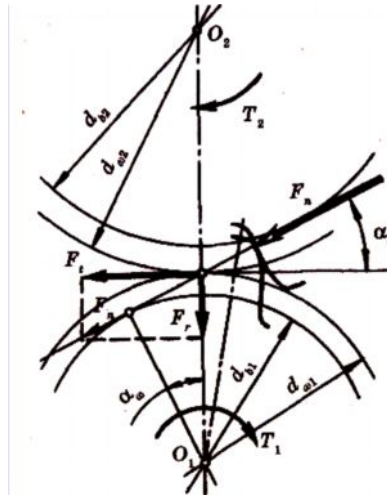


Рисунок 11.6 – Силы, действующие в прямозубом цилиндрическом зацеплении

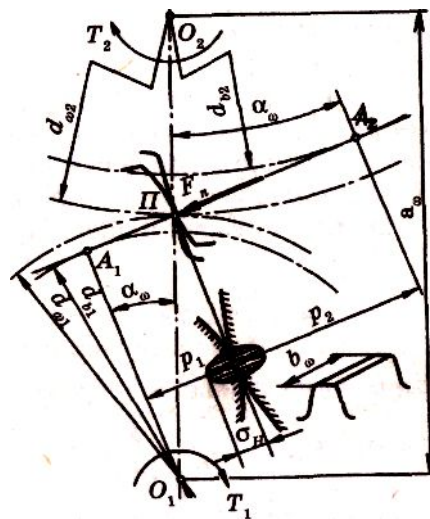


Рисунок 11.7 – Схема к расчету прочности зубьев по контактным напряжениям

Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рисунок 11.7). Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . Контактные напряжения определяют по формуле (1.4)

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}.$$

Для прямозубых передач с учетом формул (11.3) – (11.5)

$$q = F_n K_H = F_t K_H = \frac{2T_1 K_H}{\cos \alpha_w}. \quad (11.6)$$

Радиусы кривизны эвольвент зубьев в зоне контакта

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w}{2}; \rho_2 = \frac{d_{w2} \sin \alpha_w}{2}. \quad (11.7)$$

Тогда

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} \quad \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right), \quad (11.8)$$

где $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$, знак «+» – для наружного, а «-» – для внутреннего зацепления.

Подставляя полученные выражения (11.6) и (11.8) в формулу (1.4) и заменяя $\cos \alpha_w \sin \alpha_w = \frac{\cos 2\alpha_w}{2}$ получаем

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1}^2 \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \leq \sigma_{HP}. \quad (11.9)$$

Параметр $u = \frac{z_2}{z_1}$ называют передаточным числом.

Значения расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из пары колес, у которого меньше допускаемое напряжение σ_{HP} .

Формулу (11.9) используют для проверочного расчета, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете требуется определить размеры передачи по заданным условиям: крутящему моменту T_1 или T_2 и передаточному числу u . Для этого формулу (11.9) решают относительно d_1 или a . Неизвестные параметры выбирают по рекомендациям из справочников. В нашем случае принимаем $d_{w1} = d_1$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ ($\sin 2\alpha = 0,64$), $K_{H\alpha} = 1,15$ (этот коэффициент зависит от окружной скорости u , которая пока не известна, поэтому принято некоторое среднее значение). Из составляющих коэффициента K_H [см. формулу (11.3)] остается $K_{H\beta}$. Вводим новое обозначение $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$ – коэффициент ширины шестерни относительно

делительного диаметра. Подставляя принятые значения в формулу (11.9) и решая относительно d_1 , получаем

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{E_{np} T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}. \quad (11.10)$$

Решая относительно межосевого расстояния a , заменяем $T_1 = \frac{T_2}{u}$:
 $d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}$ и вводим $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a}$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. После преобразований с учетом зависимости

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) \quad (11.11)$$

получим

$$a = 0,85(u+1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{\sigma_{H\beta}^2 u^2 \psi_{ba}}} . \quad (11.12)$$

При расчетах цилиндрических зубчатых передач чаще используют формулу (11.12), так как габариты передачи определяет межосевое расстояние. Значения $K_{H\beta}$ и ψ_{ba} выбирают по рекомендациям из справочников.

Выбор модуля и числа зубьев. Величину модуля зацепления выбирают по соотношению

$$m = (0,01 \dots 0,02) a . \quad (11.13)$$

Значение модуля округляют до ближайшего стандартного по справочникам. Для силовых передач обычно рекомендуют принимать $m > 1,5$ мм. При известном модуле определяют и уточняют остальные параметры передачи: диаметр делительной окружности шестерни

$$d_1 = \frac{2a}{u \pm 1} ,$$

число зубьев шестерни $z_1 = \frac{d_1}{m}$; число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$; диаметр делительной окружности колеса $d_2 = m z_2$; межосевое расстояние

$$a = 0,5(d_2 \pm d_1) .$$

Для передач без смещения должно быть выполнено условие:

$$z_1 > z_{\min} = 17 .$$

Для уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуют брать $z_1 > 25$. Для окончательного утверждения выбранного значения модуля необходимо проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба.

В случае неудовлетворительного результата увеличивают m и определяют новые значения z .

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба. При нагружении зуб испытывает сложное (плоское) напряженное состояние (рисунок 11.8). Наибольшие нормальные напряжения при изгибе образуются у основания зуба в зоне перехода эвольвенты в гальтель. В этом месте наблюдается и концентрация напряжений. При расчете допустим следующее (рисунок 11.8):

1. Вся нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба.

2. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедливы

гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов.

Силу F_n переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие F_t и F_y . Нормальные напряжения при изгибе в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_y}{A}, \quad (11.14)$$

где $W = \frac{b_w S^2}{6}$ — момент сопротивления сечения при изгибе;

$A = b_w s$ — площадь у основания зуба; b_w — длина зуба; s — ширина зуба у основания; l — плечо, на котором действует окружная сила F_t .

Знак «−» в формуле (11.14) указывает, что за расчетные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как именно здесь возникают трещины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Учитывая геометрическое подобие зубьев различного модуля, величины l и s выражают через безразмерные коэффициенты:

$$l' = \frac{l}{m} \text{ и } s' = \frac{s}{m}, \quad (11.15)$$

где m — модуль зубьев.

После подстановки и введения расчетных коэффициентов получим:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{tg\alpha_w}{s'} \right] K_T, \quad (11.16)$$

где K_F — коэффициент расчетной нагрузки при изгибе; K_T — теоретический коэффициент концентрации напряжений, который выбирают по рекомендациям из справочников. Обозначим коэффициент формы зуба.

$$y_F = \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{tg\alpha_w}{s'} \right] K_T. \quad (11.17)$$

Для прямозубых передач расчетную формулу (11.16) записывают в виде

$$\sigma_F = \frac{y_F F_t K_F}{b_w m} \leq \sigma_{FP}, \quad (11.18)$$

где σ_{FP} — допускаемое напряжение изгиба.

При проектировании открытых зубчатых передач проектный расчет выполняют по напряжениям изгиба, при этом формулу (11.18) решают относительно модуля, используя следующие замены $b_w = \psi_m m$,

$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, $d_1 = z_1 m$, тогда $\sigma_F = \frac{2T_1 K_F y_F}{z_1 \psi_m m^3}$, принимая $K_{FV}=1,5$, получим

$$m = \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_{F\beta} y_F}{z_1 \psi_m [\sigma]_F}}. \quad (11.19)$$

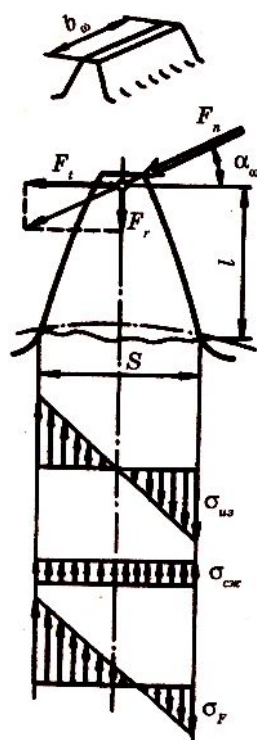


Рисунок 11.8 – Схема к расчету зубьев на изгиб.

Значениями числа зубьев шестерни z_1 и коэффициента ψ_m задаются по рекомендациям из справочников. Из формулы (11.17) следует, что y_F – безразмерный коэффициент, который зависит только от формы зуба (l' , s' , α) и от формы его галтели (коэффициент K_T). Форма зуба при одинаковом исходном контуре режущего инструмента зависит от числа зубьев колеса z .

Особенности расчета косозубых цилиндрических передач

Геометрические параметры. У косозубых колес зубья располагаются под некоторым углом β к образующей делительного цилиндра (рисунок 11.9). Оси колес остаются параллельными. Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного профиля, как и для нарезания прямых. Поэтому контур косого зуба в нормальном сечении $n - n$ совпадает с контуром прямого зуба. Модуль в этом сечении является стандартным

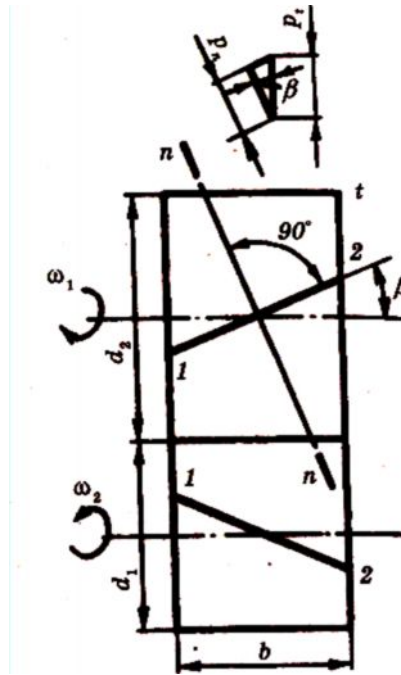


Рисунок 11.9 – Схема косозубой цилиндрической передачи (геометрические размеры)

В торцовом сечении $t-t$ параметры косо́го зуба изменяются в зависимости от величины угла β :

$$\text{Окружной шаг } p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}.$$

$$\text{Окружной модуль } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

$$\text{Делительный диаметр } d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Индекс n приписывают параметрам в нормальном сечении, а индекс t приписывают параметрам в торцовом сечении.

Принято считать, что прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косо́го зуба в нормальном сечении определяют через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 11.10).

Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями

$$c=r \text{ и } e= \frac{r}{\cos \beta}, \text{ где } r=\frac{d}{2}. \text{ В зацеплении находятся зубья,}$$

расположенные на малой оси эллипса, так как второе колесо находится на расстоянии $c=\frac{d}{2}$. Радиус кривизны эллипса на малой оси (см. геометрию)

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{r}{\cos^2 \beta}.$$

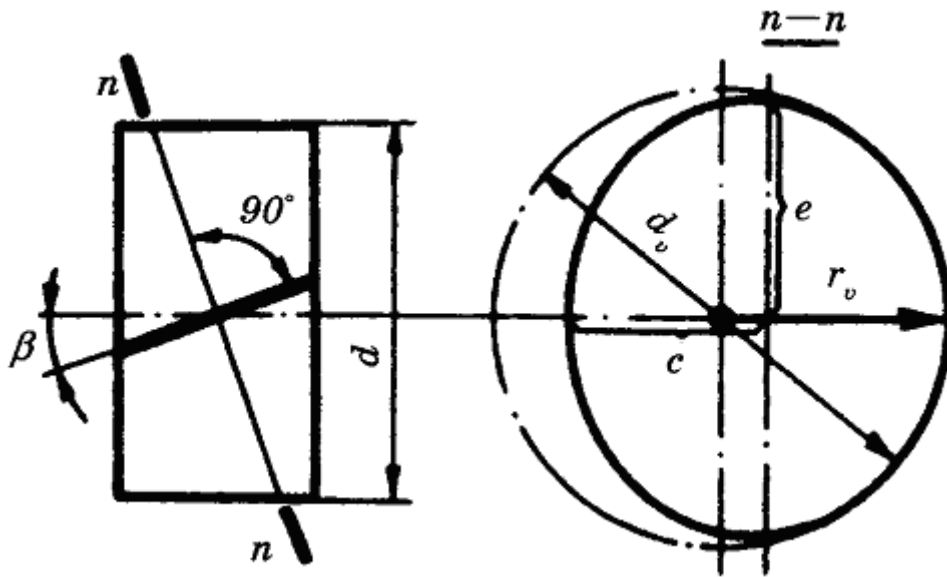


Рисунок 11.10 – Схема для определения эквивалентных параметров косозубых цилиндрических передач

В соответствии с этим форма косо́го зуба в нормальном сечении эквивалентна прямозубому колесу, диаметр которого

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad (11.20)$$

и число зубьев

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta}$$

или

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (11.21)$$

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β повышает прочность косозубых передач.

Многопарность и плавность зацепления. В отличие от прямых, косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Зацепление перемещается в направлении от точек 1 к точкам 2 (рисунок 11.9).

Расположение контактных линий в поле косозубого зацепления показано на рисунке 11.11, а, б (сравни с рисунком 11.3 – прямозубое зацепление). При движении линии контакта перемещаются в поле зацепления в направлении, показанном стрелкой. В рассматриваемый момент времени в зацеплении находится три пары зубьев 1, 2 и 3. Пара 2 находится в зацеплении по всей длине зубьев, а пары 1 и 3 – лишь частично. Затем пара 3 выходит из зацепления и перемещается в положение 3', а в зацеплении еще остались две пары 2' и 1'. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного

зацепления. В прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно.

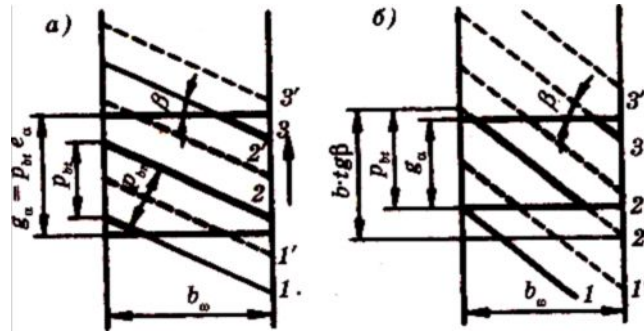


Рисунок 11.11 – Многопарность косоугольного цилиндрического зацепления

Это сопровождается ударами и шумом. В косоугольных передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары зубьев. Плавность косоугольного зацепления значительно уменьшает шум и динамические нагрузки.

Косоугольные колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1$, если обеспечено осевое перекрытие $b_w > \frac{P_{bt}}{\operatorname{tg} \beta}$; (рисунок 11.11, б). Отношение

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{p_{bt}} \approx \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} \quad (11.22)$$

называют коэффициентом осевого перекрытия. Рекомендуется принимать $\varepsilon_\beta \geq 1,1$. В косоугольном зацеплении нагрузка распределяется на всю суммарную длину контактных линий 1, 2, 3. Удельная нагрузка уменьшается с увеличением суммарной длины контактных линий ℓ_Σ . Из рисунка 11.11 можно установить, что при ε_α , равному целому числу,

$$\ell_\Sigma = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta} \quad (11.23)$$

и ℓ_Σ не изменяется при движении, так как уменьшению линии 3 всегда соответствует равное увеличение линии 1. Из формулы 11.23 видно, что ℓ_Σ растет с увеличением β , что выгодно. Однако при увеличении β увеличиваются осевые нагрузки в зацеплении (см. далее), поэтому рекомендуют принимать $\beta = 8 - 20^\circ$.

На боковой поверхности косоугольного зуба линия контакта располагается под некоторым углом λ (рисунок 11.12, а). Угол λ , увеличивается с увеличением β . По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно. Ее максимум на средней линии зуба, так как при зацеплении серединами, зубья обладают максимальной суммарной жесткостью.

При движении зуба в плоскости зацепления линия контакта перемещается в направлении от 1 к 3 (рисунок 11.12, б), при этом опасным для прочности может оказаться положение 1, в котором у зуба отламывается угол. Трещина усталости образуется у корня зуба в месте концентрации напряжений и затем распространяется под некоторым углом μ . Вероятность косого излома отражается на прочность зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация нагрузки q – на прочность по контактными напряжениям.

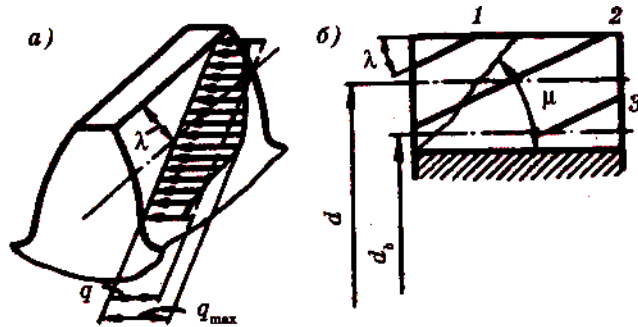


Рисунок 11.12 – Расположение линии контакта на боковой поверхности

Силы в зацеплении. В косозубой передаче (рисунок 11.13) нормальную силу F_n раскладывают на три составляющие:

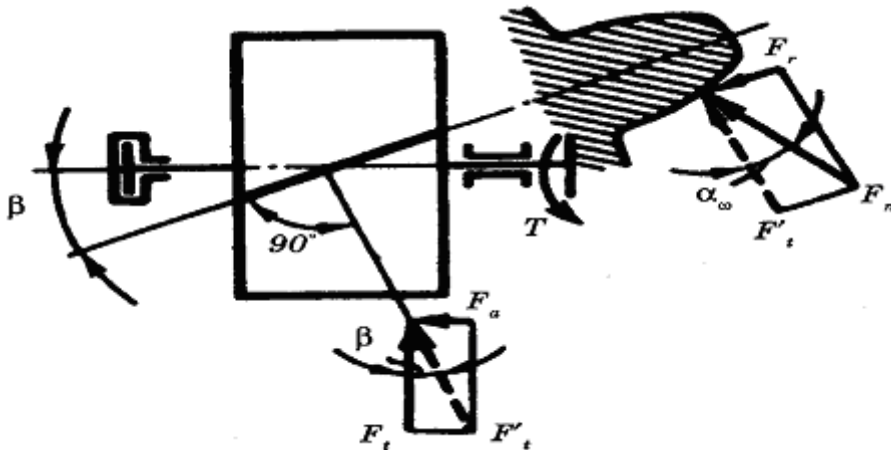


Рисунок 11.13 – Силы в зацеплении косозубой цилиндрической передачи

окружную силу $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$,

осевую силу $F_a = F_t \tan \beta$,

радиальную силу $F_r = F'_t \tan \alpha_w = \frac{F_t \tan \alpha_w}{\cos \beta}$.

Тогда нормальная сила $F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_w \cos \alpha_w \cdot \cos \beta} = \frac{F_1}{\cos \alpha_w}$.

Осевая сила в зацеплении дополнительно нагружает опоры валов, что является недостатком косозубых колес.

Расчет зубьев по контактными напряжениям. Для косозубых колес удельная нагрузка с учетом формул (11.23) и (11.24)

$$q = \frac{F_n K_H K_{H\alpha}}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H K_{H\alpha}}{d_w \varepsilon_\alpha \cos \alpha}, \quad (11.25)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев.

Заменяя в формуле (11.8) значение d_{wl} на диаметр эквивалентного колеса d_{vl} [см. формулу (11.20)], получаем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{wl} \sin \alpha_1} \left(\frac{u+1}{u} \right). \quad (11.26)$$

Сравнивая отношения $\frac{q}{\rho_{np}}$ в формуле (1.4) для прямозубых (формулы 11.6 и 11.8) и косозубых колес, определяем

$$\left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{\cos} = \left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{\text{нрм}} \frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}$$

или

$$(\sigma_H)_{\cos} = (\sigma_H)_{\text{нрм}} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (11.27)$$

Обозначим

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos \beta}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (11.28)$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям. Используя формулу (11.9) получим для косозубых передач

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{wl}^2 d_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq \sigma_{HP}. \quad (11.29)$$

В косозубых передачах, из-за ошибок при нарезании зубьев, может быть частично нарушено двухпарное зацепление. Это приводит к тому, что одна пара зубьев нагружается больше чем другая, поэтому коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает неравномерность нагрузки. При этом различают $K_{H\alpha}$ для расчетов по контактным напряжениям и $K_{F\alpha}$ для расчетов по напряжениям изгиба. Значения коэффициентов выбирают по рекомендациям из справочников в зависимости от окружной скорости в зацеплении и степени точности изготовления. При проектном расчете эта информация не известна, поэтому значение $Z_{H\beta}$ в формуле (11.29) определяют приближенно. Принимая средние значения $\beta = 12^\circ$, $\varepsilon_\alpha = 1,5$ и $K_{H\alpha} = 1$, получаем $Z_{H\beta} = 0,85$, а формулы (11.10) и (11.12) проектного расчета путем умножения числовых коэффициентов на $\sqrt[3]{Z_{H\beta}^2}$ для косозубых передач будут иметь вид

$$d_1 \approx 1,2 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2 \psi_{ba}} \left(\frac{u+1}{u} \right)}, \quad (11.30)$$

$$a \approx 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2 u^2 \psi_{ba}}} . \quad (11.31)$$

Расчет зубьев по напряжениям изгиба. Расчет выполняют с учетом увеличения прочности косозубых передач по сравнению с прямозубыми. Тогда формулы (11.18) и (11.19) для косозубых передач будут иметь вид: для проверочного расчета,

$$\sigma_F = \frac{y_F z_{F\beta} F_t K_F}{b_w m_n} \leq \sigma_{FP} \quad (11.32)$$

для проектного расчета (принимая приближенно $K_{Fn} = 1$)

$$m_n = \sqrt{\frac{2 T_1 K_{F\beta} y_F Z_{F\beta}}{z_1 \psi_m \sigma_{FP}}} , \quad (11.33)$$

где $Z_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$z_{F\beta} = \frac{K_{Fa} y_\beta}{\varepsilon_\alpha} , \quad (11.34)$$

где ε_α – коэффициент перекрытия учитывающий уменьшение нагрузки ввиду многопарности зацепления. Его определяют по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta . \quad (11.35)$$

Знак «+» – для внешнего, а «-» – для внутреннего зацепления.

K_{Fa} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (выбирают по справочникам),

$y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$ – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба.

Коэффициент формы зуба y_F выбирают по справочникам в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v . Значения z_1 , ψ_m и β выбирают по справочникам.

11.3. Конические зубчатые передачи

Общие сведения и характеристика. Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под углом Σ (рисунок 11.14). Чаще используются передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$. Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Кроме допусков на размеры зубьев, здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин делительных конусов. Пересечение осей валов усложняет размещение подшипниковых опор. Одно из конических колес, как правило, шестерня располагается консольно. При такой схеме

увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (рисунок 11.5). В зацеплении конических колес действуют осевые силы. Из опыта эксплуатации установлено, что нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,85 цилиндрической.

Геометрические параметры. Аналогами делительных диаметров цилиндрических передач в конических являются делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 . Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов (рисунок 11.15), называют дополнительными конусами. Сечение колеса дополнительным конусом называют торцовым сечением. Различают внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения.

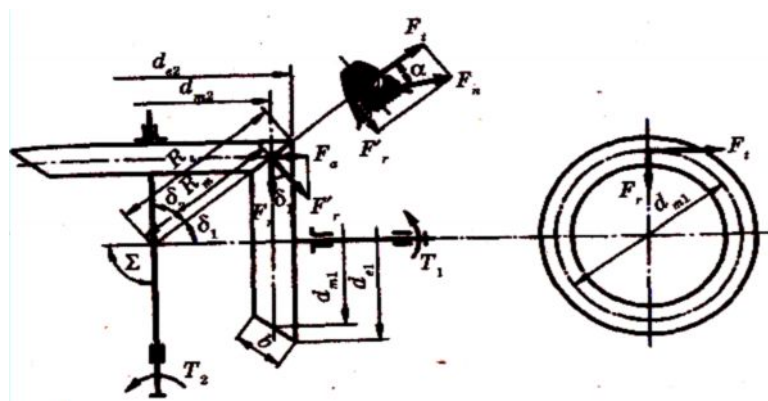


Рисунок 11.14 – Коническая зубчатая передача

Размеры внешнего торцового сечения имеют индекс e , например d_e , R_e и т. д. Размеры в среднем сечении имеют индекс m : d_m , R_m и др. Где R_e – внешнее конусное расстояние, R_m – среднее конусное расстояние, b – длина зуба или ширина зубчатого венца.

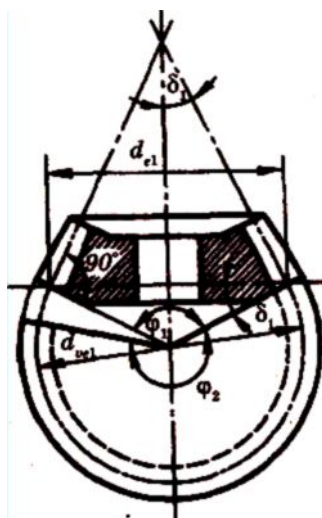


Рисунок 11.15 – Схема приведения прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому

Размеры по внешнему торцовому сечению удобнее для измерения, поэтому их указывают на рабочих чертежах. Размеры в среднем торцовом сечении используют при расчетах на прочность. Зависимости размеров в среднем и внешнем торцовом сечениях:

$$R_e = R_m + 0,5b, d_e \frac{d_m R_e}{R_m}, m_{te} \frac{m_{tm} R_e}{R_m}. \quad (11.36)$$

Передаточное число:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (11.37)$$

Выразив d_1 и d_2 через конусное расстояние R и углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , получим

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \text{ и при } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \text{ } u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (11.38)$$

Эти формулы используют для определения углов δ_1 и δ_2

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи. По нормали к поверхности зуба действует нормальная сила F_n , которую раскладывают на окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a . Зависимость между этими силами можно увидеть на рисунке 11.14, где силы приложены к шестерне. Вначале силу F_n раскладывают на F_t и F'_r (см. сечение зуба на рисунке 11.14). Затем F'_r раскладывают на F_a и F_r (на рисунке 11.14 в зоне зацепления). В результате получим следующие зависимости для шестерни

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2T}{d_{m1}}, & (11.39) \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha}, & F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= \frac{F'_r}{\cos \delta_1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned}$$

Для колеса силы направлены противоположно. Тогда радиальная сила для колеса равна осевой силе F_a для шестерни ($F_{r2} = F_{a1}$), а осевая сила для колеса равна радиальной силе F_r для шестерни ($F_{a2} = F_{r1}$).

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому. Параметры эквивалентных колес используют в расчетах на прочность. Форма зуба конического колеса в нормальном сечении (внешнее торцевое сечение) дополнительным конусом φ_1 (рисунок 11.15) такая же, как у цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное цилиндрическое колесо получается при развертке дополнительного конуса, которая ограничена углом φ_2 . Тогда диаметры эквивалентных колес можно определить по формулам:

для шестерни

$$d_{v1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1},$$

для колеса

$$d_{v2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (11.40)$$

Выразив диаметры через z и m , получим $z_{v1}m_e = \frac{z_1 m_e}{\cos \delta_1}$, $z_{v2}m_e = \frac{z_2 m_e}{\cos \delta_2}$.

Тогда числа зубьев эквивалентных колес можно определить по формулам:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \quad (11.41)$$

Расчет прямозубой конической передачи на контактную прочность. Для конических колес ρ_{np} в формуле (1.4) определяют по радиусам эквивалентных колес. По формулам (11.40), для среднего торцового сечения зуба получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая связь тригонометрических функций и формулу (11.38), находим

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}.$$

После подстановки и преобразований получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (11.42)$$

Из формулы (11.42) видно, что приведенный радиус кривизны в различных сечениях зуба конического колеса изменяется пропорционально диаметрам этих сечений или расстоянию от вершины делительного конуса. Удельная нагрузка q также пропорциональна этим расстояниям. Следовательно, отношение $\frac{q}{\rho_{np}}$ постоянно для всех сечений зуба.

Постоянными остаются и контактные напряжения по всей длине зуба, это позволяет выполнять расчет в любом сечении, в данном случае по среднему. Удельная нагрузка в этом сечении (рисунок 11.16)

$$q_m = \frac{(q_{\max} + q_{\min})}{2} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (11.43)$$

По сравнению с формулами для прямозубых цилиндрических передач видно, что формулы для q совпадают, а для $\frac{q}{\rho_{np}}$ различаются только числителями: $\sqrt{u^2 + 1}$ вместо $(u + 1)$.

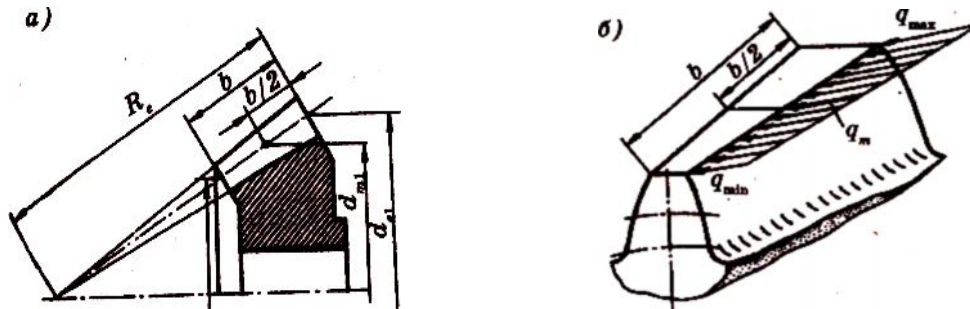


Рисунок 11.16 м Удельная нагрузка сечения:

- а) размеры поперечного сечения зуба конического колеса;
б) распределение нагрузки по длине зуба

Учитывая это различие, преобразовываем формулу (11.9) для проверочного расчета прямозубых конических передач в виде

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{v_H d_{m1}^2 b_w \sin 2\alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq \sigma_{HP}, \quad (11.44)$$

где $v_H = 0,85$ — опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической.

Для проектного расчета формулу (11.44) преобразуют. Считают, что основными габаритными размерами для конических передач являются d_{e2} и R_e , а нагрузка является моментом T_2 на ведомом валу. После введения этих параметров и некоторых преобразований получают

$$d_{e2} = 1,7 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 u K_{H\beta}}{v_H \sigma_{HP}^2 (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (11.45)$$

где $K_{be} = \frac{b_w}{R_e}$ — коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендуют $K_{be} < 0,3$. Чаще принимают значение $K_{be} = 0,285$. Тогда

$$d_{e2} \approx 2,9 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 u K_{H\beta}}{v_H \sigma_{HP}^2}}. \quad (11.46)$$

В формулах (11.45) и (11.46) принято: $\alpha = 20^\circ$, $K_{Hv} = 1,5$. Коэффициент полезного действия. КПД зубчатой передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \approx 1 - \frac{P_r}{P_1}, \quad (11.47)$$

где P_1 , – мощность на входе, P_2 – мощность на выходе, P_r – мощность, потерянная в передаче.

При этом, $P_r = P_3 + P_n + (-P_f)$, где P_3 – мощность, потерянная на трение, P_n – мощность, потерянная на трение в подшипниках, P_f – мощность, потерянная на разбрызгивание и перемешивание масла (гидравлические потери).

КПД зубчатой передачи можно записать в виде

$$\eta = \eta_3 \eta_n \eta_f, \quad (11.48)$$

где η_3 – КПД зацепления, η_n – КПД пары подшипников, η_f – КПД гидравлических потерь.

На практике определяют суммарные потери в передаче. В расчетах можно использовать следующие ориентировочные значения КПД одной ступени зубчатого редуктора на подшипниках качения при номинальной нагрузке:

Таблица 11.2 – Значения КПД одной ступени зубчатого редуктора на подшипниках качения

Тип передачи	Закрытые передачи при жидкой смазке и степени точности		Открытые при густой смазке
	6-й и 7-й	8-й и 9-й	
Цилиндрическая	0,99...0,98	0,975...0,97	0,96...0,95
Коническая	0,98...0,96	0,96...0,95	0,95...0,94

Материалы и термообработка

Зубчатые колеса изготавливают из сталей. Для обеспечения контактной прочности и прочности зубьев на изгиб их подвергают термообработке. В зависимости от твердости рабочих поверхностей стальных зубьев различают: зубчатые колеса с твердостью, по Бринеллю, $\leq HB 350$ нормализованные, улучшенные, или закаленные, и зубчатые колеса с твердостью $> HB 350$, закаленные, цементированные, азотированные и цианированные. Стальные зубья с твердостью $\leq H 350$ хорошо прирабатываются и не подвергаются хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев твердость зубьев шестерни рекомендуется принимать больше твердости зубьев колеса на 10 – 15 единиц:

$$H_1 \geq H_2 + (10...15) HB. \quad (11.49)$$

Стальные зубчатые колеса с твердостью $\leq HB 350$ имеют широкое применение в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

Объемная закалка – простой способ получения высокой твердости зубьев.

Зуб становится твердым по всему объему. Объемной закалке подвергаются углеродистые и легированные стали (стали 45, 40X, 40XH и т. д.). Твердость на поверхности зуба 45 – 55 HRC (в единицах Роквелла). К недостаткам объемной закалки относится повышение коробления зубьев и понижение вязкости их сердцевины, вызывающее уменьшение прочности зубьев на изгиб при действии ударных нагрузок. Поэтому объемная закалка во многих случаях заменяется поверхностной закалкой, цементацией, азотированием и цианированием.

Поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает 48 – 54 HRC и применима для крупных зубьев $m \geq 5$ мм. Для поверхностной закалки используют стали 40X, 40XH, 45 и др.

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) – длительный и дорогой процесс. Она обеспечивает высокую твердость (58 – 63 HRC). При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются доводочные операции. Цементации подвергают низкоуглеродистые простые стали (сталь 15 и 20) и легированные (20X, 12XH3A и др.). При цементации обеспечивается высокая контактная и изгибная прочность. Ее применяют в изделиях, где масса и габариты имеют важное значение (транспорт, авиация и т. п.).

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает высокую твердость. Малая толщина твердого поверхностного слоя (около 0,1...0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях повышенного абразивного износа. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

Цианирование – процесс химико-термической обработки (поверхностное насыщение стали углеродом и азотом одновременно). При этом повышаются механические свойства и износостойкость. Цианирование применяют для среднеуглеродистых сталей.

В зависимости от способа получения заготовки различают *литые, кованные, штампованные* колеса и колеса, изготавливаемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется для колес больших размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Чугун применяют для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач. Основной недостаток чугуна – пониженная прочность на изгиб. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию при плохой смазке.

Пластмассовые зубчатые колеса изготавливают в основном из текстолита и полиамидов. К основным достоинствам пластмассовых зубчатых колес по сравнению с металлическими относятся: способность амортизировать удары, возникающие при переменных нагрузках; способность гасить механические вибрации и уменьшать шум передачи; уменьшенный износ зубьев.

Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость. Расчет на усталость при циклических контактных напряжениях основан на кривых усталости. На рисунке 11.17 кривая усталости построена в полулогарифмических координатах: σ_H – максимальное контактное напряжение цикла; N – число циклов; σ_{H0} – предел контактной выносливости при отнулевом цикле нагружения; N_{H0} – базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости); N_H – циклическая долговечность (число циклов до разрушения при определенных контактных напряжениях). Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{HP} = \left(\frac{\sigma_{H0}}{S_H} \right) K_{HL}, \quad (11.50)$$

где S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

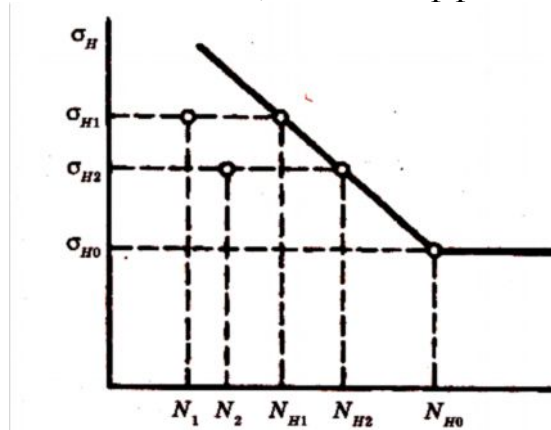


Рисунок 11.17 – Кривая усталости при циклических контактных напряжениях

Для цилиндрических и конических передач с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных для материала шестерни σ_{HP1} и колеса σ_{HP2} .

Предел контактной выносливости – исследованиями установлено, что контактная прочность, а следовательно, предел контактной выносливости σ_{H0} и базовое число циклов N_{H0} определяются твердостью рабочих поверхностей зубьев. В практических расчетах их выбирают по справочникам.

Коэффициент безопасности – рекомендуется $S_H > 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная

структура по объему); $S_H > 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (неоднородная структура по объему).

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Расчет K_{HL} выполняют по кривой усталости (рисунок 11.17). На участке $N_H < N_{H0}$ справедлива зависимость

$$\sigma_{Hi}^m H_{Hi} = \sigma_{H0}^m N_{H0} = const. \quad (11.51)$$

Показатель степени для контактных напряжений $m = 6$, тогда можно записать

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{H0} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} = \sigma_{H0} K_{HL}, \quad (11.52)$$

где

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} \geq 1, H_0 \leq 2,4. \quad (11.53)$$

Коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых контактных напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_{Hi} < N_{H0}$). На участке $N_{Hi} > N_{H0}$ кривая усталости параллельна оси абсцисс. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется, а $K_{HL} = 1$.

Расчет числа циклов нагружений выполняют с учетом режима нагрузки передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20%. За расчетную принимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов нагружений в формуле (11.53)

$$N_{Hi} = 60 n c t, \quad (11.54)$$

где n – частота вращения того колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, мин^{-1} ; c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (c равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым); t – число часов работы передачи за расчетный срок службы.

На практике чаще всего $N_{Hi} > N_{H0}$.

При переменных режимах нагрузки (см. циклограмму на рисунке 11.18) расчет коэффициента долговечности K_{HL} выполняют по эквивалентному числу циклов N_{HE} . При этом N_{HE} заменяет N_{Hi} в формуле (11.53):

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} \geq 1 \leq 2,4. \quad (11.55)$$

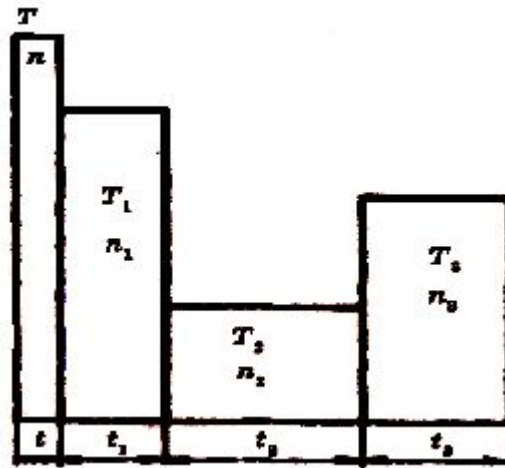


Рисунок 11.18 – Циклограмма изменения крутящего момента при эксплуатации зубчатых передач

Методика определения N_{HE} базируется на эмпирическом условии суммирования повреждений при напряжениях σ_H , больших предела выносливости σ_{HO} (рисунок 11.17):

$$\sum \frac{N_i}{N_{Hi}} = const = 1. \quad (11.56)$$

Уравнение (11.56) следует понимать так: при действии напряжения σ_{H1} с числом циклов N_I , равным, например, $\left(\frac{1}{2}\right)N_{H1}$, используется половина циклической долговечности материала. Вторую половину долговечности можно использовать или при том же напряжении σ_{H1} , продолжая работать до разрушения при числе циклов N_{H1} , или при напряжении σ_{H2} , продолжая работать до числа циклов $N_2 = \left(\frac{1}{2}\right)N_{H2}$. При этом будет использована вся циклическая долговечность материалов.

$$\frac{N_I}{N} + \frac{N_2}{N} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} = 1.$$

Умножив числитель и знаменатель в уравнении (11.56) на σ_{Hi}^m и заменив в знаменателе согласно выражению (11.51) произведение $\sigma_{Hi}^m N_{Hi}$ на $\sigma_{HO}^m N_{HO}$, после преобразований получим

$$\sum \sigma_{Hi}^m N_i = \sigma_{HO}^m N_{HO} = const = \sigma_H^m N_{HE}, \quad (11.57)$$

где σ_H – контактное напряжение, принятое за расчетное; N_{HE} – эквивалентное число циклов до разрушения при расчетном напряжении.

Константа в равенстве (11.57) говорит о том, что расчет на усталость при переменном нагружении можно заменить расчетом при постоянной нагрузке с соответствующими ей напряжением и эквивалентным числом циклов. На этом основании записан последний член равенства.

При переменной нагрузке за расчетное напряжение σ_H обычно принимают σ_{H1} – максимальное из напряжений, учитываемых при расчете на усталость (T_I на рисунке 11.18). Заменяя по формуле (11.54), получим

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_H} \right) n_i t_i. \quad (11.58)$$

В уравнении (11.9) напряжения пропорциональны квадратным корням из нагрузок или моментов. Поэтому отношение напряжений можно заменить отношением моментов, понизив степень m в два раза. Тогда формула (11.58) будет иметь вид

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i, \quad (11.59)$$

где T_i – крутящие моменты, которые следует учитывать при расчете на усталость; T_{\max} – максимальный из моментов (на рисунке 11.18 $T_{\max} = T_I$); n_i , t_i – соответствующие моментам T_i частоты вращения и время работы.

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость

$$\sigma_{Fp} = \left(\frac{\sigma_{F0}}{S_F} \right) K_{FC} K_{FL}, \quad (11.60)$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба (значения σ_{F0} определяют экспериментально на зубчатых колесах и выбирают по справочникам в зависимости от материала и термообработки); S_F – коэффициент безопасности (выбирают по справочникам), он изменяется в интервале: $S_F \approx 1,55 - 1,75$; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например реверсивные передачи и т. п.); $K_{FC} = 1$ при односторонней нагрузке; $K_{FC} = 0,7 - 0,8$ при реверсивной нагрузке; K_{FL} – коэффициент долговечности, методика расчета аналогична расчету K_{HL} (см. выше).

При твердости $<350\text{HB}$, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев $m = 6$ и

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1, HO \leq 2. \quad (11.61)$$

При твердости $>350\text{HB}$ и нешлифованной поверхностью зубьев $m = 9$ и

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1, HO \leq 1,6. \quad (11.62)$$

Рекомендуется принимать $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

При постоянной нагрузке эквивалентное число циклов N_{FE} находят по формуле (11.54). При переменной нагрузке по аналогии с формулой (11.59)

$$N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m n_i t_i. \quad (11.63)$$

Здесь учтено, что напряжения изгиба пропорциональны нагрузке.

Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках. Кратковременные перегрузки при запуске (см. момент $T_{ник}$ на рисунке 11.18), не учитываются при расчете на усталость и могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому после определения размеров передачи по сопротивлению усталости необходимо проверить статическую прочность при перегрузках.

Максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \max}$ при перегрузке моментом $T_{ник}$ определяются через известное напряжение σ_H [см. формулу (11.9)]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{ник}}{T_{\max}}} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (11.64)$$

где σ_H — расчетные контактные напряжения; $T_{\max} = T_1$ — наибольший момент (см. рисунок 11.18); $\sigma_{H \max}$ — предельное допускаемое напряжение.

$\sigma_{H \max} = 2,8 \sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (σ_T — предел текучести материала).

11.4. Червячные передачи

Принцип действия и область применения. Червячная передача (рисунок 11.19) относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары или по принципу наклонной плоскости. Червячная передача состоит из винта, называемого червяком (рисунок 11.20), и зубчатого колеса, называемого червячным колесом (рисунок 11.22). При вращении червяка вокруг своей оси его витки перемещаются вдоль образующей своей цилиндрической поверхности и приводит во вращательное движение червячное колесо. Червяк и червячное колесо изготавливаются методом нарезания зубьев при помощи специального инструмента из целых заготовок. В червячной передаче так же, как и в зубчатой, имеются диаметры делительных цилиндров (рисунок 11.19): d_1 — делительный диаметр червяка, d_2 — делительный диаметр червячного колеса. Точка касания делительных диаметров называется полюсом зацепления.

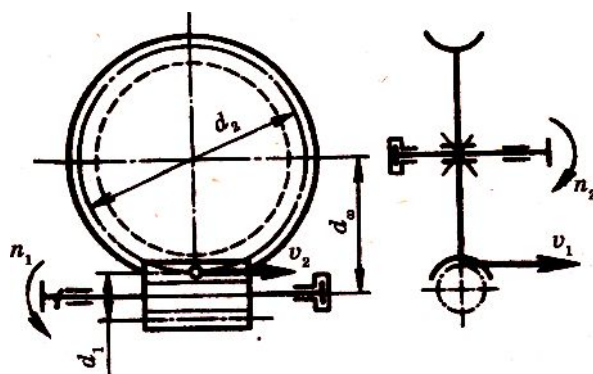


Рисунок 11.19 – Схема червячной передачи.

Достоинства червячных передач:

1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени ($i = 8 - 200$).
2. Плавность и бесшумность работы.
3. Компактность (малые габариты).
4. Самоторможение (невозможность передачи вращающего момента от червячного колеса к червяку).
5. Демпфирующие свойства снижают уровень вибрации машин.

Недостатки червячных передач:

1. Значительное трение в зоне зацепления.
2. Нагрев передачи.
3. Низкий КПД.

Червячные передачи используются в устройствах с ограниченной мощностью (обычно до 50 кВт).

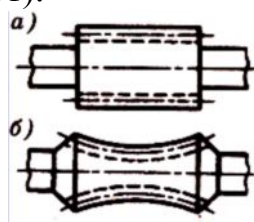


Рисунок 11.20 – Червяки.

Червячные передачи применяют в механизмах деления и подачи зуборезных станков, продольно-фрезерных станков, глубоко расточных станков, грузоподъемных и тяговых лебедках, телях, механизмах подъема грузов, стрел и поворота автомобильных и железнодорожных кранов, экскаваторах, лифтах, троллейбусах и других машинах.

Червяки. По форме поверхности, на которой нарезается резьба, различают – цилиндрические (рисунок 11.20, а) и глобоидные (рисунок 11.20, б) червяки. По форме профиля резьбы – с прямолинейным (рисунок 11.21, а) и криволинейным (рисунок 11.21, б) профилем в осевом сечении. Чаще применяют цилиндрические червяки. У червяков с прямолинейным

профилем в осевом сечении в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, поэтому называют архимедов червяк, который подобен ходовому винту с трапецеидальной резьбой.

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцовом сечении и поэтому подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка. Основные геометрические параметры червяка: $\alpha = 20^\circ$ -профильный угол (в осевом сечении для архимедовых червяков и в нормальном сечении зуба с нарезкой эвольвентного червяка); p – шаг зубьев червяка и колеса, соответствующий делительным окружностям червяка и колеса; $m = \frac{p}{\pi}$ осевой модуль; z_1 –

число заходов червяка; $q = \frac{d_1}{m}$ – коэффициент диаметра червяка; γ – угол

подъема винтовой линии $\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}$; $d_1 = qm$ – диаметр делительной

окружности (здесь и далее см. рисунок 11.21); $d_{a1} = d_1 + 2m$ – диаметр окружности выступов; $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ – диаметр окружности впадин; b_1 – длина нарезанной части червяка, ее определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса [при $z_1 = 1 \dots 2$ $b_1 > (11 + 0,06z_2)m$ при $z_1 = 4$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$].

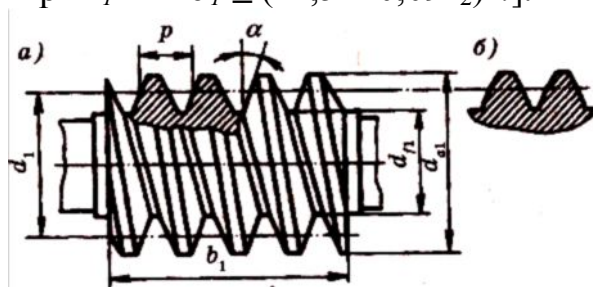


Рисунок 11.21 – Форма профиля резьбы червяка и основные геометрические параметры

По стандарту, $z_1 = 1; 2; 4$. Рекомендуют: $z_1 = 4$ при передаточном отношении $i = 8 - 15$; $z_1 = 2$ при $i = 15 - 30$; $z_2 = 1$ при $i \geq 30$.

Значения m и q стандартизованы.

Червячные колеса. При нарезании без смещения (рисунок 11.22):

$d_2 = z_2 m$ – диаметр делительной окружности в главном сечении;

$d_{a2} = d_2 + 2m$ – диаметр окружности выступов в главном сечении;

$d_{f2} = d_2 - 2,4m$ – диаметр окружности впадин в главном сечении;

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

В таблице 11.3 размеры b_2 -- ширина червячного колеса и d_{aM2} – наибольший диаметр колеса, соответствующие углу обхвата червяка колесом $2\delta = 100^\circ$ для силовых передач:

Таблица 11.3

z_1	1	2	4
d_{aM2}	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

Примечание. Число зубьев колеса из условия неподрезания принимают:
 $z_2 \geq 28$.

Точность изготовления. Для червячных передач стандартом предусмотрено двенадцать степеней точности. Для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность, рекомендуют III, IV, V и VI степени точности; для силовых передач рекомендуют V, VI, VII, VIII и IX степени точности.

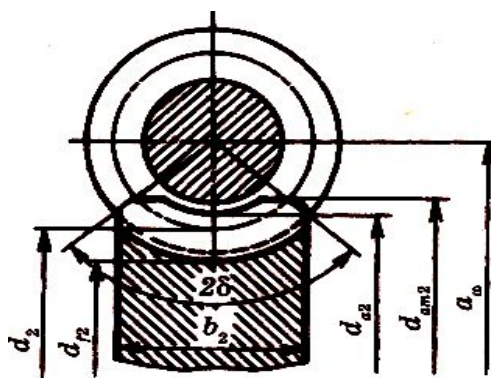


Рисунок 11.22 – Основные геометрические параметры червячного колеса

Передаточное отношение. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_2 не совпадают (см. рис. 11.23). Они направлены под углом 90° и различны по величине, относительно движения делительные цилиндры не обкатываются как у зубчатых цилиндрических и конических передачах, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Колесо сделает полный оборот при $\frac{z_2}{z_1}$ оборотов червяка, то есть

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (11.65)$$

Так как z_1 может быть равным 1, 2 или 4 (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение.

Скольжение в зацеплении. При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка. Как относительная скорость она

равна геометрической разности абсолютных скоростей червяка и колеса, которыми являются окружные скорости v_1 и v_2 (см. рис. 11.19 и рис. 11.23); $\overline{v_s} = \overline{v_1} - \overline{v_2}$ или $\overline{v_s} + \overline{v_2} = \overline{v_1}$, при этом

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \gamma$$

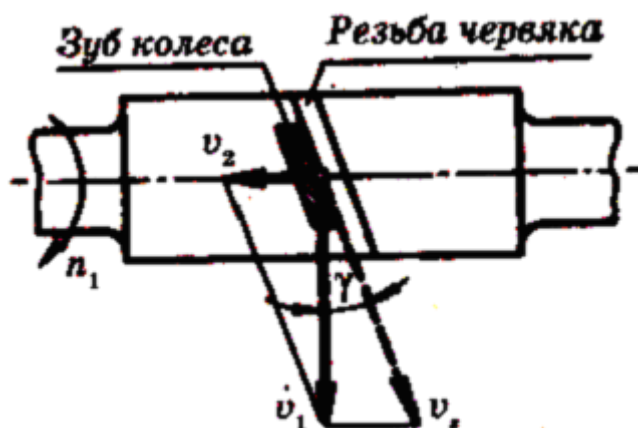


Рис. 11.23. Схема определения скорости скольжения

где γ – угол подъема винтовой линии червяка. Так как $\gamma < 30^\circ$, то в червячной передаче v_2 меньше v_1 а v_s больше v_1 . Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию.

КПД червячной передачи определяют по формуле (11.48). Различие только в определении потерь в зацеплении. По аналогии с винтовой парой К.П.Д. зацепления при ведущем червяке определяется по формуле:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (11.67)$$

КПД увеличивается с увеличением числа заходов червяка (увеличивается γ) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения φ . Если ведущим является колесо, то меняется направление сил и тогда получим

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (11.68)$$

При $\gamma \leq \varphi$, $\eta_3 = 0$ передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) невозможна. Получаем самотормозящую червячную пару.

Экспериментально установлено, что коэффициент трения f зависит от скорости скольжения. С увеличением v_s снижается f . Это объясняется тем, что повышение v_s приводит к переходу от режимов полужидкостного трения к жидкостному трению. Значения коэффициента трения также зависят от шероховатости поверхностей трения и качества смазки.

Для предварительных расчетов, когда γ и v_s не известны, КПД можно выбирать по средним значениям из таблицы 11.4.

Таблица 11.4

Z_1	1	2	4
η	0,7.. 0,75	0,75.. 0,82	0,87.. 0,92

После определения размеров передачи КПД уточняют расчетом.

Силы в зацеплении. В червячном зацеплении (см. рис. 11.24) действуют: окружная сила червяка F_{t1} , равная осевой силе червяка F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} \frac{2T_1}{d_1} \quad (11.69)$$

окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка F_{a1}

$$F_{t2} = F_{a1} \frac{2T_2}{d_2} \quad (11.70)$$

радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \tan \alpha \quad (11.71)$$

нормальная сила

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma} \quad (11.72)$$

В осевой плоскости силы F_{tz} и F_r являются составляющими $F_n = F_n \cos \gamma$ (проекция нормальной силы на осевую плоскость). T_1 -- момент на червяке, T_2 — момент на колесе:

$$T_2 = T_1 i \eta \quad (11.73)$$

Основные критерии работоспособности и расчета. Червячные передачи рассчитывают по напряжениям изгиба и контактными напряжениям. Здесь чаще наблюдается износ и заедание. Это связано с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта. Для предупреждения заедания применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк — сталь, колесо — бронза или чугун.

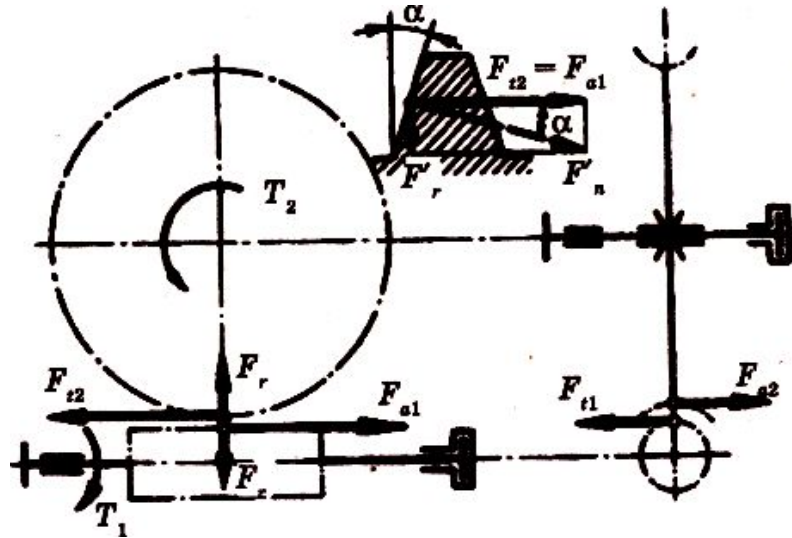


Рис. 11.24. Силы в червячном зацеплении

Интенсивность износа зависит от контактных напряжений. Основной расчет ведут по контактным напряжениям. Расчет по напряжениям изгиба выполняется как проверочный.

Расчет по контактным напряжениям. Уравнение

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E_{np}}{\rho_{np}}} \quad (11.74)$$

применяют и для расчета червячных передач. Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении $\rho_1 = \infty$. Тогда по формуле (11.8) с учетом уравнения (11.20) получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha} \quad (11.75)$$

По аналогии с косозубой передачей, удельная нагрузка червячных передач

$$q_n = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2} K_H}{l_\Sigma \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2 T_2 K_H}{d_2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \cos \alpha} \quad (11.76)$$

где $l_\Sigma = \frac{d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi}{\cos \gamma}$ – суммарная длина контактной линии (см. рис.

11.22); $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ – торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса; $\xi \approx 0,75$ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение обеспечивается не по полной дуге обхвата 2δ . После подстановки в формулу (11.74) получим

$$\sigma_n = 1,8 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq \sigma_{np} \quad (11.77)$$

Для проектного расчета (11.77) решают относительно d_2 , заменяя $d_1 = qm = \frac{qd_2}{z_2}$ и принимая $\alpha = 20^\circ$, $K_H = 1,1$, $\gamma \approx 10^\circ$, $2\delta = 100^\circ = 1,75\text{рад}$, $\varepsilon_\alpha = 1,9$, $\xi = 0,75$. При этом

$$d_2 = 1,25 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{\sigma_{np}^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}} \quad (11.78)$$

Учитывая

$$a_w = 0,5d_2 \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \quad (11.79)$$

произведем расчет по формуле (11.78) относительно межосевого расстояния

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{\sigma_{np}^2 \left(\frac{q}{z_2}\right)}} \quad (11.80)$$

В формулах (11.77)...(11.80) $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$, где E_1 и E_2 – модули упругости материалов червяка и колеса: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – сталь; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – бронза, чугун. При проектном расчете отношением $\frac{q}{z_2}$, задаются. Для силовых передач принимают $\frac{q}{z_2} = 0,22 \dots 0,4$.

Расчет по напряжениям изгиба. На изгибную прочность рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка по материалу прочнее зубьев колеса. В расчетах червячное колесо рассматривают как косозубое. В формулу (11.32) вводят следующие поправки и упрощения.

1. По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса (примерно на 40%). Это связано с дуговой формой зуба. Особенности формы зуба червячных колес учитывает коэффициент формы зуба Y_F , который выбирают по справочникам в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

2. Червячная пара хорошо прирабатывается. Поэтому принимают $K_{Fa} = 1$ и $y_\beta = 1$ (см. формулу (11.34)) и, далее,

$$z_{F\beta} = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \xi} = \frac{1}{1,9 \cdot 0,75} = 0,7$$

Тогда формулу (11.32) можно записать в виде

$$\sigma_F = 0,7 y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq \sigma_{Fp} \quad (11.81)$$

где y_F – коэффициент формы зуба, который выбирают по эквивалентному числу зубьев колеса $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$; нормальный модуль $m_n = m \cos \gamma$ (здесь m – осевой модуль); K_F – коэффициент расчетной нагрузки.

Для червячных передач принимают $K_H = K_F = K_v K_\beta$, где K_v – коэффициент динамической нагрузки; K_β – коэффициент концентрации нагрузки. При сравнительно высокой точности изготовления принимают $K_v = 1$ при $v_s < 3$ м/с; $K_v = 1 \dots 1,3$ при $v_s > 3$ м/с.

При постоянной внешней нагрузке $K_\beta = 1$; при переменной нагрузке $K_\beta = 1,05 \dots 1,2$ – большие значения при малых q и больших z_2 .

Материалы и допускаемые напряжения.

Червячные пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки изготавливают из углеродистых или легированных сталей (марка стали: 40, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, 12ХНЗАи др.). Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы, реже из латуни или чугуна. Оловянные бронзы типа БрОФ10-1, БрОНФ считаются лучшим материалом для червячных колес. Их применение ограничивают передачами при больших скоростях ($v_s = 5 \dots 25$ м/с). Безоловянистые бронзы типа БрАЖ9-4 обладают повышенными механическими характеристиками, но имеют пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми ($>45\text{HRC}$) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых $v_s < 5$ м/с. Чугун серый или модифицированный применяют при $v_s < 2$ м/с, преимущественно в ручных приводах.

Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз:

$\sigma_{нр} \approx (0,85 \dots 0,9) \sigma_B$ при шлифованном и полированном червяке с твердостью $> 45\text{HRC}$; $\sigma_{нр} = C_v 0,75 \sigma_B$ при несоблюдении указанных условий для червяка. Для бронзы БрАЖ9-4 $\sigma_{нр} = (300 \dots 275) - 25 v_{ск}$ (МПа) – при шлифованном и полированном червяке с твердостью $> 45\text{HRC}$, C_v – коэффициент, учитывающий скорость скольжения выбирают по таблице 11.5.

Таблица 11.5

v_s	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8 м/с
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

При проектном расчете скорость скольжения (м/с) определяют по приближенной зависимости

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} \quad (11.82)$$

Эти зависимости используются при длительном сроке службы и нагрузке, близкой к постоянной.

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз

$$\sigma_{FP} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B \quad (11.83)$$

Для проверки червячных передач на прочность при кратковременных перегрузках, принимают следующие предельные допускаемые напряжения: оловянные бронзы $\sigma_{HPmax} = 4\sigma_T$; бронза БрАЖ9-4 $\sigma_{HPmax} = 2\sigma_T$; $\sigma_{HPmax} = 0,8\sigma_T$ для бронзы всех марок.

Тепловой расчет, охлаждение и смазка. В червячных передачах происходят значительные потери передаваемой мощности на трение, поэтому они работают с большим тепловыделением. Смазочные свойства масла при нагреве резко ухудшаются и возникает опасность заедания передачи. При установившемся режиме работы червячного редуктора количество тепла, выделяемого в нем, равно количеству отводимого от него тепла. Этот тепловой баланс устанавливается при определенном перепаде температур между находящимся в редукторе маслом и окружающим корпус воздухом. Тепловой режим работы редуктора нормальный, если перепад температур находится в допустимых пределах. Поэтому для червячных редукторов производят тепловой расчет. Количество теплоты, выделяющейся в передаче в секунду, или тепловая мощность

$$\Phi = P_1(1 - \eta) \quad (11.84)$$

где P_1 – мощность на входном валу, Вт; η – КПД передачи

Количество тепла, отводимое через поверхность охлаждения корпуса редуктора,

$$\Phi_1 = K(t_1 - t_0)A \quad (11.85)$$

где A – площадь поверхности охлаждения, m^2 ; t_1 – внутренняя температура редуктора или температура масла, $^{\circ}C$; t_0 – температура окружающей среды (воздуха), $^{\circ}C$; K – коэффициент теплоотдачи $\frac{Вт}{m^2 \cdot c}$

В площадь поверхности охлаждения A входит площадь наружной поверхности корпуса редуктора без днища. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, то учитывают только 50% площади их поверхности.

Допускаемое значение t_1 зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают $t_1 = 60...70^{\circ}C$. При проектировании обычно принимают $t_0 = 20^{\circ}C$.

В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции $K = 8...10$, в помещениях с интенсивной вентиляцией $K = 14...17 \frac{Вт}{m^2 \cdot c}$.

Если

$$\Phi \leq \Phi_1, \quad (11.86)$$

то естественного охлаждения достаточно. В противном случае нужно применять искусственное охлаждение.

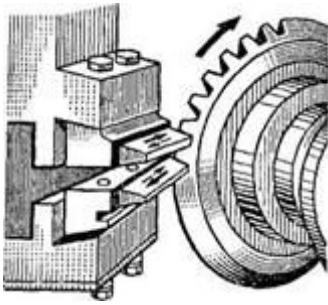
Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1. Обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора.
2. Устраивают внутри корпуса змеевики с проточной водой.
3. Применяют циркуляционные смазки со специальными холодильниками.

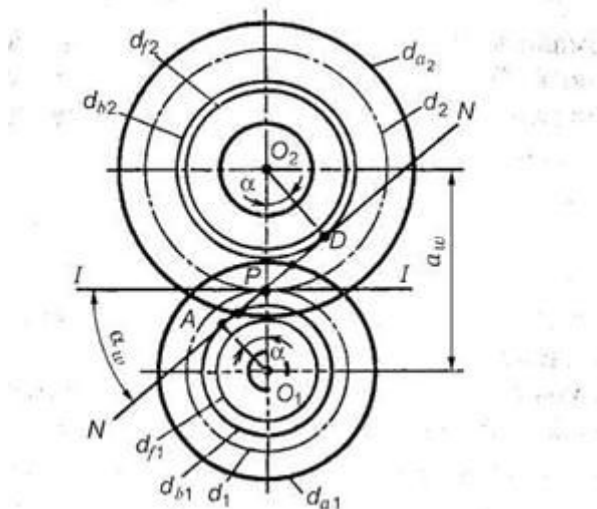
Глубина погружения колес в масло не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и $1/3$ радиуса тихоходных колес. Рекомендованное количество масла, заливаемого в корпус, 0,5...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. Сорт масла выбирают по справочникам в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи.

Вопросы для самопроверки

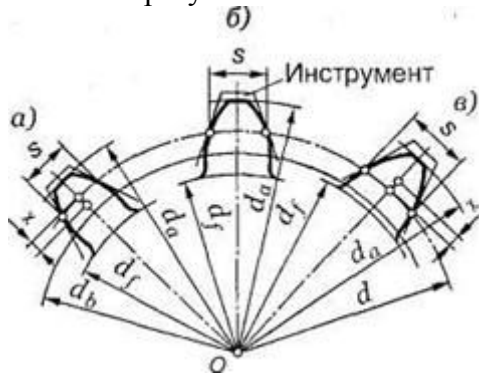
- Каково назначение передач в машинах?
- Каковы области применения прямозубых и косозубых передач?
- Уточните основное условие для обеспечения постоянства передаточного числа зубчатой передачи.
- Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс?
- Как определяется передаточное отношение и передаточное число?
- Каковы главные виды разрушений зубчатых колёс?
- Какие силы действуют в зубчатом зацеплении?
- Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность?
- По какой расчётной схеме выполняется расчёт зубьев на изгиб?
- В чём заключаются достоинства и недостатки планетарных передач?
- Для чего созданы волновые передачи и в чём заключается принцип их работы?
- В чём заключаются достоинства и недостатки волновых передач?
- Для чего созданы зацепления Новикова и в чём заключается принцип конструкции их зубьев?
- В чём заключаются достоинства и недостатки зацеплений Новикова?
- В чём заключается принцип конструкции червячной передачи?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач?
- Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач?
- Каковы основные причины поломок червячных передач?
- Из каких условий находят температуру червячной передачи?
- Какие методы могут применяться для снижения температуры червячной передачи?
- Какие материалы должны применяться для червячной передачи?
- Каковы особенности конструкции червячных колёс?
- Чем отличается закрытая передача от открытой?
- Перечислите достоинства зубчатой передачи по сравнению с фрикционной передачей.
- На рисунке показана схема нарезания зубьев конического колеса на зубострогальном станке. Как называется этот способ обработки зубьев?



- Назовите наиболее распространенные в машиностроении конструкции зубчатых колес. В каких случаях применяют сварную конструкцию зубчатого колеса?
- Можно ли применить для изготовления пары зубчатых колес разный материал, например текстолит и сталь?
- Как условно делят зуб на две части - головку и ножку?
- Как определяется модуль зубьев? Могут ли иметь разный модуль шестерня и колесо в одной паре зубчатых колес? А у двух пар?
- Можно ли увидеть на зубчатом колесе (см. рис.) линию зацепления NN и угол зацепления α_w или это только теоретически представляемые геометрические элементы?



- Какой профиль зуба получил наибольшее распространение в машиностроении?
- В каких случаях наблюдается подрезание зубьев?
- Покажите на рисунке положительное и отрицательное смещение инструмента. Опишите результаты положительного смещения.



- Перечислите основные внешние признаки, характеризующее нарушение нормального работоспособного состояния зубчатой передачи.
- К какому виду разрушения может привести действие на зуб переменной нагрузки?

- Какие конструктивные мероприятия можно рекомендовать для повышения сопротивления зубьев на излом?
- Как увеличить сопротивляемость зубьев выкрашиванию рабочих поверхностей?
- Выходит ли из строя передача по причине изнашивания зубьев? Как уменьшить изнашивание зубьев?
- Можно ли предупредить заедание зубьев?
- Как располагаются оси вращения валов у цилиндрической прямозубой передачи?
- Определите модуль m зубчатого колеса с числом зубьев z по известным d_1 , d_a , d_f , a_w .
- Выведите формулы для определения z_1 и z_2 при известных z_Σ и u .

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_{F\beta} K_{FV}}{b_w m} \leq [\sigma]_F$$

- Как определяются в формуле коэффициенты $K_{F\beta}$, K_{FV} , Y_F ?
- В каком случае проводят проверочный расчет зубчатой передачи на изгиб?

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2}{u z_1^2 m^3 \psi_{\delta d}} K_{F\beta} K_{FV} \leq (\sigma)_F,$$

- Проанализируйте формулы и определите, в каких зубьях (шестерни или колеса) возникают большие изгибающие напряжения и почему?

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{\delta d} [\sigma]_F}}$$

- В каких единицах необходимо подставить T_2 и $[\sigma]_F$ в формулу, чтобы модуль m получить в миллиметрах.

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)}{\psi_{\delta d} a_w^3 u^2}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma]_H$$

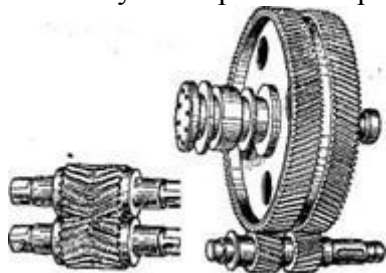
- Расшифруйте формулу и подставьте единицы измерения параметров, входящих в эту формулу.

- В каких зубьях (шестерни или колеса) возникает большее нормальное контактное напряжение?

- Будет ли возникать осевая сила в передаче, состоящей из зубчатых колес (рис.)? Чем отличается эта передача от косозубой?



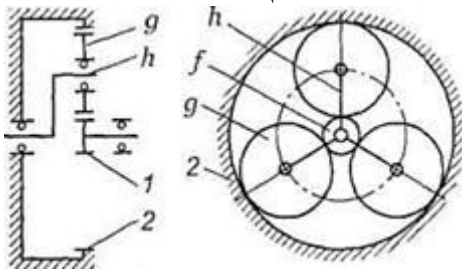
- Определите m_n и m_t , если известны делительный диаметр и межосевое расстояние.
- Почему в шевронной передаче (см. рис.) осевая сила равна нулю?



- По рисунку определите, как расположены оси валов у винтовой передачи.

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{FV}}{K_{F\theta} d Z_1^2 m^3 \psi_{\alpha d}} \leq [\sigma]_F$$

- Для чего в формулу введен коэффициент $K_{F\theta}$? Имеется ли он в аналогичных формулах для проектного расчета зубьев на изгиб прямозубой и косозубой передач?
- Каким образом можно снизить нормальное контактное напряжение в передаче, не изменяя силовых параметров передачи и передаточного числа?
- Какие профили зубьев имеют распространенное применение в машиностроении?
- Основное конструктивное отличие зуба Новикова от известных.
- Перечислите недостатки и основные достоинства зубчатых передач с зацеплением Новикова.
- Вспомните формулы расчета на контактную прочность цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи.
- Какие профили зубьев применимы для планетарной зубчатой передачи?
- Перечислите примеры возможного применения планетарных передач.
- Объясните, почему для планетарной передачи (см. рис.) достаточно рассчитать только внешнее зацепление?



- Какие параметры определяются в проектировочном расчете на контактную прочность передач?
- Сравните волновую передачу с обычной зубчатой с точки зрения коэффициента перекрытия зубьев.
- Влияет ли на работоспособность волновой передачи точность изготовления деталей генератора волн?

Тесты для самопроверки

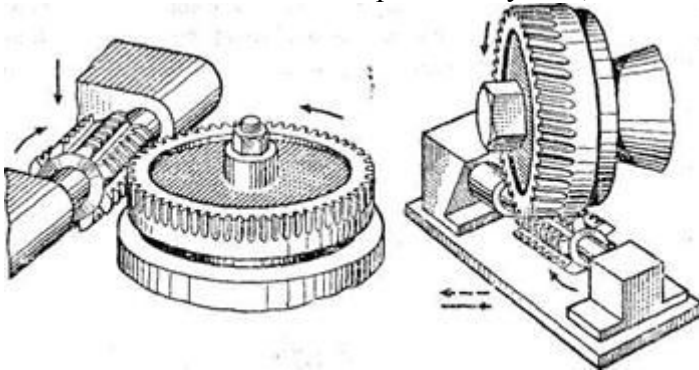
- Какое основное отличие зубчатой передачи от фрикционной?
 1. Постоянство передаточного числа
 2. Непостоянство передаточного числа
 3. Повышенный КПД
 4. Большое передаточное число
- Как классифицируется по взаимному расположению осей колес передача на рисунке?



1. Оси параллельны
2. Оси пересекаются

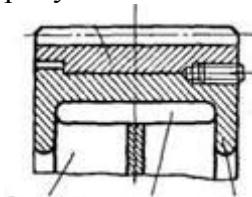
3. Оси скрещиваются
4. Определить невозможно

- Как называется способ обработки зубьев, показанный на рисунке?



1. Фрезерование дисковой фрезой
2. Фрезерование червячной фрезой («обкатка»)
3. Шевингование
4. Притирка

- Как классифицируется по способу изготовления заготовки зубчатое колесо, на рисунке?

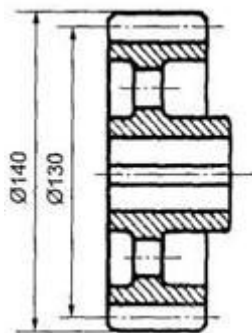


- Стенка
1. Кованое
 2. Штампованное
 3. Бандажированное
 4. Сварное

- Применяются ли (как правило) в общем машиностроении для изготовления зубчатых колес бронза, латунь?

1. Да
2. Нет
3. Только БрА9Ж4
4. Только для конических колес

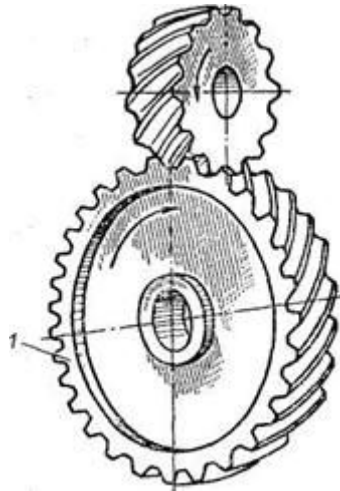
- Как называется деталь, изображенная на рисунке?



1. Зубчатое колесо цилиндрическое

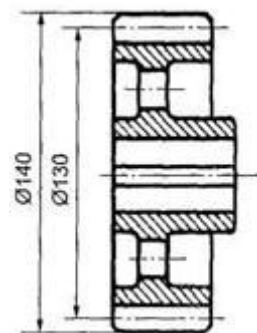
2. Зубчатое колесо коническое
3. Червячное колесо
4. Шкив

- Как называется деталь 1, изображенная на рисунке?



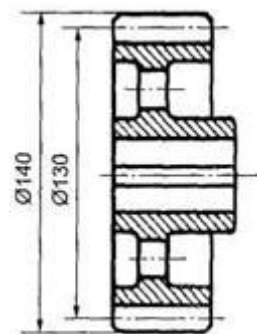
1. Червяк
2. Шестерня
3. Колесо зубчатое
4. Звездочка

- Как называется окружность (см. рис.), диаметр которой $D = 140$ мм?



1. Начальная окружность
2. Окружность вершин зубьев
3. Делительная окружность
4. Окружность впадин

- Как называется окружность (см. рис.), диаметр которой $D = 130$ мм?



1. Окружность ступицы колеса

2. Окружность впадин
3. Окружность вершин зубьев
4. Делительная окружность

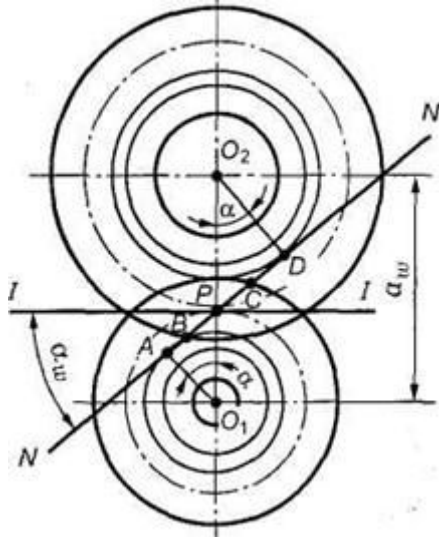
- Напишите формулу для определения модуля зубчатого зацепления

1. π / p_t
2. p_t / π
3. m_f / m_a
4. все формулы верны

- Что называется полюсом зацепления?

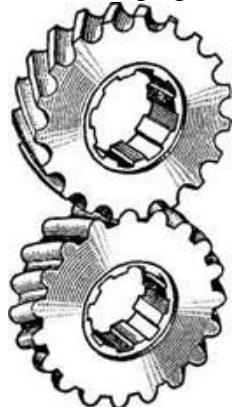
1. Точка касания двух соседних зубьев
2. Отношение числа k к шагу зацепления
3. Точка касания делительных (или начальных) окружностей шестерни и колеса
4. Точка касания линии зацепления с основной окружностью шестерни или колеса

- Покажите на рисунке активную линию зацепления (рабочий участок)



1. Отрезок AD
2. Отрезок BC
3. На чертеже не показан
4. Отрезок AP

- Какой профиль имеют зубья передачи, показанной на рисунке?



1. Эльвовентный
2. Циклоидальный
3. Зацепление Новикова
4. Эти профили в машиностроении не используются

- Определить, сколько пар зубьев находится одновременно в зацеплении, если $\varepsilon_\alpha = 1,7$

1. В течение 70% времени в зацеплении находятся две пары, а в течение 30% времени — одна
2. В течение 30% времени в зацеплении находятся две пары, а в течение 70% — одна
3. Две пары зубьев
4. Одна пара зубьев

- Какой угол зацепления принят для стандартных зубчатых колес, нарезанных без смещения

- 1) 15
- 2) 20
- 3) 25
- 4) Любой

- Что называется корригированием?

1. Дополнительная обработка поверхности зуба с целью улучшения зацепления по профилю зуба
2. Улучшение свойств зацеплений путем очерчивания рабочего профиля зубьев различными участками эвольвенты той же основной окружности
3. Способ, применяемый для увеличения долговечности зубчатых колес при изнашивании и заедании
4. Изменение модуля зацепления

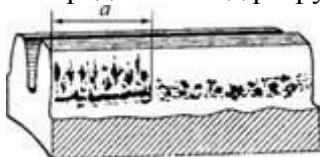
- Какое минимальное число зубьев должна иметь некорригированная прямозубая шестерня, чтобы при нарезании ее гребенкой зубья получились неподрезанными?

- 1) 13
- 2) 17
- 3) 21
- 4) 24

- Как изменяется основание ножки зуба при отрицательном смещении рейки?

1. Утолщается
2. Утоньшается
3. Не изменяется
4. Высота ножки увеличивается

- Определите вид разрушения для зуба, показанного на рисунке участок под буквой *a*)



1. Поломка зубьев
2. Выкрашивание
3. Изнашивание
4. Заедание

- Для каких видов разрушений зубьев разработаны методы расчета на контактную прочность?

1. Поломка
2. Выкрашивание
3. Изнашивание
4. Заедание

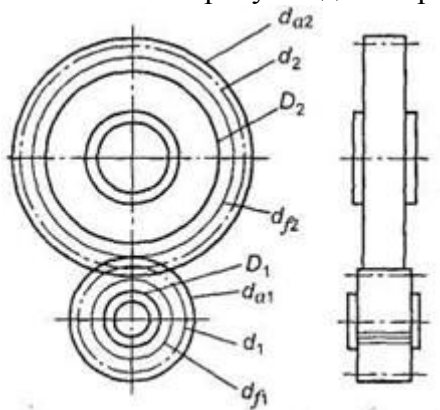
- Рассчитать диаметр вершин зубьев (мм) ведомого колеса прямозубой передачи, если $z_1 = 20$; $z_2 = 50$; $m = 4$ мм

- 1) 88
- 2) 208
- 3) 80
- 4) 200
- 5) 190

- Рассчитать межосевое расстояние (мм) прямозубой передачи, если $z_1 = 20$; $u = 2$; $m = 5$ мм

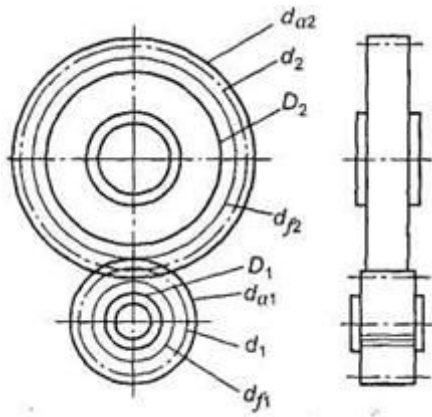
- 1) 300
- 2) 150
- 3) 100
- 4) 200

- Покажите на рисунке диаметр впадин зубьев шестерни



1. d_{a2}
2. d_{a1}
3. d_1
4. d_{f1}

- По какой окружности (см. рис.) обычно измеряют шаг зубьев



1. d_{a1}
2. d_2
3. D_2
4. d_{a2}

- По какой формуле производят проектировочный расчет прямозубой передачи на изгиб?

1.
$$Y_F \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{F\gamma}}{u z_1^3 \psi_{da}}$$
2.
$$K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_{FS}}{u z_1^3 \psi_{da} [\sigma]_F}}$$
3. Формулы не верны
4. По обеим формулам

- Как называется коэффициент, обозначаемый буквой K_F ?

1. Формы зуба
2. Длина зуба
3. Расчетной нагрузки
4. Концентрации напряжений

- Определите коэффициент формы зуба колеса, если $z_2 = 150$; $u = 4$

- 1) 4,26
- 2) 3,79
- 3) 3,60
- 4) 3,63

- По какой формуле определяют допускаемое напряжение изгиба при одностороннем направлении вращения ведущего вала?

1. $(\sigma_{F\lim}^0 / S_F) Y_R \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$
2. $(\sigma_{H\lim}^0 / S_H) Z_R Z_N$
3. Эти формулы для контактных напряжений
4. Обе формулы верны

- По какой формуле проводят проверочный расчет прямозубой передачи на контактную прочность?

$$1. \quad \sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{\delta a} a^3 u^2}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \leq [\sigma]_H$$

$$2. \quad K_a (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{\delta a} u^2 [\sigma]_H^2}}$$

$$3. \quad Y_F \frac{2 T_2 K_{F\beta} K_{F\alpha}}{u Z_1^3 \psi_{\delta d}}$$

$$4. \quad K_m = \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_{Fa}}{u Z_1^3 \psi_{\delta d} [\sigma]_F}}$$

- В каких пределах выбирают коэффициент $\psi_{\delta a}$ для прямозубой передачи?

- 1) 8 - 40
- 2) 0,2 - 1,4
- 3) 2,2 - 4,5
- 4) 1,5 - 2,5

- По какой формуле определяют допускаемые контактные напряжения?

$$1. \quad (\sigma_{F\lim}^0 / S_F) Y_R \cdot K_{FC} \cdot K_{FI}$$

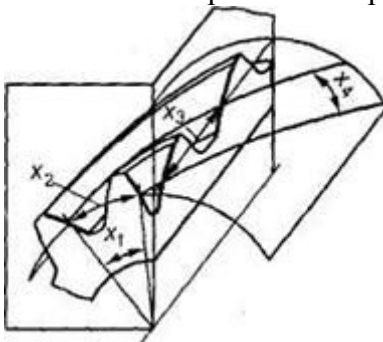
$$2. \quad (\sigma_{H\lim}^0 / S_H) Z_R K_{H\beta}$$

3. Эти формулы для напряжений изгиба
4. Обе формулы верны

- Какие передачи рассчитывают на контактную прочность и проверяют на изгиб?

1. Открытые
2. Закрытые
3. Конические
4. Двухступенчатые

- Покажите на рис. 3.42 нормальный шаг зубьев P_t



1. X_1
2. X_2
3. X_3
4. X_4

- В каких пределах принимают угол наклона зубьев для косозубой зубчатой передачи?

- 1) $8^\circ \div 18^\circ$
- 2) $25^\circ \div 45^\circ$
- 3) 20°
- 4) 90°

- Какой модуль принимают стандартным при расчете косозубой зубчатой передачи?

- 1.
2. m_t
3. Модуль не является стандартной величиной
4. Модуль измеренный в осевом напряжении

- По какому модулю рассчитывают делительный размер в косозубой передаче?

- 1.
2. m_n
3. Рассчитывают без модуля
4. Делительный диаметр зависит от высоты и толщины зуба

- По какой формуле проводят проверочный расчет на контактную прочность косозубой передачи?

$$1. \quad 0,9 Y_F \frac{2 T_2}{u z_1^2 m_n^3 \psi_{ba}} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma}$$

$$2. \quad K_a (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}$$

$$3. \quad \sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\psi_{ba} a_w^3 u^2} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma}}$$

$$4. \quad K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_F}{u z_1^2 \psi_{ba} [\sigma]_F^2}}$$

- В каких пределах выбирают коэффициент ψ_{ba} для косозубой передачи?

- 1) 10-20
- 2) 0,2-1,2
- 3) 0,4-1,0
- 4) 1,5 – 2,5

- Какой модуль в косозубой передаче больше - нормальный или торцовый?

1. m_n
2. m_t
3. 1 и 2 равны
4. определить не возможно

- Определите коэффициент формы и концентрации напряжений косозубой шестерни, если $\beta = 8^\circ 40' 14''$; если $Z_2 = 25$; $d_1 = 40$ мм; $d_2 = 50$ мм

- 1) 4,07

- 2) 3,98
- 3) 3,90
- 4) 4,03

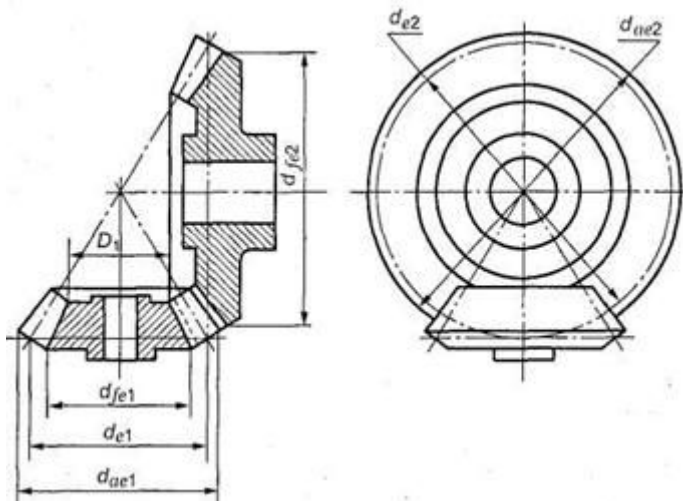
- Какой модуль может быть принят стандартным в конической передаче?

- 1. m_e
- 2. m_t
- 3.
- 4. Все ответы верны

- Пользуясь каким модулем рассчитывают диаметр окружности впадин в конической передаче?

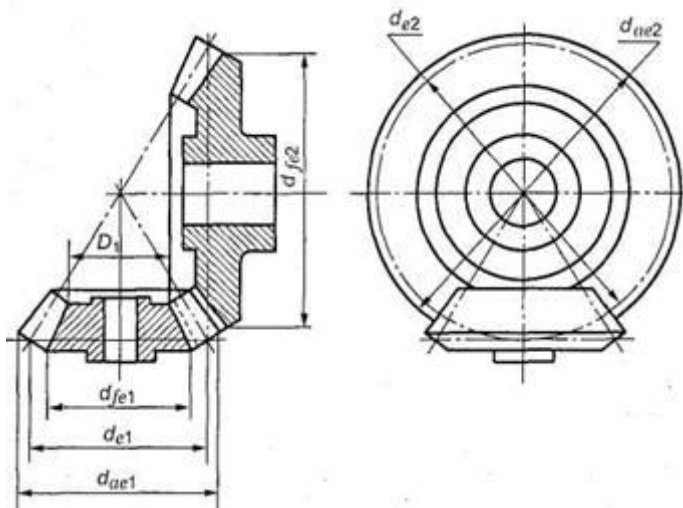
- 1. m_e
- 2. m_t
- 3. m_m
- 4. Рассчитать нельзя

- Чему равна высота (мм) головки зуба, если колесо имеет 45 зубьев (см. рис.); $d_{e1} = 51$ мм, $d_{e2} = 225$ мм?



- 1) 3,75
- 2) 11,25
- 3) 5,0
- 4) 6,25

- Покажите на рисунке диаметр окружности впадин шестерни



1. d_{ae1}
2. d_{e1}
3. d_{fe1}
4. D_1

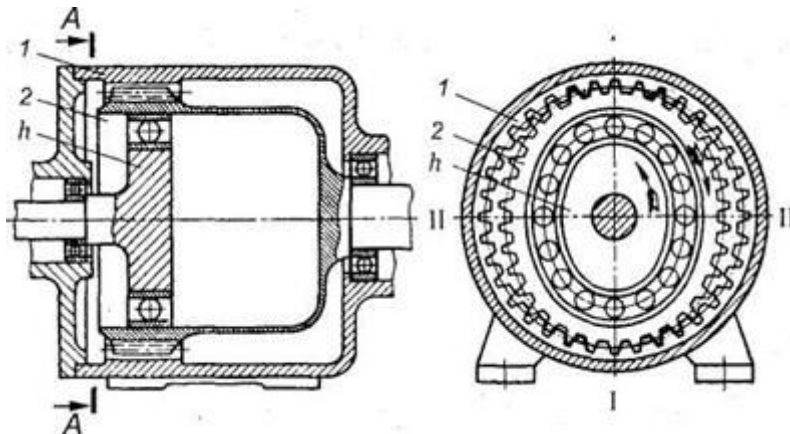
- По какой формуле проводят проверочный расчет закрытых конических передач на контактную прочность?

1.
$$Y_F \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{F\gamma}}{K_{H\beta} u Z_1^2 m^3 \psi_{\alpha 2}}$$
2.
$$Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\beta} \psi_{\alpha 2} d_1^3 u^2}} K_{H\beta} K_H$$
3.
$$K_d^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{K_{H\beta} \psi_{\alpha 2} [\sigma]_H^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2}}$$
4. Нет правильного ответа

- По какому модулю ведется расчет конического колеса на изгиб?

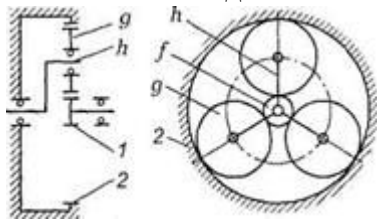
1. m_e
2. m_t
3. m_m
4. Все ответы верны

Какая передача показана на рисунке?



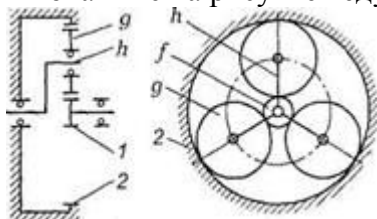
1. Зубчатая с внутренним зацеплением
2. Зубчатая планетарная
3. Зубчатая волновая
4. Закрытая зубчатая двухступенчатая

- Как называют деталь h на рисунке?



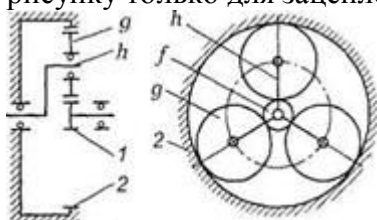
1. Водило
2. Сателлиты
3. Шестерня
4. Колесо

- Покажите на рисунке ведущий вал зубчатой передачи



- 1) 1
- 2) 2
- 3) q
- 4) h

- Достаточно привести расчет на контактную прочность зубьев планетарных передач по рисунку только для зацепления.



1. Внешнего
2. Внутреннего

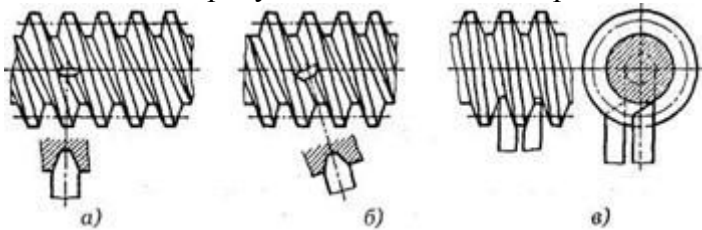
3. Внешнего + внутреннего

Не рассчитывают на контактную прочность

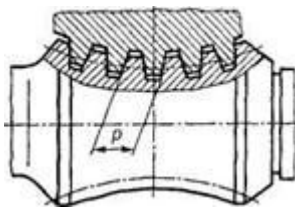
Контрольные вопросы

- Каково назначение передач в машинах?
- Каковы области применения прямозубых и косозубых передач?
- Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс?
- Как определяется передаточное отношение и передаточное число?
- Каковы главные виды разрушений зубчатых колёс?
- Какие силы действуют в зубчатом зацеплении?
- Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность?
- По какой расчётной схеме выполняется расчёт зубьев на изгиб?
- В чём заключаются достоинства и недостатки планетарных передач?
- Для чего созданы волновые передачи и в чём заключается принцип их работы?
- В чём заключаются достоинства и недостатки волновых передач?
- Для чего созданы зацепления Новикова и в чём заключается принцип конструкции их зубьев?
- В чём заключаются достоинства и недостатки зацеплений Новикова?
- В чём заключается принцип конструкции червячной передачи?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач?
- Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач?
- Каковы основные причины поломок червячных передач?
- Из каких условий находят температуру червячной передачи?
- Какие методы могут применяться для снижения температуры червячной передачи?
- Какие материалы должны применяться для червячной передачи?
- Каковы особенности конструкции червячных колёс?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
- Почему червячные передачи не рекомендуют применять при больших мощностях?
- С какой целью а как выполняют червячные передачи со смещением?
- Из каких соображений выбирают число витков червяка?
- Из каких соображений ограничивают число зубьев червячного колеса? Каково минимальное число зубьев колеса?
- Почему червячная передача работает с повышенным скольжением? Как скольжение влияет на работу передачи?
- Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как они направлены и как вычисляют их значения?
- Из каких материалов изготавливают червяки и зубчатые венцы червячных колёс? Какие факторы определяют выбор материала?
- Каковы основные виды разрушения зубьев червячных колёс?
- Как вычисляют КПД червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на КПД.
- Что вызывает нагрев червячной передачи?
- В чём сущность теплового расчёта червячных передач? Назовите способы охлаждения червячных передач.
- С какой целью предусматривают регулирование червячного зацепления? Как его выполняют?
- В чём заключается принцип конструкции червячной передачи?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач?
- Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач?
- Каковы основные причины поломок червячных передач?

- Из каких условий находят температуру червячной передачи?
- Какие методы могут применяться для охлаждения червячной передачи?
- Какие материалы должны применяться для червячной передачи?
- Каковы особенности конструкции червячных колёс?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
- Почему червячные передачи не рекомендуют применять при больших, мощностях?
- С какой целью и как выполняют червячные передачи со смещением?
- Из каких соображений выбирают число витков червяка?
- Из каких соображений ограничивают число зубьев червячного колеса? Каково минимальное число зубьев колеса?
- Почему червячная передача работает с повышенным скольжением? Как скольжение влияет на работу передачи?
- Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как они направлены и как вычисляют их значения?
- Из каких материалов изготавливают червяки и зубчатые венцы червячных колес? Какие факторы определяют выбор материала?
- Каковы основные виды разрушения зубьев червячных колес?
- Как вычисляют КПД червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на КПД.
- Что вызывает нагрев червячной передачи?
- В чем сущность теплового расчета червячных передач? Назовите способы охлаждения червячных передач.
- С какой целью предусматривают регулирование червячного зацепления? Как его выполняют?
- Покажите на рисунке конволютный червяк.



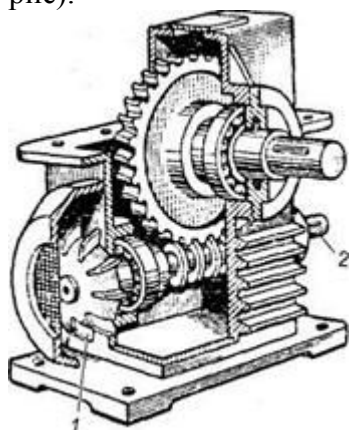
- Какой тип червяка показан на рисунке?



- Чем в основном достигается повышенная нагрузочная способность глобоидных передач по сравнению с цилиндрическими червячными передачами?
- Какие из цилиндрических и конических зубчатых передач применяют для передачи вращения между валами, оси которых скрещиваются?
- С какой целью проводится корригирование в червячной и зубчатой передачах?
- Можно ли изготовить червяк из чугуна или бронзы?
- Определите число зубьев колеса червячной передачи, если число витков червяка $z_1=2$, передаточное число $u = 40$?

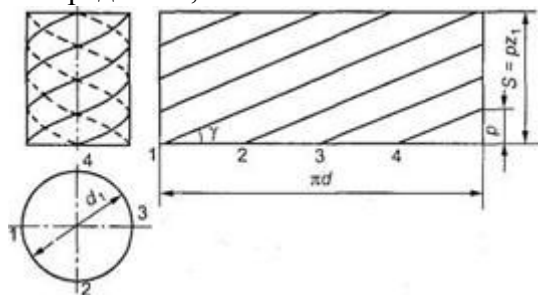
$$\varepsilon_M = \frac{F_1(1-\eta)}{K_t A} + \varepsilon_e$$

- В каких расчетах [кроме формулы , используется КПД червячной передачи?
- Какие преимущества имеет червячная передача по сравнению с фрикционной передачей?
- Как рассчитывают делительные диаметры червяка и червячного колеса?
- Перечислите виды разрушений зубьев для зубчатых передач.
- Какой вид разрушений является более распространенным для закрытых зубчатой и червячной передач?
- К чему приводит повышение скорости скольжения в червячной передаче?
- Как производят расчет закрытых червячных передач с машинным приводом!
- Для каких целей производят проверочный расчет червячных передач по напряжениям изгиба?
- Поясните, за счет чего осуществляется искусственное охлаждение редуктора (см. рис).



Тесты для самопроверки

- Определите, сколько витков имеет червяк, показанный на рисунке



- 1) 1
- 2) 2
- 3) 3
- 4) 4

- Определите, передаточное число червячной передачи, если число зубьев колеса

равно $Z_2 = 30$, число витков червяка $Z_1 = 2$

- 1) 60
- 2) 15
- 3) 1/15

4) Определить нельзя

- Какой профиль зуба имеет червячное колесо цилиндрического архимедова червяка в главном сечении (в плоскости, проходящей через ось червяка)?

1. Трапецеидальный
2. Эвольвентный
3. Циклоидальный
4. Любой из перечисленных

- Определите делительный диаметр червяка, если $d_2 = 150$ мм, $z_1 = 30$, $q = 10$

- 1) 20
- 2) 50
- 3) 15
- 4) 170

- Назовите распространенные варианты сочетания материалов для червяка и червячного колеса

1. Сталь—чугун
2. Чугун—чугун
3. Бронза—сталь
4. Сталь—бронза

- Покажите формулу проектировочного расчета на прочность силовой закрытой червячной передачи

- 1) $\frac{170}{z_2 / q} \sqrt{T_{p2} \left(\frac{1 + z_2 / q}{a_w} \right)^3}$
- 2) $(1 + z_2 / q)^3 \sqrt{T_{p2} \left(\frac{170}{z_2 / q [\sigma]_H} \right)^2}$
- 3) $\frac{1,4 T_{p2} Y_F}{q z_2^3 m^3}$
- 4) $\sqrt[3]{\frac{1,4 T_{p2} Y_F}{q z_2 [\sigma]_F}}$

- Какова цель теплового расчета червячной передачи (редуктора)?

1. Уменьшить опасность заедания
2. Снизить изнашивание зубьев из-за перегрева масла и потери им вязкости
3. Ликвидировать усталостное выкрашивание
4. Предохранение от излома зубьев

- Как рассчитывают открытые червячные передачи?

1. По напряжению изгиба
2. По контактным напряжениям
3. На нагрев
4. По формулам

- Какой параметр определяют при проектном расчете червячной передачи по напряжениям изгиба?

1. α_w
2. m
3. σ_F
4. σ_H

- Выберите допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma]_{FO}$ (МПа) для реверсивной червячной передачи. Материал червячного колеса БрО10Ф1 (изготовлено литьем в кокиль). Твердость поверхности червяка HRC < 45

- 1) 29
- 2) 36
- 3) 40
- 4) 42

12. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

Общие сведения. Передачи винт – гайка применяют в различных машинах и механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное и для получения большого выигрыша в силе.

Основными достоинствами передач винт–гайка являются: возможность получения медленного движения и высокой точности перемещений при простой и недорогой конструкции передачи, а также большая несущая способность и компактность.

Недостатком передач винт – гайка является низкий КПД.

Передачи винт – гайка применяют в различных машиностроительных конструкциях, например, в подъемно-транспортных машинах (домкраты), в станках (механизмы подачи рабочих инструментов и делительных перемещений), в измерительных приборах (механизмы регулирования и настройки), в винтовых прессах и др.

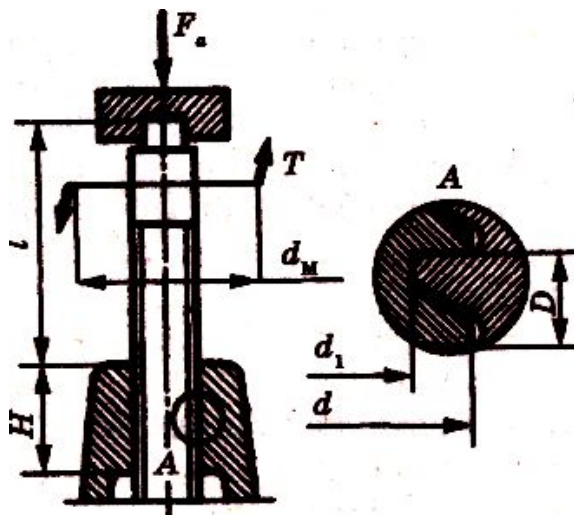


Рис. 12.1. Передача винт–гайка по схеме домкрата:

H – высота гайки; l – высота подъема груза;

T – крутящий момент на маховике

Основы теории винтовой пары (типы резьб, силовые и кинематические зависимости, КПД) изложены в главе 4.

В винтовых механизмах вращение винта или гайки осуществляется с помощью маховика, рукоятки и т. п. (см. рис. 12.1). Передаточное отношение можно выразить отношением окружного перемещения маховика S_M к перемещению гайки (винта) S_r :

$$i = \frac{S_M}{S_r} = \frac{\pi d_M}{p_1} \quad (12.1)$$

где d_M – диаметр маховика; p_I – ход винта. При малом ходе винта и большом диаметре маховика можно получить большое передаточное отношение i .

Зависимость между окружной силой F_t на маховике и осевой силой F_a на гайке (винте) запишем в виде

$$F_t = F_a i \eta \quad (12.2)$$

где η – КПД винтовой пары.

Расчет резьбы винтовых механизмов. Основным критерием работоспособности этих резьб является износостойкость. Для уменьшения износа используют антифрикционные пары материалов (сталь – чугун, сталь – бронза), смазку трущихся поверхностей, малые допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{cm}$ при проектном расчете. Значение σ_{cm} в ходовой резьбе определяют по такой же формуле, как и в крепежной, а именно:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma]_{cm} \quad (12.3)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля; z – число витков гайки.

Для проектного расчета формулу (12.3) преобразовывают, заменив $z = \frac{H}{p}$ и обозначив:

$$\begin{aligned} \psi_H &= \frac{H}{d_2} \text{ — коэффициент высоты гайки,} \\ \psi_h &= \frac{h}{p} \text{ — коэффициент высоты резьбы.} \end{aligned} \quad (12.4)$$

Тогда получим

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [\sigma]_{cm}}} \quad (12.5)$$

Здесь $\psi_h = 0,5$ для трапецеидальной и прямоугольной резьбы; $\psi_h = 0,75$ для упорной резьбы. Значение коэффициента высоты гайки выбирают в интервале $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$. Закаленная сталь – бронза $[\sigma]_{cm} = 11 \dots 13$ МПа; незакаленная сталь – бронза $[\sigma]_{cm} = 8 \dots 10$ МПа; незакаленная сталь – чугун $[\sigma]_{cm} = 4 \dots 6$ МПа.

После расчета по формуле (12.5) значение d_2 принимают по ГОСТу.

Винты, работающие на сжатие, например винты домкратов, проверяют на прочность и устойчивость (см. соответствующие разделы курса «Сопротивление материалов»).

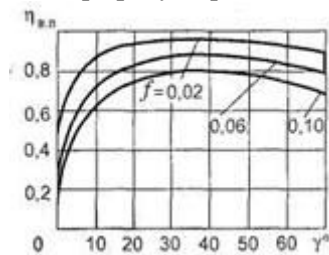
Контрольные вопросы

- Как устроена передача винт-гайка скольжения и где ее применяют?
- Какие резьбы применяют для грузовых винтов?
- Почему в домкратах передачу выполняют самотормозящей? Какое при этом должно быть соотношение между углом подъема резьбы и приведенным углом трения?
- Из каких материалов изготавливают винты и гайки?
- Как устраняют осевой зазор в разъемной сдвоенной гайке?
- Чем объяснить большой выигрыш в силе в передаче винт гайка?
- Как определить момент, необходимый для вращения винта или гайки?
- Что является основной причиной выхода из строя передачи винт-гайка скольжения?
- Как выполняют проверочный расчет винта на устойчивость?
- Как устроена шариковинтовая передача? Почему шарики не выкатываются из гайки? Где применяют эту передачу?
- С какой целью и как в шариковинтовой передаче создают предварительный натяг?
- Из каких материалов изготавливают винты, гайки и тела качения?
- Как определить момент, необходимый для вращения винта?
- Каковы основные критерии работоспособности шариковинтовой передачи?
- Как определить ресурс винтовой передачи?
- От чего зависит устойчивость винта?
- Как устроена шариковинтовая передача? Почему шарики не выкатываются из гайки? Где применяют эту передачу?
- С какой целью и как в шариковинтовой передаче создают предварительный натяг?
- Из каких материалов изготавливают винты, гайки и тела качения?
- Как определить момент, необходимый для вращения винта?
- Каковы основные критерии работоспособности шариковинтовой передачи?
- Как определить ресурс передачи?
- Если дано задание спроектировать передачу винт-гайка делительного механизма прибора настольного типа с ручным приводом, то по каким формулам производят расчет на прочность?

$$P_c = \frac{F_a}{\pi d_2 k z} \leq [P_c]$$

- Можно ли назвать формулу , формулой проверочного расчета на износостойкость резьбы?

- По графику определите КПД передачи винт-гайка, если $\gamma' = 10^\circ$, коэффициент трения $f = 0,10$.



Тесты для самопроверки

- Какие резьбы применяются в винтовых механизмах?

1. Метрическая
2. Упорная
3. Трапецеидальная
4. Прямоугольная

- Какую резьбу лучше применять в самотормозящейся передаче винт-гайка?

1. Однозаходную с небольшим углом подъема резьбы
2. Однозаходную с большим углом подъема резьбы
3. Многозаходную с небольшим углом подъема резьбы
4. Многозаходную с большим углом подъема резьбы

- Из какого условия определяется средний диаметр резьбы при проектировании винтовой пары?

1. Прочности витков резьбы на срез
2. Износостойкости рабочих поверхностей витков резьбы
3. Устойчивости винта
4. Прочности витков резьбы на изгиб

- Что относится к недостаткам передач винт-гайка?

1. Низкий к.п.д.
2. Плавность и бесшумность
3. Большой выигрыш в силе
4. Повышенный износ резьбы вследствие большого трения

- Где применяют передачи винт-гайка?

1. При необходимости получить разъемное соединение
2. В устройствах, где есть необходимость предохранения от перегрузок
3. Для получения большого выигрыша в силе
4. Для осуществления медленного и точного поступательного перемещения

- Из каких материалов изготавливают винты и гайки силовых передач?

1. Сталь—сталь
2. Чугун—чугун
3. Сталь—бронза
4. Бронза—чугун

- В каких пределах выбирают коэффициент высоты неразъемной гайки?

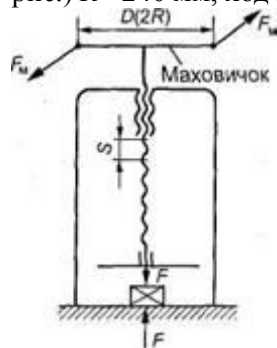
- 1) 0,15-0,8
- 2) 0,2-0,4
- 3) 0,20-0,9
- 4) 1,0-2,0

- По какой формуле производят проверочный расчет на прочность силовых передач винт-гайка?

- 1) $\frac{F_a}{\pi d_2 h z}$
- 2) $\sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2}$
- 3) $\sigma_y \geq [\sigma]_y$

$$4) \frac{I_{\text{вп}}}{I_{\text{а}}}$$

- Определить передаточное число для передачи винт-гайка, если радиус маховичка винта (см. рис.) $R=240$ мм, ход винта - 3



- 1) 125
- 2) 251
- 3) 375
- 4) 500

13. ВАЛЫ И ОСИ

13.1. Общие сведения

На валах и осях размещают вращающиеся детали: шкивы, зубчатые колеса, барабаны и т.п. Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось вращающий момент не передает. Например, на рис. 13.1 момент от полумуфты 3 к шестерне 1 передается валом 2, а на рис. 13.2, барабан грузоподъемной машины передает момент от зубчатого венца канату самим барабаном. При передаче вращающего момента, вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся (рис. 13.2, а) или не вращающейся (рис. 13.2, б). Валы, несущие на себе детали, через которые передается вращающий момент, воспринимают от этих деталей нагрузки и поэтому такие валы работают одновременно на изгиб и кручение. При действии осевых нагрузок, как, например в косозубых цилиндрических, конических и червячных передачах, валы работают также на растяжение или на сжатие.

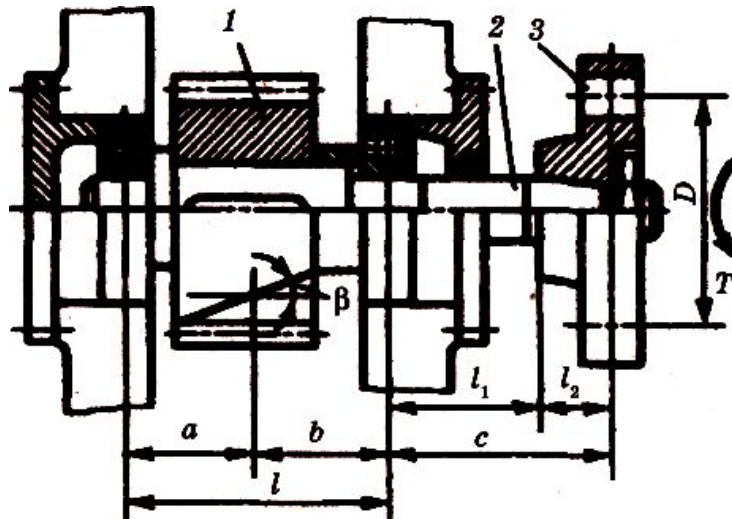


Рис. 13.1. Прямой ступенчатый вал: 1 – шестерня; 2 – вал; 3 – полумуфта

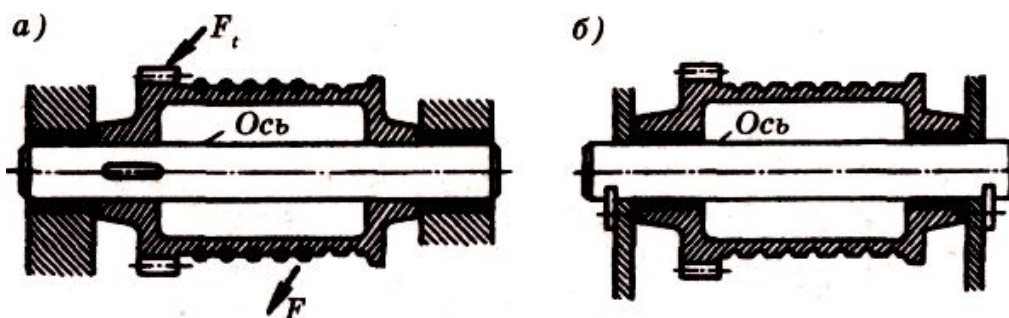


Рис. 13.2. Оси: а) вращающаяся ось; б) не вращающаяся ось

По форме геометрической оси различают валы прямые, коленчатые и гибкие. По конструкции различают валы и оси: гладкие, фасонные или ступенчатые, а также сплошные и полые.

Для осевого фиксирования деталей на валу или оси используются уступы (рис. 13.3, *д-ж*), буртики (рис. 13.3, *а*), конические участки (рис. 13.3, *б*), стопорные кольца (рис. 13.3, *в*), распорные втулки, которые могут монтироваться в одном комплекте с другими деталями (рис. 13.3, *г*). Переходные участки между двумя диаметрами выполняют: 1) с галтелью постоянного радиуса (рис. 13.3, *ё*); 2) с галтелью переменного радиуса (рис. 13.3, *ж*). Такая галтель снижает концентрацию напряжений. Применяется она на сильно нагруженных участках валов и осей. Полыми валы изготовляют для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло.

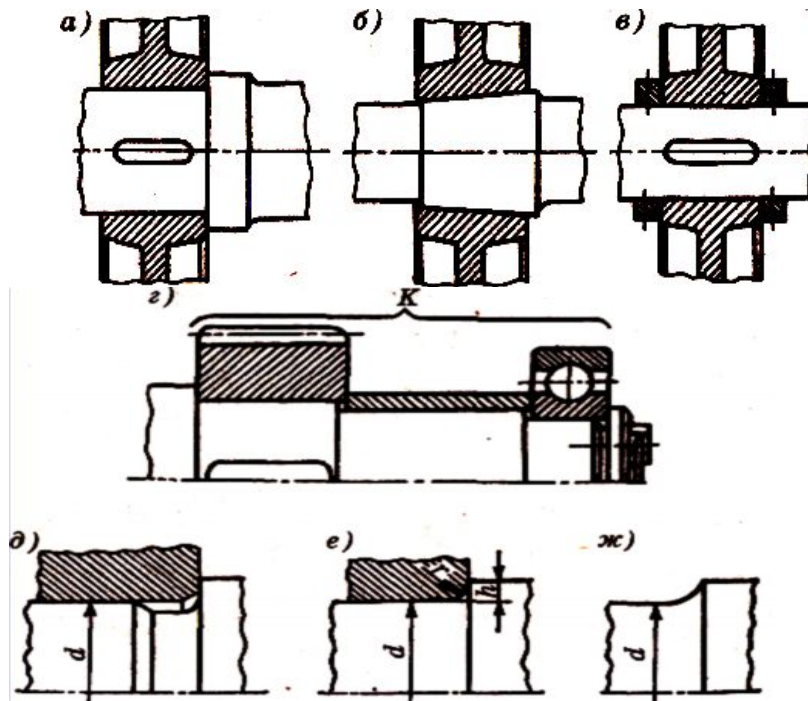


Рис. 13.3. Виды переходных участков валов

Для обеспечения необходимого вращения деталей вместе с осью или валом применяют шпонки, шлицы, штифты, профильные участки валов и посадки с натягом.

Оси и валы изготовляют в основном из углеродистых и легированных конструкционных сталей, так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легко получают прокаткой цилиндрические заготовки и хорошо обрабатываются на станках. Чаще применяют сталь Ст5 для валов без термообработки; сталь 45 или 40Х для валов с термообработкой (улучшение); сталь 20 или 20Х для быстроходных валов.

13.2. Проектный расчет валов

Основными критериями работоспособности валов являются их прочность и жесткость. Прочность валов определяют величиной и характером напряжений, возникающих в них под влиянием сил, действующих со стороны установленных на них деталей машин. Переменные по величине или направлению силы, действующие на валы, вызывают в них переменные напряжения.

Для расчета валов на выносливость необходимо знать их конструкцию и размеры. Поэтому при проектировании валов для предварительного определения размеров их рассчитывают на статическую прочность, а затем окончательно на выносливость. Основной расчетной нагрузкой являются крутящий момент T и изгибающий момент M . Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и поэтому не учитывается. Расчет осей является частным случаем расчета валов при $T = 0$. Перед началом расчета обычно известны крутящий момент T или мощность P и частота вращения n , нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется выбрать материал и размеры вала. На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала:

1. Предварительно определяют наибольший диаметр вала (d) из расчета на кручение при пониженных допускаемых касательных напряжениях (изгибающий момент пока не известен, так как неизвестно расположение опор и места приложения нагрузок). Напряжения кручения

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad \text{или} \quad d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}. \quad (13.1)$$

Обычно принимают для редукторных валов

$$[\tau] = (15 \dots 20) \text{ МПа}. \quad (13.2)$$

Выбрать диаметр проектируемого вала можно, также ориентируясь на известный диаметр того вала, с которым он соединяется (если валы передают одинаковый момент T , то и диаметры могут быть одинаковые). Например, если вал соединяется с валом электродвигателя (или другой машины), то диаметр его входного конца можно принять равным или близким к диаметру выходного конца вала электродвигателя.

2. После определения диаметра вала [на рис. 13.1 под шестерней из расчета по формуле (13.1)] и выходного конца по диаметру вала электродвигателя разрабатывают его конструкцию.

3. Выполняют уточненный расчет валов полученной конструкции на сопротивление усталости и если необходимо, вносят изменения. При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников. На практике иногда диаметр вала определяется не прочностью самого вала, а прочностью подшипников. Поэтому расчеты вала и подшипников взаимосвязаны.

13.3. Уточненный расчет валов

Этот этап начинают с выбора расчетной схемы и определения расчетных нагрузок. Действительные условия нагружения вала заменяют известной расчетной схемой (см. раздел курса сопротивления материалов, в котором рассматривается неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях). При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и форму вала. В расчетных схемах применяют шарнирно-неподвижную и шарнирно-подвижную опоры. При выборе типа опоры, если действительная конструкция опоры допускает хотя бы небольшой поворот или перемещение, то этого достаточно, чтобы считать ее шарнирной или подвижной. При этих условиях подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, – шарнирно-подвижными. Рассмотрим пример расчета вала, изображенного на рис. 13.1. Для этого вала, учитывая наклон зуба шестерни и направление действия момента T , левую опору принимаем шарнирно-неподвижной, а правую – шарнирно-подвижной опорой (рис. 13.1).

Действительные нагрузки распределены по длине ступицы и ширине подшипника. Расчетные нагрузки рассматривают как сосредоточенные. На чертеже (см. рис. 13.1) вал нагружен окружной силой F_t , радиальной силой F_r и осевой силой F_a , которые приложены в полюсе зацепления и крутящим моментом T на полумуфте (рис. 13.4). Большинство муфт вследствие несоосности соединяемых валов нагружают вал дополнительной силой F_M . Для редукторов общего назначения $F_M \approx 125 \sqrt{T}$ (входные и выходные валы одноступенчатых редукторов). Здесь T – в Н·м.

Силы F_t , F_r , F_a переносятся на ось вала (на рис. 13.4, б) и изображены отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом возникают пары сил, равные $T = 0,5 F_t d_1$ и $M_a = 0,5 F_a d_1$. Здесь d_1 – диаметр делительной окружности шестерни. Определяют реакции опор вала A_1 , B_1 , A_2 и B_2 , пользуясь расчетной схемой, показанной на рис. 13.4, б.

Под расчетной схемой строятся эпюры изгибающих (рис. 13.4, в, г) моментов в вертикальной (рис. 13.4, в) и горизонтальной (рис. 13.4, г) плоскостях от всех действующих нагрузок, а также эпюру крутящего момента (рис. 13.4, д). По этим эпюрам определяют суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала. Например, для сечения $I—I$ изгибающий момент

$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{\ell} + M_a \frac{a}{\ell}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{\ell} + F_M \frac{ca}{\ell}\right)^2} \quad (13.3)$$

Из опыта эксплуатации установлено, что для валов основным видом разрушения становится усталостное. Статическое разрушение встречается

очень редко. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Для валов расчет на сопротивление усталости (уточненный расчет) считается основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

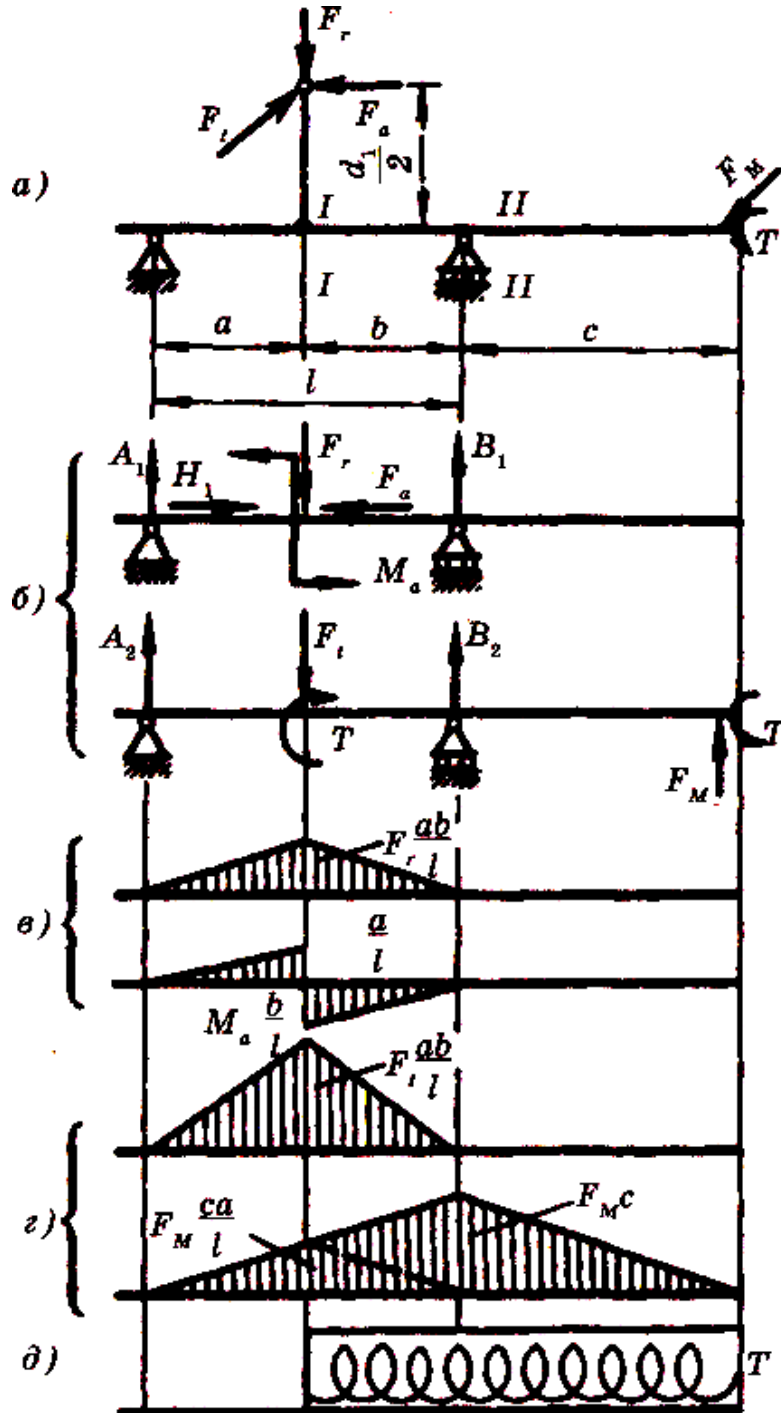


Рис. 13.4. К расчету вала

Далее необходимо установить характер цикла нагружений. При вращении вала нормальные напряжения изгиба в различных точках его

поперечного сечения изменяются по симметричному циклу (рис. 13.5, а) даже при постоянной нагрузке. Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В условиях эксплуатации трудно установить действительный цикл нагрузки, поэтому для напряжений кручения принимают отнулевой (рис. 13.5, б). Неточности такого приближенного расчета компенсируются при выборе коэффициентов запаса сопротивления усталости.

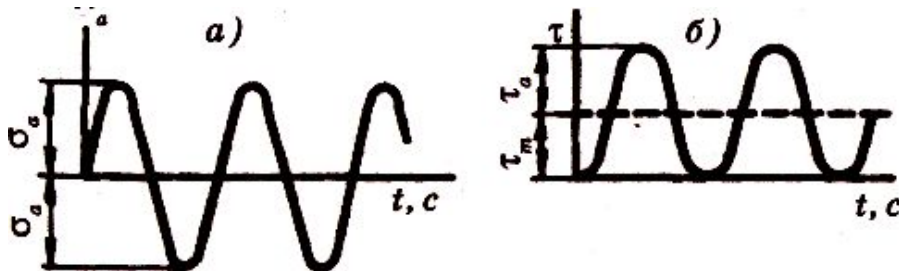


Рис. 13.5. Характер изменения нормальных и касательных напряжений при уточненном расчете валов

Далее необходимо определить опасные сечения вала, которые подлежат проверке. По эпюрам выделяем сечения $I—I$ и $II—II$ (рис. 13.4). При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений (см. рис. 13.1 и 13.4). Для опасных сечений определяют коэффициенты запаса сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми. При одновременном действии напряжений изгиба и кручения коэффициент запаса сопротивления усталости определяют по формуле

$$S = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 1,5 \dots 2,5 \quad (13.4)$$

где s_σ — коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (13.5)$$

s_τ — коэффициент запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} \quad (13.6)$$

В этих формулах σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости соответственно при изгибе и при кручении при симметричном цикле изменения напряжений. Это характеристики материала, которые выбираются по справочникам или по приближенным формулам:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B; \tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B;$$

σ_a и τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m и τ_m – средние напряжения циклов соответственно при изгибе и кручении.

Согласно принятому условию (см. рис. 13.5), при расчете валов

$$\sigma_a = \frac{M}{0,1d^3}; \sigma_m = 0; \tau_a = \tau_m = 0,5 \frac{T}{0,2d^3} \quad (13.7)$$

ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность вала соответственно при изгибе и при кручении. Эти значения зависят от механических характеристик материала.

Их принимают:

$$\begin{aligned} \psi_\sigma &= 0,05; \psi_\tau = 0 \text{ – углеродистые мягкие стали;} \\ \psi_\sigma &= 0,1; \psi_\tau = 0,05 \text{ – среднеуглеродистые стали;} \\ \psi_\sigma &= 0,15; \psi_\tau = 0,1 \text{ – легированные стали.} \end{aligned} \quad (13.8)$$

K_d – масштабный фактор, то есть коэффициент, учитывающий влияние размеров сечения вала на прочность (выбирают по справочникам в зависимости от диаметра и марки материала); K_F – фактор шероховатости поверхности (выбирают по справочникам в зависимости шероховатости поверхности и предела прочности σ_B стали); K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (выбирают по справочникам в зависимости от вида концентратора в расчетном сечении и σ_B).

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив один из методов поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т. п. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Формулы (13.5) используются для расчета на длительный срок службы.

Проверка статической прочности. Эту проверку выполняют с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, пусковых и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (13.9)$$

где

$$\sigma_u = \frac{M}{0,1d^3}, \quad \tau = \frac{T}{0,2d^3} \quad (13.10)$$

Здесь M и T – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузке.

Предельное допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимают близким к пределу текучести σ_T :

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T \quad (13.11)$$

Расчет на жесткость. Упругие деформации вала отрицательно сказываются на работе связанных с ним деталей: подшипников, зубчатых колес, катков фрикционных передач и т. п. От прогиба вала (рис. 13.6) в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зуба (см. рис. 11.5). При больших углах поворота θ в подшипнике может произойти защемление вала (см. правую опору на рис. 13.6). В металлорежущих станках перемещения валов (в особенности шпинделей) снижают точность обработки и качество поверхности деталей. В делительных и отсчетных механизмах упругие перемещения снижают точность измерений и т. д.

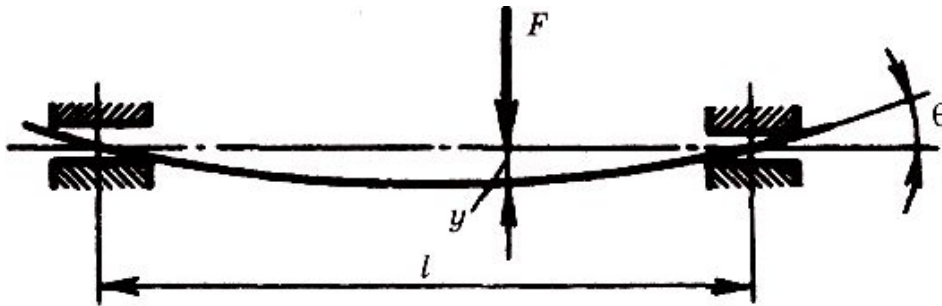


Рис. 13.6. Прогиб вала под нагрузкой

Допускаемые упругие перемещения зависят от конкретных требований к конструкции и определяются в каждом отдельном случае. Так, например, для валов зубчатых цилиндрических передач допустимая стрела прогиба под колесом $[y] \sim 0,01m$, где m – модуль зацепления.

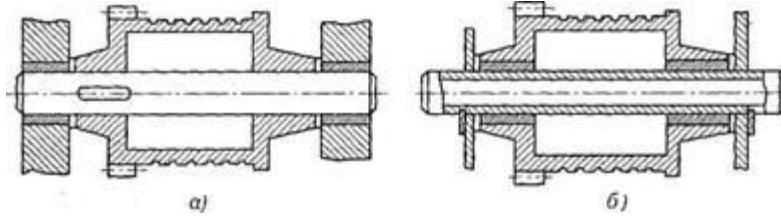
Малое значение допускаемых перемещений иногда приводит к тому, что размеры вала определяет не прочность, а жесткость. Тогда нецелесообразно изготовлять вал из дорогих высокопрочных сталей.

Перемещения при изгибе целесообразно определять, используя интеграл Мора или способ Верещагина (см. курс «Сопротивление материалов»).

Контрольные вопросы:

- Какая разница между валом и осью и какие деформации испытывают вал и ось при работе?
- Что называют цапфой, шипом, шейкой и пятой?
- Каковы основные критерии работоспособности валов и осей и какими параметрами их оценивают?
- Какой динамический характер имеют напряжения изгиба в валах и осях?
- Каковы причины поломок валов и осей?
- В каком порядке выполняются этапы прочностного расчета валов?
- Какой диаметр определяется в проекторочном расчете валов?
- Почему валы рассчитывают в два этапа: первый — проекторочный расчет, второй — проверочный расчет?
- Какова цель проекторочного расчета, какой обычно диаметр вала определяют и почему?

- Какова цель проверочного расчета? Какой параметр при этом определяют?
- Каковы конструктивные и технологические способы повышения выносливости валов?
- Покажите на рисунке неподвижную и подвижную оси. Испытывает ли ось деформацию кручения?



- Что называют галтелью?
- Укажите наиболее распространенные марки сталей, применяемых для изготовления валов и осей.
- При каких напряжениях (постоянных или переменных) производят расчет валов и осей на статическую и усталостную прочность?
- В каких случаях производят расчет валов на жесткость?
- Как изображают силы на расчетных схемах по длине ступицы?
- Испытывают ли оси деформацию кручения?
- Опишите сущность проекторочного и проверочного (уточненного) расчета валов на прочность.
- Что понимают под жесткостью вала (оси)?
- Сформулируйте основное условие изгибной жесткости валов (осей).

- Покажите на рис. 13' вал.

1. Поз. 1 на рис. 13', а
2. Поз. 1 на рис. 13', б
3. Поз. 1 на рис. 13', в

- Покажите на рис. 13 неподвижную ось.

1. Поз. 1 на рис. 13', а
2. Поз. 1 на рис. 13', б
3. Поз. 1 на рис. 13', в

- Деталь 1 (см. рис. 13', в), соединяющая зубчатое колесо с барабаном, работает на кручение. Как правильно назвать эту деталь?

1. Подвижная ось
2. Неподвижная ось
3. Вал

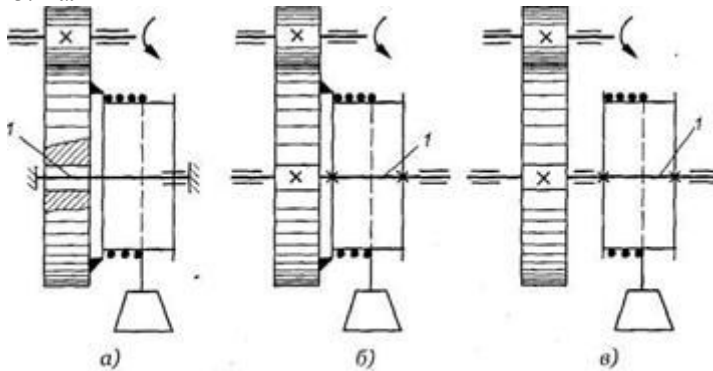


Рис.13'

- Применяют ли в общем машиностроении для изготовления валов и осей цветные металлы и сплавы на их основе?

1. Да
2. Нет

- Как рассчитывают подвижные оси на прочность?

1. Только на изгиб
2. Только на кручение
3. На совместное действие изгиба и кручения

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}}$$

- По формуле рассчитывают...

- 1) ...неподвижные оси
- 2) ...подвижные оси
- 3) ...валы передач
- 4) ...трансмиссионные валы
- 5) ...коренные валы

- По какой формуле проводят проверочный расчет валов передач?

$$1. \quad \sigma_u = \frac{M_u}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u$$

$$2. \quad \tau_k = \frac{M_k}{0,2d^3} \leq [\tau]_k$$

$$3. \quad \sigma_{\text{зпс}} = \frac{M_{\text{зпс}}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u$$

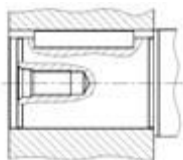
- По формуле $\varepsilon \geq [\varepsilon]$ приводят расчет...

- 1) ...на статическую прочность осей
- 2) ...на статическую прочность валов
- 3) ...на усталостную прочность осей
- 4) ...на усталостную прочность валов

- Условие жесткости валов на изгиб?

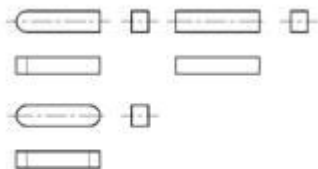
1. $f \leq [f]$
2. $f \leq [\theta]$

- Какое соединение вала со ступицей показано на рисунке.



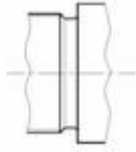
1. Шпоночное
2. Шлицевое
3. Штифтовое
4. Резьбовое

- Как называются детали, показанные на рисунке?



1. Шпонки
2. Шлицы
3. Штифты
4. Шпонки призматические

- Укажите название конструктивного элемента, показанного на рисунке.



1. Проточка
2. Канавка
3. Фаска
4. Галтель

- Укажите название конструктивного элемента, показанного на рисунке.



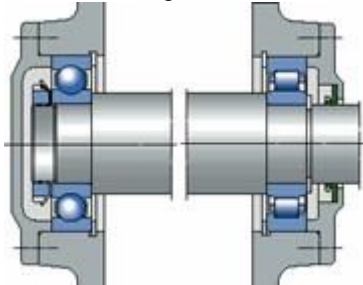
1. Проточка
2. Канавка
3. Фаска
4. Галтель

- Укажите название конструктивного элемента, показанного на рисунке.



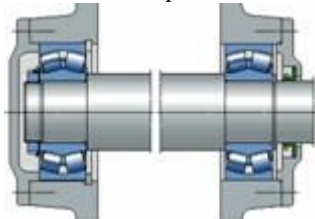
1. Проточка
2. Канавка
3. Фаска
4. Галтель

- Какая из опор вала выполнена фиксирующей?



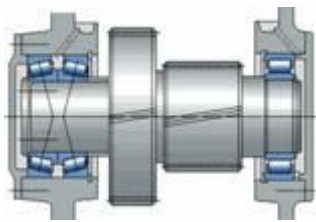
1. Левая
2. Правая
3. Обе
4. Ни одна

- Какая из опор вала выполнена плавающей?



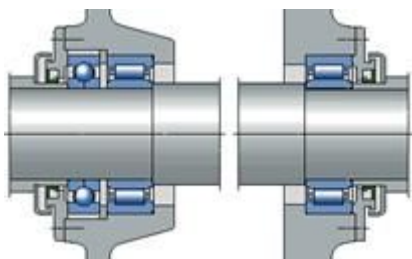
1. Левая
2. Правая
3. Обе
4. Ни одна

- Какая из опор вала выполнена фиксирующей?



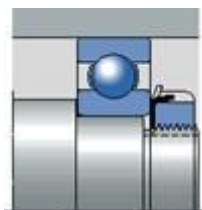
1. Левая
2. Правая
3. Обе
4. Ни одна

- Какая из опор вала выполнена фиксирующей?



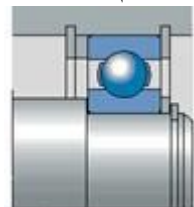
1. Левая
2. Правая
3. Обе
4. Ни одна

- С помощью каких деталей зафиксирован подшипник на валу?



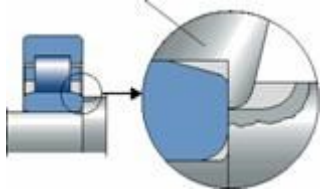
1. Гайк
2. Шайб
3. Гайки круглой шлицевой и стопорной многолапчатой шайбы
4. Подшипник не зафиксирован

- С помощью каких деталей зафиксирован подшипник в корпусе?



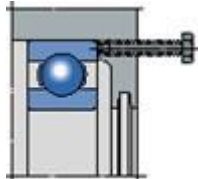
1. Подшипник не зафиксирован
2. Шайб
3. Двух упорных колец
4. Кольцо пружинное упорное плоское внутреннее концентрическое (2 шт.) и кольцо дистанционное (1 шт.)

- Укажите назначение пазов на валу



1. Для смазки подшипника
2. Для предотвращения проворота подшипника
3. Для фиксации подшипника
4. Для обеспечения доступа лап съемника при демонтаже внутреннего кольца подшипника с шейки вала

- Укажите назначение болта, показанного на рисунке



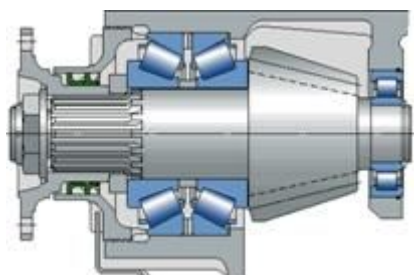
1. Для подачи смазки к подшипнику
2. Для крепления подшипника
3. Для демонтажа подшипника из отверстия в корпусной детали
4. Для монтажа подшипника в отверстие в корпусной детали

- Укажите назначение каналов, выполненных в валу



1. Для подачи смазки к подшипнику
2. Для крепления подшипника
3. Для подачи под давлением масла под внутреннее кольцо подшипника с целью облегчения его монтажа и демонтажа
4. Для отвода излишков смазочного масла от подшипника

- Как называется вал, показанный на рисунке?



1. Вал-шестерня
2. Шлицевой вал
3. Шестерня
4. На рисунке показана ось, а не вал

-

Укажите название уплотнительного элемента, показанного на рисунке?



1. Манжета резиновая армированная для валов по ГОСТ 8752-70
2. Сальниковое войлочное кольцо
3. Резиновая манжета уменьшенного сечения для гидравлических устройств
4. Резиновая уплотнительная манжета для пневматических устройств.

14. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

14.1. Общие сведения и классификация

Опора качения обычно состоит из: корпуса, подшипника качения, устройства для закрепления подшипника на валу и в корпусе, защитных и смазочных устройств подшипника. Подшипники качения (рис. 14.1) состоят из: наружного и внутреннего колец с дорожками качения; шариков или роликов (тел качения), которые катятся по дорожкам качения; сепаратора, разделяющего и направляющего шарики или ролики, обеспечивающего их правильную работу. В некоторых подшипниках качения для уменьшения их габаритов отсутствует одно или оба кольца, а в некоторых отсутствует сепаратор.

По сравнению с подшипниками скольжения (в данной работе они не рассматриваются, так как имеют ограниченное применение) подшипники качения имеют следующие достоинства: малые моменты сил трения, значительно меньшие пусковые моменты, небольшой нагрев, незначительный расход смазочных материалов, простое обслуживание. Эти преимущества подшипников качения обеспечивают им широкое распространение в различных областях машиностроения и приборостроения. Подшипники качения стандартизованы, производство их сосредоточено на специализированных заводах. Принцип массового изготовления подшипников качения позволяет их выпускать высокого качества при сравнительно небольшой стоимости.

Подшипники качения имеют следующие недостатки: меньшая долговечность при больших угловых скоростях и при больших нагрузках; ограниченная способность воспринимать ударные и динамические нагрузки; большие радиальные габариты при высоких нагрузках.

По форме тел качения различают: шариковые (рис. 14.1 – 1, 2, 3, 8) и роликовые (рис. 14.1 – 4, 5, 6, 7) подшипники. Роликоподшипники в зависимости от формы роликов различают: с цилиндрическими короткими (рис. 14.1 – 4) и длинными роликами, с коническими роликами (рис. 14.1 – 5), с бочкообразными роликами (рис. 14.1 – 6), с игольчатыми роликами (рис. 14.1 – 7), то есть с длинными цилиндрическими роликами малого диаметра.

По числу рядов тел качения подшипники различают одно- (рис. 14.1 – 1, 3, 4, 5), двух- (рис. 14.1 – 2, 6) и многорядные.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают подшипники: радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку (рис. 14.1 – 4, 7); радиальные, но воспринимающие также и некоторую осевую нагрузку (рис. 14.1 – 1, 2, 6); упорные, воспринимающие только осевую нагрузку (рис. 14.1 – 8); радиально-упорные, основная нагрузка

радиальная и частично осевая (рис. 14.1 — 3,5) и упорно-радиальные, воспринимающие в основном осевую нагрузку и частично радиальную.

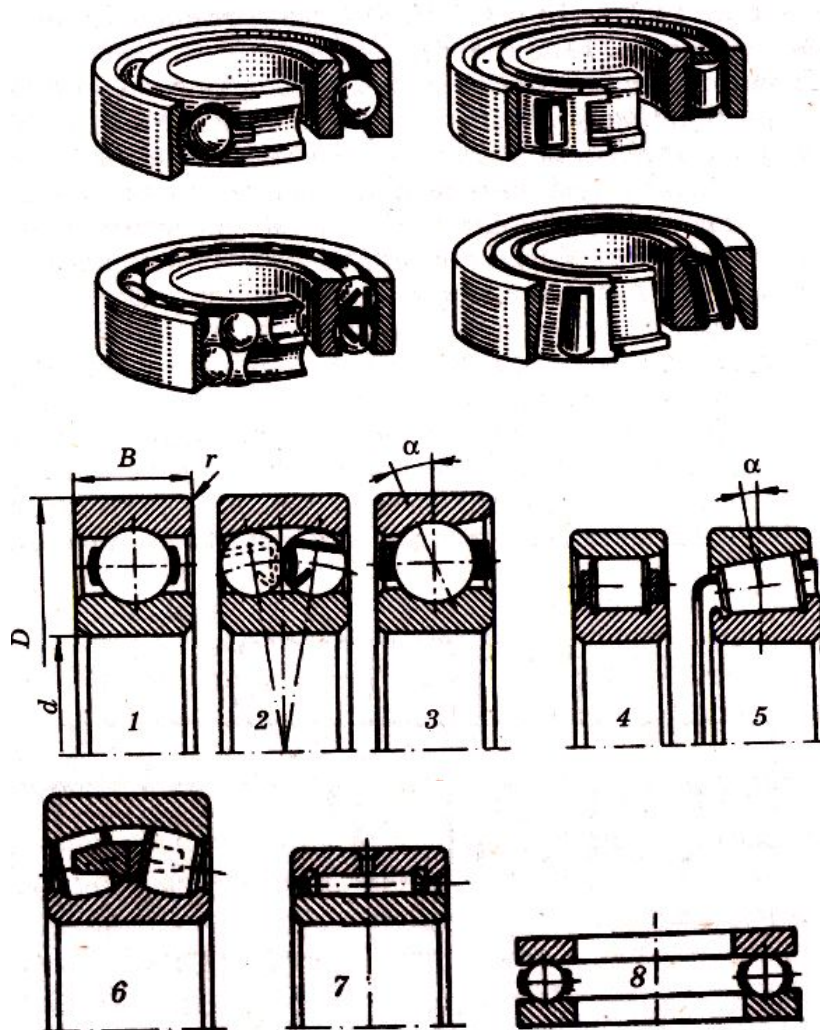


Рис. 14.1. Виды подшипников качения

По конструктивному и эксплуатационному признаку подшипники качения подразделяются на несамоустанавливающиеся (рис. 14.1 — 1,3, 4, 5, 7, 8) и самоустанавливающиеся сферические (рис. 14.1 — 2, 6).

Шарикоподшипники работают лучше, чем роликоподшипники при больших угловых скоростях, обладают большей самоустанавливаемостью и все они могут воспринимать осевую нагрузку. Роликоподшипники по сравнению с шарикоподшипниками при тех же габаритных размерах обладают большей грузоподъемностью. Однако потери на трение в роликовых подшипниках больше, чем в шариковых: значения коэффициента трения для шарикоподшипников $f = 0,001...0,004$, для роликоподшипников $f = 0,0025...0,01$. Роликовые подшипники более чувствительны к перекосу валов, чем шариковые.

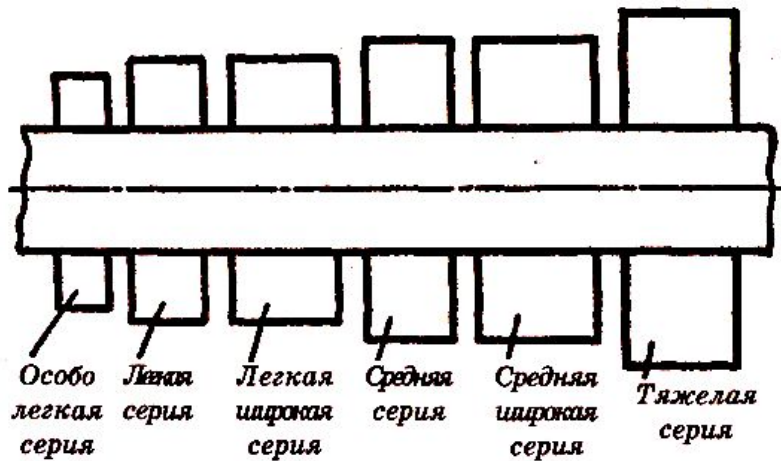


Рис. 14.2. Размерные серии подшипников качения

По нагрузочной способности (или по габаритам) подшипники делятся на семь серий диаметров и ширин: сверхлегкую, особо легкую, легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую. Примерное соотношение между габаритами различных серий для подшипников качения одного и того же внутреннего диаметра показано на рис. 14.2. По классам точности изготавливают: 0 (нормального класса); 6 (повышенного); 5 (высокого); 4 (особо высокого) и 2 (сверхвысокого). От точности изготовления зависит работоспособность подшипника, но одновременно возрастает его стоимость:

Класс точности 0 6 5 4 2

Относительный коэффициент стоимости (приблизительно) 1 1,3 2 4 10

Все подшипники качения изготавливают из высокопрочных подшипниковых сталей ШХ15, ШХ15СГ, 18ХГТ и др., с термообработкой, обеспечивающей высокую твердость. Работоспособность подшипника существенно зависит от качества сепаратора. Большинство сепараторов выполняют штампованными из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях (более 10...15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюралюминия или пластмассы (рис. 14.1 – 3).

Подшипники качения маркируют нанесением на торец колец ряда цифр и букв, условно обозначающих внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности и др.

Две первые цифры справа обозначают его внутренний диаметр d . Для подшипников с $d = 20...495$ мм размер внутреннего диаметра определяется умножением указанных двух цифр на 5. Так, например, подшипник 7309 имеет $d = 45$ мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника. Особо легкая серия обозначается цифрой 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и т. д.

Например, подшипник 7309 – средней серии.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

Радиальный шариковый однорядный	0*
Радиальный шариковый сферический	1
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый сферический	3
Радиальный роликовый с длинными роликами или игольчатый	4
Радиальный роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6
Роликовый конический	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

*Если после 0 слева нет цифр, то 0 в условном обозначении подшипника не проставляется.

В предыдущем примере подшипник 7309 – роликовый конический.

Пятая или пятая или шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа.

Седьмая цифра справа – серию ширины.

Цифры, стоящие через тире впереди цифр условного обозначения подшипника, указывает его класс точности.

Примеры обозначения подшипников: 4 – 2208 – подшипник роликовый с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии, $d = 40$ мм, четвертого класса точности; 211 – подшипник шариковый радиальный, легкой серии, с $d = 55$ мм, нормальным классом точности.

14.2. Виды повреждений, критерии работоспособности и расчета

Потеря работоспособности подшипников качения вызывается следующими причинами.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей деталей, вызываемое переменными напряжениями, наблюдается у подшипников после длительного времени их работы в нормальных условиях.

Износ колец и тел качения при работе подшипников в абразивной среде и недостаточной защите их от грязи (транспортные, сельскохозяйственные, горные, строительные и т. п. машины).

Раскалывание колец и тел качения связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекосы колец, заклинивание тел качения и т. п. При нормальных условиях эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

Остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчет подшипников качения базируется только на двух критериях:

1. Расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям.

2. Расчет на ресурс (долговечность) по усталостному выкрашиванию.

Расчеты по другим критериям не разработаны, так как эти критерии связаны с рядом случайных факторов, трудно поддающихся учету.

При проектировании машин подшипники качения подбирают из числа стандартных по условным формулам. Методика подбора стандартных подшипников гостирована.

Различают подбор подшипников по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивания), и по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций.

14.3. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности C (по заданному ресурсу или долговечности)

Этот подбор выполняют при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$. При n от 1 до 10 мин^{-1} в расчет принимают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$. Условие подбора:

$$C \text{ (потребная)} \leq C \text{ (паспортная)}. \quad (14.1)$$

Паспортная динамическая грузоподъемность C — это такая постоянная нагрузка, которую может выдержать подшипник в течение 1 млн оборотов без появления признаков усталостного повреждения не менее чем у 90% из числа подшипников, подвергающихся испытаниям. Значения C приведены в каталогах для подшипников качения. При этом под нагрузкой понимают радиальную для радиальных и радиально-упорных подшипников (с невращающимся наружным кольцом), осевую для упорных и упорно-радиальных (при вращении одного из колец).

Динамическая грузоподъемность и ресурс связаны эмпирической зависимостью

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ или } C = P \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 a_2}} \quad (14.2)$$

где L — ресурс, млн. оборотов; P — эквивалентная динамическая нагрузка (см. ниже); $p = 3$ — для шариковых и $p = \frac{10}{3} \approx 3,33$ — для роликовых подшипников; a_1 — коэффициент надежности. В каталогах указаны значения C (паспортная) с коэффициентом надежности $S = 0,9$. В тех случаях, когда необходимо увеличить надежность, значения a_1 принимают:

a_2 — обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации. При обычных условиях применения: для шарикоподшипников (кроме сферических) $a_2 = 0,7 \dots 0,8$; для роликоподшипников конических $a_2 = 0,6 \dots 0,7$.

Формула (14.2) получена в результате испытаний на усталость подшипников качения. На основании испытаний строят кривую усталости с заданной вероятностью неразрушения. Эта кривая подобна кривой на рис. 11.17, но отличается тем, что практически не имеет горизонтального участка, а за координаты приняты: по оси абсцисс – L (млн. оборотов) вместо числа циклов N_H ; по оси ординат – нагрузка P вместо напряжений σ_H . Кривая аппроксимируется зависимостью $P^p L = \text{const}$. Константу определяют, приняв $L = 1$, и обозначают C^p . Тогда $P^p L = C^p$ и далее записывают в виде формулы (14.2). Значение C зависит не только от прочности материала, но также от конструктивных и технологических характеристик подшипника.

Если частота вращения n постоянна, номинальную долговечность (ресурс) удобнее определять в часах:

$$L_h = a_1 a_2 \left(\frac{C}{P} \right)^p \left[\frac{10^6}{60n} \right] = \frac{L \cdot 10^6}{60n}. \quad (14.3)$$

Для редукторов общего назначения $L_h \geq 10000$ ч.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая условная постоянная радиальная нагрузка P_r , которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую имеет подшипник при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет P_a – постоянная центральная осевая нагрузка при вращении одного из колец:

$$\begin{aligned} P_r &= (XVF_r + YF_a) K_\sigma K_T \\ P_a &= (XF_r + YF_a) K_\sigma K_T \end{aligned} \quad (14.4)$$

где F_r – радиальная нагрузка; F_a – осевая нагрузка;

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки (X и Y указываются в справочнике для подшипников качения);

V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$);

K_σ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки: спокойная $K_\sigma = 1$, умеренные толчки $K_\sigma = 1,3 \dots 1,5$, с сильными ударами (толчками) $K_\sigma = 2,5 \dots 3$;

K_T – температурный коэффициент (для стали ШХ15 при t до 100°C $K_T = 1$, при $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,4$ соответственно).

В табл. 14.1 значения X и Y различны в зависимости от отношения $\frac{F_a}{VF_r}$. Объясняется это тем, что до некоторых пределов, равных коэффициенту этого отношения e , дополнительная осевая нагрузка не ухудшает условия работы подшипника. Она уменьшает радиальный зазор

в подшипнике и выравнивает распределение нагрузки (в том числе радиальной) по телам качения.

Таблица 14.1

Тип подшипника	α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный Шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный	1	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
	2	0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54

14.4. Проверка и подбор подшипников по статической грузоподъемности

Эквивалентная динамическая нагрузка P растет с уменьшением ресурса, и не имеет ограничения. Фактически нагрузка ограничена потерей статической прочности, или так называемой статической грузоподъемностью. Статическую грузоподъемность используют для подбора подшипников при малой частоте вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений, а также, если необходимо, для проверки подшипников, рассчитанных по динамической грузоподъемности. Условие проверки и подбора

$$P_0 \leq C_0 \quad (14.5)$$

где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка; C_0 – статическая грузоподъемность.

Под статической грузоподъемностью C_0 понимают такую статическую нагрузку, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения. Под нагрузкой понимают

радиальную для радиальных и радиально-упорных подшипников, осевую для упорных и упорно-радиальных. Значения C_0 указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \text{ но не меньше, чем } P_0 = F_r, \quad (14.6)$$

где F_r – радиальная нагрузка; F_a – осевая нагрузка; X_0 – коэффициент радиальной статической нагрузки; Y_0 – коэффициент осевой статической нагрузки. Последние коэффициенты выбирают по справочникам.

14.5. Особенности расчета нагрузки радиально-упорных подшипников

Эти особенности связаны с наклоном контактных линий на угол α к торцовой плоскости подшипника (см. рис. 14.1 – 3,5 и рис. 14.3). На рис. 14.3 в качестве примера изображены конструктивная a и расчетная b схемы для подшипников вала конической шестерни (см. рис. 11.14).

Нагрузки в зацеплении перенесены на ось вала: $F_{r\Sigma} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$, $M = \frac{F_a d_{m1}}{2}$, где F_t , F_r и F_a – определяются по формулам (11.39). Нагрузка на конце вала – F_M .

Радиальные нагрузки подшипников F_{r1} и F_{r2} определяют по двум уравнениям равновесия: $\sum F = 0$ и $\sum M = 0$. Следует отметить, что F_{r1} и F_{r2} приложены в точках пересечения контактных нормалей с осью вала. Расстояние между этими точками зависит от схемы расположения подшипников и значения угла α . Если каждый подшипник на рис. 14.3 развернуть в плоскости чертежа на 180° с соответствующим изменением положения упорных буртиков, то точки приложения сил F_{r1} и F_{r2} сместятся внутрь, расстояние между ними уменьшится, а силы F_{r1} и F_{r2} возрастут – неблагоприятный вариант.

Для определения двух осевых нагрузок F_{a1} и F_{a2} имеем только одно уравнение $\sum F_x = 0$ или

$$F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (14.7)$$

В общем случае $F_{a1} \neq F_{a2}$, поэтому для решения необходимо рассмотреть дополнительные условия. Наклон контактных линий в радиально-упорных подшипниках приводит к тому, что радиальные нагрузки F_r вызывают внутренние осевые силы S , которые стремятся раздвинуть кольца подшипника в осевом направлении (рис. 14.3, в).

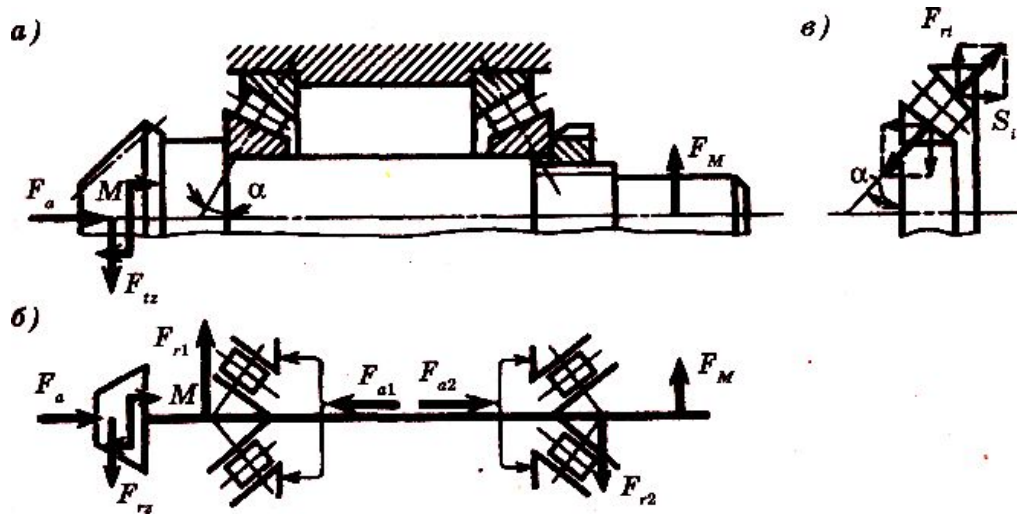


Рис. 14.3. Расчетная схема для радиально-упорных подшипников

Этому препятствуют упорные буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями F_{a1} и F_{a2} . При этом должны быть соблюдены условия $F_{a1} \geq S_1$ и $F_{a2} \geq S_2$, (14.8) иначе кольца раздвинутся (расчет сил S см. дальше).

Кроме того, для решения задачи принимают, что в одном из подшипников осевая сила равна минимально возможной по условию нераздвижения колец, то есть $F_{a1} = S_1$ получим

$$F_{a2} = S_1 - F_a \quad (14.9)$$

и если при этом $F_{a2} \geq S_2$, то осевые силы определены правильно.

Если $F_{a2} < S_2$, то принимают $F_{a2} = S_2$ и находят

$$F_{a1} = S_2 - F_a \quad (14.10)$$

При этом обязательно выполняется условие $F_{a1} \geq S_1$, так как при $F_{a1} = S_1$ было $F_{a2} < S_2$, а при увеличении F_{a2} должна увеличиваться и F_{a1} [см. уравнение (14.7)].

Значение сил S зависит от типа подшипника, угла α и условий сборки или регулировки подшипников. Если подшипники собраны с большим зазором, то всю нагрузку воспринимает один или два ролика. При этом (рис. 14.3, в) $S_i = F_{ri} \tan \alpha$, где i – в общем случае номер опоры.

Большие зазоры приводят к быстрому разрушению подшипников и поэтому недопустимы. Обычно устанавливают зазоры, близкие к нулю. В этом случае под нагрузкой находится примерно половина тел качения, а суммарная осевая составляющая:

$$S_i = e F_{ri} \text{ — для радиально-упорных шариковых,}$$

$S_i = 0,83 e F_{ri}$ — для конических роликоподшипников, (14.11) где e — параметр осевой нагрузки выбирается по справочникам в зависимости от типа подшипника (см. табл. 14.1).

Контрольные вопросы

- Каковы основные требования к выбору подшипников качения?
- Каковы основные типы подшипников качения?
- Что такое статическая и динамическая грузоподъемности подшипников?
- Как производится подбор подшипников по динамической грузоподъемности?
- Почему упорные подшипники значительно тихоходнее радиальных того же размера?
- Как определяются осевые нагрузки при фиксации двух опор вала в радиально-упорных подшипниках?
- Укажите основные виды расчетов подшипников качения.
- Каковы основные принципы конструирования подшипниковых узлов?
- Из каких деталей состоят подшипники качения? Каково назначение сепаратора в подшипнике?
- Чем принципиально отличаются подшипники качения от подшипников скольжения!
- Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
- Как классифицируют подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки, по форме тел качения, по основным конструктивным признакам?
- Какие различают основные типы шарико- и роликоподшипников? Где их применяют?
- Каковы особенности конструкции и работы сферических и игольчатых подшипников? Где их применяют?
- Определите тип и размер внутреннего диаметра подшипников, имеющих условные обозначения: 408, 2306, 36207, 1209.
- Сравните подшипники, имеющие условные обозначения: 7206 и 6-7306.
- Определить внутренний диаметр и серию подшипника 50312.
- Запишите характеристику подшипников качения, имеющих обозначение (клеймо) 2404.
- Перечислите типы подшипников качения, относящихся к радиальным, радиально-упорным, упорным.
- Допускает ли осевую нагрузку подшипник 2412?
- Считаете ли вы правильным при проектировании новых машин применение только подшипников качения? Почему?
- Какого типа подшипники следует выбрать для редуктора с шевронными зубчатыми колесами? Почему?
- Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца и сепараторы?
- Укажите характер и причины повреждения подшипников качения. Каковы внешние признаки выбраковки подшипников?
- Что понимают под базовой динамической радиальной грузоподъемностью подшипника качения?
- Что понимают под эквивалентной радиальной динамической нагрузкой подшипника качения? Как вычисляют ее для основных типов подшипников?
- Что считается критерием работоспособности подшипников качения?
- В каком случае выбор подшипника производят по статической грузоподъемности?
- В чём заключается принцип конструкции подшипников качения?
- Для чего в подшипниках качения применяется смазка?
- Какие типы подшипников назначаются в зависимости от действующих в опорах нагрузок?
- Каковы причины поломок и критерии расчёта подшипников качения?
- Что такое долговечность подшипника?
- Что такое грузоподъёмность подшипника?

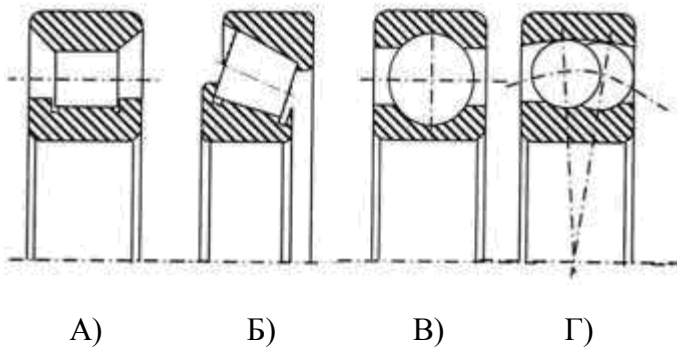
- Что такое эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник и как она определяется?
- Как фиксируются внутреннее и наружное кольца подшипника качения?
- Назовите основные причины, влияющие на долговечность подшипников качения.
- Перечислите основные виды разрушения деталей подшипников.
- Как и зачем регулируется жёсткость подшипника качения?
- С какой целью применяются уплотнения в подшипниковых узлах?
- Какие типы уплотнений применяют для подшипниковых узлов?
- Какие посадки на вал и в корпус назначаются для подшипников качения?
- Как выполняется монтаж и демонтаж подшипников качения?
- Какие виды смазок применяются для подшипников качения?
- Почему подшипники качения получили преимущественное распространение? Их преимущества и недостатки?
- Как распределяется радиальная нагрузка по телам качения подшипника?
- Где больше контактные напряжения: на внутреннем или наружном кольцах радиального подшипника — и почему?
- Почему выгоднее вращение внутреннего кольца?
- Чему равна окружная скорость сепаратора в зависимости от окружной скорости вала?
- К каким вредным последствиям приводит разноразмерность диаметров тел качения?
- С чем связаны ограничения частоты вращения подшипников в ГОСТе? Для каких типов подшипников допускаемые частоты вращения меньше?
- Какие виды разрушения наблюдаются у подшипников качения и по каким критериям работоспособности их рассчитывают?
- Что такое динамическая C и статическая C_0 грузоподъемности подшипника?
- Что такое эквивалентная динамическая нагрузка P подшипника?
- Какой зависимостью связаны C и P с ресурсом L подшипника?
- Как учитывают надежность, качество материала и условия эксплуатации при определении ресурса L подшипника?
- Условие подбора подшипника по динамической грузоподъемности?
- Как учитывают переменность режима нагрузки?
- При каких условиях эксплуатации подшипники подбирают по статической грузоподъемности?
- Условие подбора подшипников по статической грузоподъемности.
- Каковы особенности расчета осевой нагрузки пары радиально-упорных подшипников?
- Перечислите недостатки применения жидкого смазочного материала по сравнению с пластичным для подшипников качения.
- В чем состоит принципиальное различие назначения смазывания в подшипниках качения и скольжения?
- Подшипники редуктора смазывают пластичной смазкой. Какие особенности конструкции позволяют сделать это?
- Как вычисляют расчетную осевую силу на каждый из подшипников двухопорного вала?
- Как при подборе подшипников качения учитывают переменный типовой режим нагружения?
- Как подбирают подшипники качения по таблицам каталога?
- Что понимают под базовой статической радиальной грузоподъемностью подшипника качения?
- Какие различают опоры по способности фиксировать осевое положение вала? Какие нагрузки могут воспринимать эти опоры? Какие типы подшипников применяют в них?

- Какие применяют способы крепления колец подшипников на валах и в корпусах?
- Для чего применяют смазывание подшипников качения, какими способами его осуществляют?
- С какой целью и какие виды уплотняющих устройств применяют в подшипниковых узлах?
- Как производят монтаж и демонтаж подшипников качения?

Тесты для самопроверки

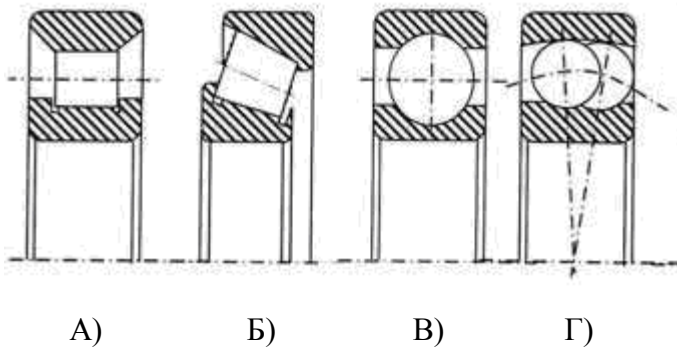
- Подшипник качения состоит из.....
 - 1) Внутреннего и наружного колец, тел качения, сепаратора
 - 2) Вкладыша, корпуса, тел качения
 - 3) Корпуса, сепаратора, тел качения
 - 4) Внутреннего и наружного колец, тел качения
- Сепаратор в подшипнике.....
 - 1) Разделяет и направляет тела качения
 - 2) Увеличивает нагрузочную способность
 - 3) Уменьшает трение
 - 4) Направляет тела качения
- По форме тел качения подшипники разделяют на
 - 1) Шариковые, роликовые
 - 2) Радиальные, упорные
 - 3) Роликовые, упорные
 - 4) Шариковые, радиальные
- Только осевую нагрузку воспринимает подшипник
 - 1) Шариковый радиальный однорядный
 - 2) Роликовый радиально-упорный
 - 3) Шариковый упорный
 - 4) Роликовый двухрядный радиальный сферический
- Диаметр внутреннего кольца подшипника 210 равен.....
 - 1) 10мм
 - 2) 50мм
 - 3) 100мм
 - 4) 200мм
- Подшипники качения рассчитывают по статической грузоподъемности при
 - 1) $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$
 - 2) $n < 1 \text{ мин}^{-1}$
 - 3) $n > 10 \text{ мин}^{-1}$
 - 4) $n > 100 \text{ мин}^{-1}$

- Шариковый радиальный однорядный подшипник изображен на рисунке.....



- 1) А
- 2) Б
- 3) В
- 4) Г

- Роликовый радиально-упорный подшипник изображен на рисунке.....



- 1) А
- 2) Б
- 3) В
- 4) Г

- Радиально-упорные подшипники могут воспринимать..... нагрузки

- 1) Радиальные
- 2) Осевые
- 3) Радиальные и осевые
- 4) тангенциальные

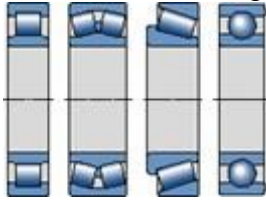
- Большой нагрузочной способностью при одном и том же диаметре внутреннего кольца обладают подшипники серии

- 1) Особолегкой
- 2) Легкой
- 3) Средней
- 4) Тяжелой

- Наиболее высоким из перечисленных классов точности подшипников качения является.....

- 1) 0
- 2) 6
- 3) 5
- 4) 4

- Что показано на рисунке?



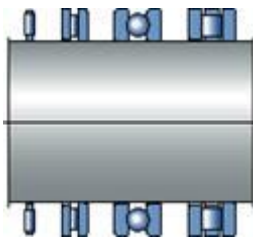
1. Подшипники качения
2. Подшипники скольжения
3. Шарики и ролики
4. Втулки

- Что показано на рисунке?



1. Роликоподшипники радиальные игольчатые
2. Роликоподшипники радиальные
3. Ролики
4. Ролики длинные

- Что показано на рисунке?



1. Подшипники радиальные
2. Подшипники радиально-упорные
3. Подшипники упорные
4. Подшипники скольжения

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник радиальный однорядный
2. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный
3. Шарикоподшипник упорно-радиальный однорядный
4. Шарикоподшипник многорядный

- Что показано на рисунке?



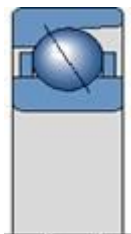
1. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический
2. Шарикоподшипник упорно-радиальный
3. Шарикоподшипник радиальный однорядный
4. Роликоподшипник радиальный двухрядный

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник радиальный однорядный
2. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический
3. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец
4. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник радиальный однорядный
2. Шарикоподшипник радиальный однорядный четырехточечный
3. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец
4. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник радиальный однорядный
2. Шарикоподшипник радиальный однорядный четырехточечный
3. Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец
4. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный

- Что показано на рисунке?



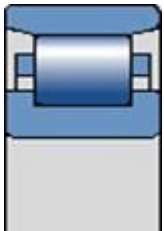
1. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный
2. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без внутреннего кольца
3. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без наружного кольца
4. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный

- Что показано на рисунке?



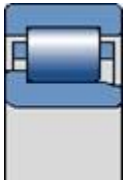
1. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный
2. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без внутреннего кольца
3. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без наружного кольца
4. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный

- Что показано на рисунке?



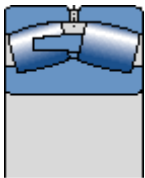
1. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный
2. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без внутреннего кольца
3. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без наружного кольца
4. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный

- Что показано на рисунке?



1. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный
2. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без внутреннего кольца
3. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный без наружного кольца
4. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный

- Что показано на рисунке?



1. Роликоподшипник радиальный сферический двухрядный
2. Шарикоподшипник радиально-упорный сдвоенный
3. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический
4. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник упорный одинарный
2. Шарикоподшипник упорный двойной
3. Роликоподшипник упорный сферический
4. Подшипник шарнирный

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник упорный одинарный
2. Шарикоподшипник упорный двойной
3. Роликоподшипник упорный сферический
4. Подшипник шарнирный

- Что показано на рисунке?



1. Шарикоподшипник упорный одинарный
2. Шарикоподшипник упорный двойной
3. Роликоподшипник упорный сферический
4. Подшипник шарнирный

- Что показано на рисунке?



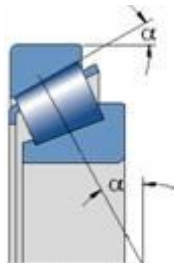
1. Шарикоподшипник упорный одинарный
2. Шарикоподшипник упорный двойной
3. Роликоподшипник упорный сферический
4. Подшипник шарнирный

- Что показано на рисунке?



1. Роликоподшипник радиально-упорный конический однорядный
2. Роликоподшипник радиально-упорный конический двухрядный
3. Роликоподшипник радиально-упорный конический четырехрядный
4. Роликоподшипник упорный сферический

- Что показано на рисунке?



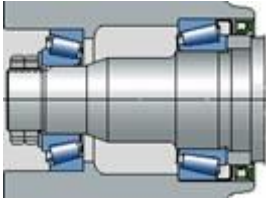
1. Роликоподшипник радиально-упорный конический однорядный
2. Роликоподшипник радиально-упорный конический двухрядный
3. Роликоподшипник радиально-упорный конический четырехрядный
4. Роликоподшипник упорный сферический

- Что показано на рисунке?



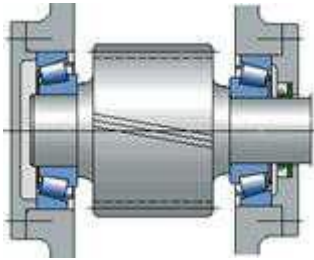
1. Роликоподшипник радиально-упорный конический однорядный
2. Роликоподшипник радиально-упорный конический двухрядный
3. Роликоподшипник радиально-упорный конический четырехрядный
4. Роликоподшипник упорный сферический

- Как называется показанная на рисунке схема установки подшипников?



1. В распор
2. В растяжку
3. С плавающей опорой
4. С фиксирующей опорой

- Как называется показанная на рисунке схема установки подшипников?



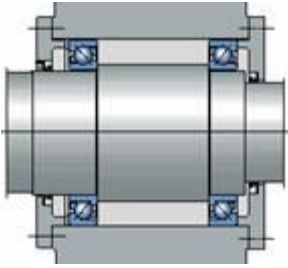
1. В распор
2. В растяжку
3. С плавающей опорой
4. С фиксирующей опорой

- Как называется показанная на рисунке схема установки подшипника?



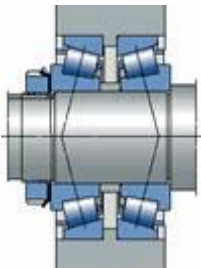
1. На закрепительной втулке
2. На гладком валу
3. С помощью гайки
4. С помощью шайбы

- Как называется показанная на рисунке схема установки подшипников?



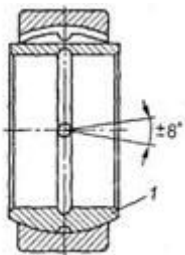
1. В распор
2. В растяжку
3. С плавающей опорой
4. С фиксирующей опорой

- Как называется показанная на рисунке схема установки подшипников?



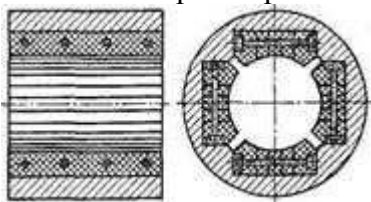
1. В распор
2. В растяжку
3. С плавающей опорой
4. С фиксирующей опорой

- Какой тип подшипника показан на рисунке?



1. Неразъемный
2. Разъемный
3. Самоустанавливающийся неразъемный
4. Самоустанавливающийся разъемный

- Какой материал применен для вкладышей, показанных на рисунке?



1. Сталь
2. Капрон
3. Бронза
4. Латунь

- Как должна изменяться ширина зазора с увеличением диаметра вала цапфы?

1. Увеличивается
2. Уменьшается
3. Необходимо произвести соответствующий расчет
4. Не изменяется

- К недостаткам подшипников скольжения относятся.....

- 1) большие габариты в осевом направлении
- 2) малые габариты в радиальном направлении
- 3) возможность работы при высоких скоростях и нагрузках
- 4) малая чувствительность к ударным нагрузкам

- В зависимости от направления нагрузки подшипники скольжения подразделяют на.....

- 1) радиальные, радиально-упорные, упорные
- 1) разъемные, неразъемные
- 3) выполненные в отдельном корпусе, встроенные в механизм
- 4) Высокоскоростные ($V > 30$ м/с)

- Достоинствами подшипников скольжения являются.....

- 1) малые габариты в радиальном направлении
- 2) возможность работы при высоких скоростях
- 3) возможность выполнения их разъемными
- 4) большие габариты в осевом направлении

- Изнашивание трущихся поверхностей отсутствует при..... режиме трения

- 1) жидкостном
- 2) полужидкостном
- 3) сухом
- 4) граничном

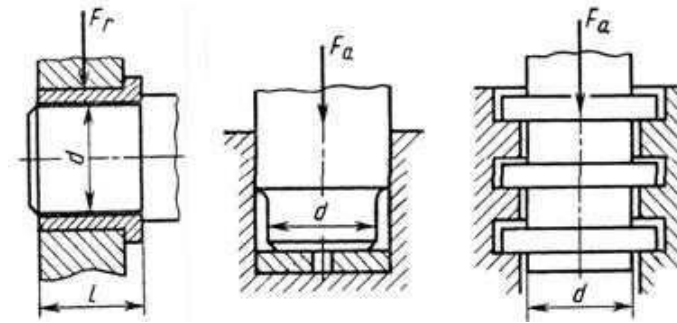
- Наиболее сложным по конструкции является..... подшипник

- 1) гидростатический
- 2) гидродинамический
- 3) сухого трения
- 4) подшипники с газовой смазкой

- Проверочный расчет подшипников скольжения, работающих при полужидкостном и сухом трении, заключается в определении ...

- 1) условного давления
- 2) произведения давления на скорость
- 3) диаметра цапфы вала
- 4) длины втулки

- Радиальный подшипник скольжения изображен на рисунке



A)

B)

C)

Д)

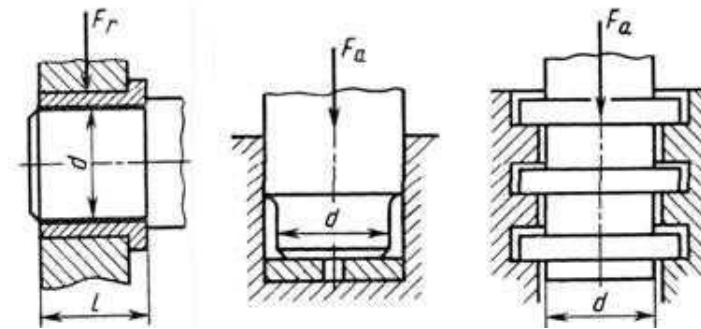
1) A

2) B

3) C

4) подшипник не изображен

- Упорный подшипник скольжения изображен на рисунке



A)

B)

C)

Д)

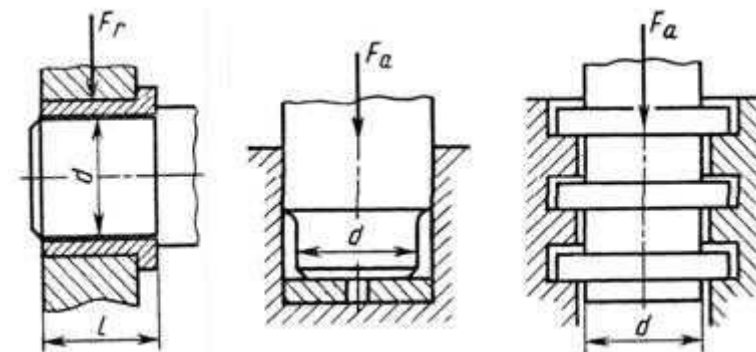
1) A

2) B

3) C

4) подшипник не изображен

- Радиально-упорный подшипник изображен на рисунке



A)

B)

C)

Д)

1) A

2) B

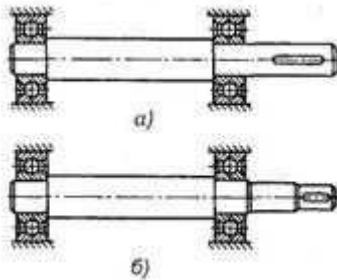
3) C

4) подшипник не изображен

- Чем отличается подпятник от подшипника скольжения?

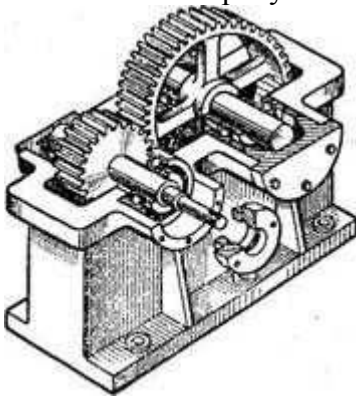
1. Поддерживает вращающиеся оси (валы) и воспринимает только радиальную нагрузку
2. То же, воспринимает только осевую нагрузку
3. То же, воспринимает радиальную и осевую нагрузку
4. Предельной частотой вращения

- На рисунке показано два варианта монтажа подшипников качения. В каком случае удобнее монтировать правый подшипник качения?



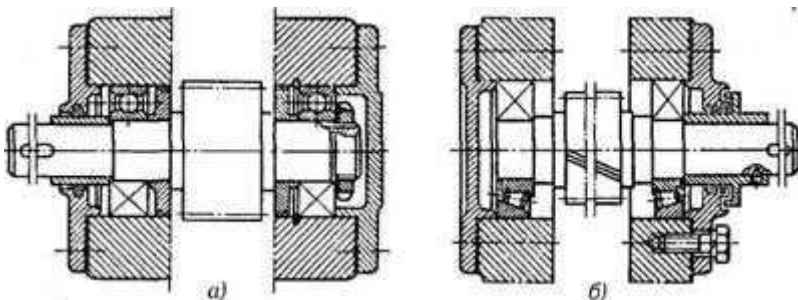
1. Рисунок а)
2. Рисунок б)
3. Отличия нет
4. вопрос не корректен

- Какая система смазывания подшипников качения у прямозубого редуктора, показанного на рисунке?



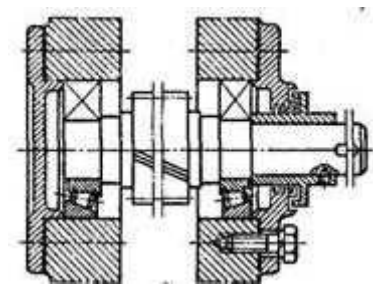
1. Пластичная
2. Жидкая в масляной ванне
3. Масляным туманом
4. Жидкая под давлением

- Какая из указанных на рисунке конструкций подшипникового узла будет надежнее в работе?



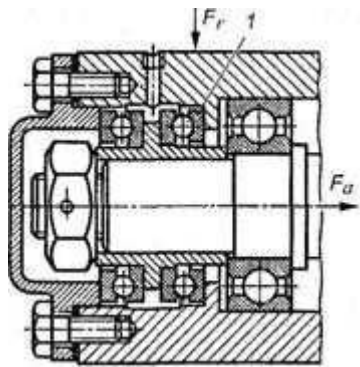
1. Рисунок а)
2. Рисунок б)

- Определите тип уплотнения в подшипниковом узле, показанном на рисунке?



1. Контактное
2. Мазеудерживающее кольцо
3. Щелевое
4. Комбинированное

- Какую нагрузку воспринимает подшипник 1 в подшипниковом узле, показанном на рисунке?



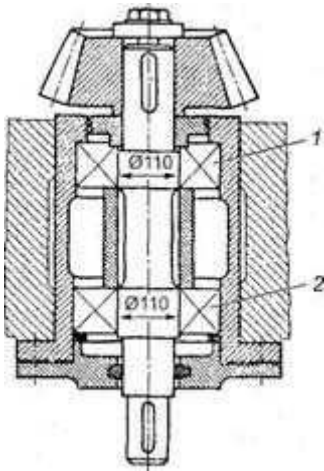
1. Радиальную
2. Осевую
3. тангенциальную
4. Нагрузки не воспринимает

- Как классифицировать подшипник, показанный на рисунке, по способности воспринимать нагрузку?



1. Радиальный
2. Радиально-упорный
3. Упорный
4. определить не возможно

- Определить по диаметру вала номера подшипников 1 и 2 (см. рисунок).



- 1) 312
- 2) 4332
- 3) 7322
- 4) 6311

- Какой внутренний диаметр (мм) имеет подшипник 302?

- 1) 0,2
- 2) 10
- 3) 15
- 4) 302

- Как классифицируют подшипники качения по характеру нагрузки, для восприятия которой они предназначены?

1. Особо легкая, легкая, средняя, широкая, тяжелая серия
2. Радиальные, радиально-упорные, упорные, упорно-радиальные
3. Шариковые, роликовые, конические, игольчатые и т.д.
4. Самоустанавливающиеся, несамоустанавливающиеся

- Вал подшипникового узла имеет окружную скорость 5 м/с. При работе возникает перекося колец подшипников $2^{\circ}35'$. Какой из предложенных типов можно использовать для данного узла (основная нагрузка радиальная)?

1. Радиальные, шариковый однорядный
2. Радиальный шариковый двухрядный сферический
3. Роликовый конический
4. Роликовый с витыми роликами

- Какой тип подшипника качения можно выбрать для пяты, если $d = 75$ мм (основная нагрузка — осевая)?

- 1) 215
- 2) 8375
- 3) 7315
- 4) 9315

- Подберите радиальный шариковый однорядный подшипник, если расчетная динамическая грузоподъемность равна 124 кН, $d = 80$ мм.

- 1) 313
- 2) 315
- 3) 316-
- 4) 16

15. МУФТЫ

Общие сведения. В технике муфты — это соединительные устройства для тех валов, концы которых подходят один к другому вплотную или же удалены на небольшое расстояние. Соединение валов муфтами обеспечивает передачу вращающего момента от одного вала к другому. Валы, как правило, расположены так, что геометрическая ось одного вала составляет продолжение геометрической оси другого вала.

Применение муфт вызвана различными обстоятельствами, в том числе: получение длинных валов, изготавливаемых из отдельных частей; компенсация вредного влияния несоосности валов, связанной с неточностью изготовления или монтажа; придание одному из валов некоторой подвижности; уменьшение динамических нагрузок; включение и выключение одного из валов при постоянном вращении другого вала и некоторыми другими. Современные машины состоят из ряда отдельных частей с входными и выходными концами валов, которые соединяют с помощью муфт (рис. 15.1).

Применяемые в современном машиностроении муфты приводов по назначению, принципу действия и конструкции чрезвычайно многочисленны и разнообразны. Классификация муфт по этим признакам представлена на рис. 15.2.

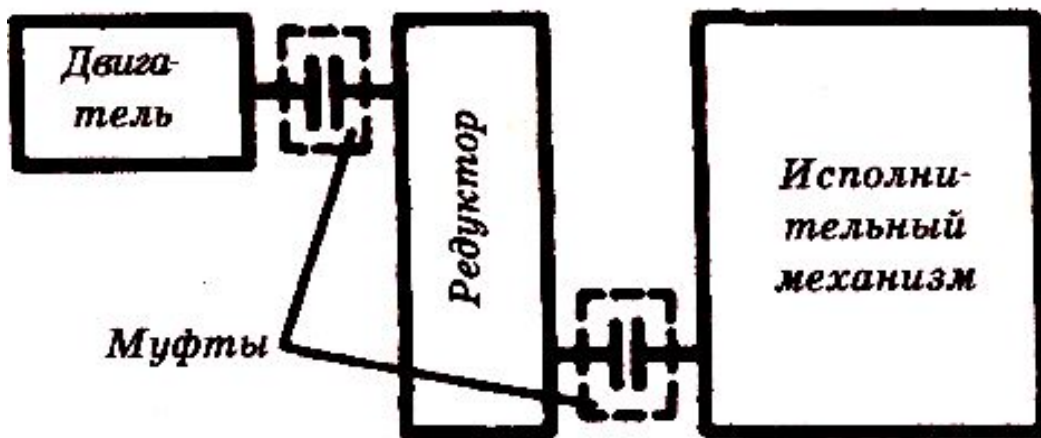


Рис. 15.1. Схема соединения валов с помощью муфт

В электрических и гидравлических муфтах, указанных на этой схеме, используют принципы сцепления за счет электромагнитных и гидравлических сил. Эти муфты изучают в специальных курсах. Далее анализируются только механические муфты. Большинство применяемых муфт стандартизованы. Основной характеристикой при подборе муфт по каталогу или справочнику является передаваемый момент, учитывающий наиболее тяжелое условие ее нагружения.



Рис 15.2. Классификация муфт.

15.1. Муфты глухие

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов.

Муфта втулочная. Соединение втулки с валами выполняют с помощью цилиндрических штифтов (рис. 15.3), сегментных шпонок (рис. 15.4) или шлицевого соединения. Втулочные муфты применяют в легких машинах при диаметрах валов до 60... 70 мм. Они характеризуются простотой конструкции и малыми габаритами. Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки. Методика соответствующих расчетов изложена в 4.3 и 5.1.

Муфта фланцевая. На рис. 15.5 показаны конструкции двух вариантов фланцевой муфты; полумуфты 1, 2 соединяют болтами, поставленными с зазором (I вариант) или без зазора (II вариант).

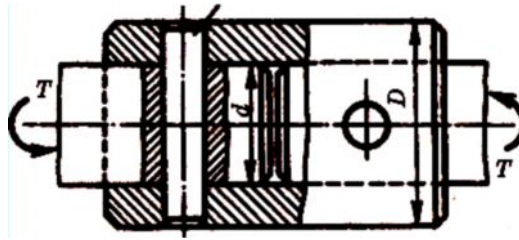


Рис. 15.3. Муфта втулочная. Соединение втулки с валом осуществляется штифтами

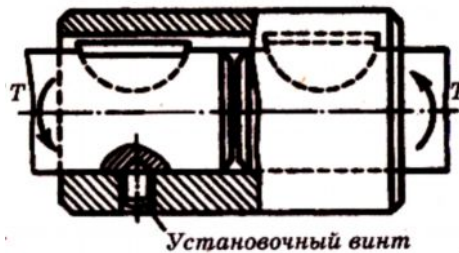


Рис. 15.4. Муфта втулочная. Соединение втулки с валом обеспечивается сегментными шпонками

В конструкции, выполненной по первому варианту, крутящий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором варианте непосредственно болтами, работающими на срез и смятие.

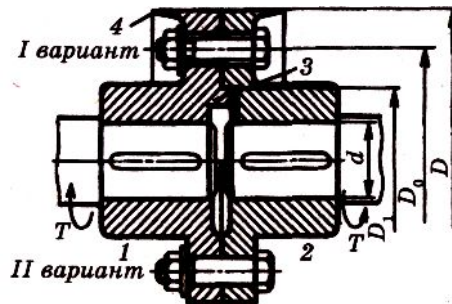


Рис. 15.5. Муфта фланцевая

Болты, поставленные без зазора, могут обеспечивать центровку валов. При постановке болтов с зазором центровка обеспечивается выступом 3, который воспринимает также все поперечные нагрузки. Центрирующий выступ усложняет монтаж и демонтаж соединения, так как при этом необходимо осевое смещение валов. Для обеспечения техники безопасности выступающие части болтов закрывают буртиками 4 (I вариант). В тех случаях, когда муфта имеет общее ограждение, буртики не делают (II вариант). Расчет на прочность

выполняют для шпоночных соединений и болтов (см. расчет призматических шпонок и расчет болтовых соединений нагруженных в плоскости стыка для болтов поставленных с зазором и без зазора). Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому применяется чаще. Фланцевые муфты применяют для соединения валов диаметром до 200 мм. Достоинствами таких муфт является простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

15.2. Муфты компенсирующие жесткие

Виды несоосности валов. Погрешности изготовления и монтажа приводят к неточностям взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов. Различают три вида отклонений от номинального расположения валов (рис. 15.6): продольное смещение Δ_a (может быть вызвано также температурным линейным удлинением валов); радиальное смещение Δ_r , или эксцентриситет; угловое смещение Δ_α , или перекося. На практике чаще всего встречается комбинация указанных отклонений, которую принято называть термином — несоосность валов.

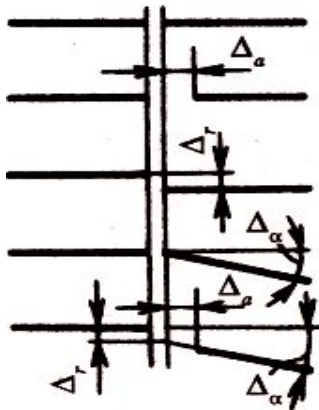


Рис. 15.6. Виды несоосности валов

При соединении глухими муфтами несоосные валы в месте установки муфты приводят к одной общей оси путем деформирования валов и опор, которые нагружаются дополнительно. Поэтому при соединении глухими муфтами требуется высокая точность расположения валов. Для снижения этих требований и уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры используют компенсирующие муфты. Компенсация получаемой несоосности валов достигается: вследствие подвижности практически жестких деталей — жесткие компенсирующие муфты; за счет деформации упругих деталей — упругие муфты.

Наибольшее распространение из групп жестких компенсирующих муфт получили кулачково-дисковая и зубчатая.

Муфта кулачково-дисковая. Эта муфта (рис. 15.7) состоит из двух полумуфт 1 и 2 промежуточного диска 3. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска входят в пазы полумуфт. Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекус валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету Δ_γ . Зазоры a между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того, что перекус валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют применять в основном для компенсации эксцентриситета: Δ_γ до $0,04 d$; Δ_α до $0^\circ 30'$.

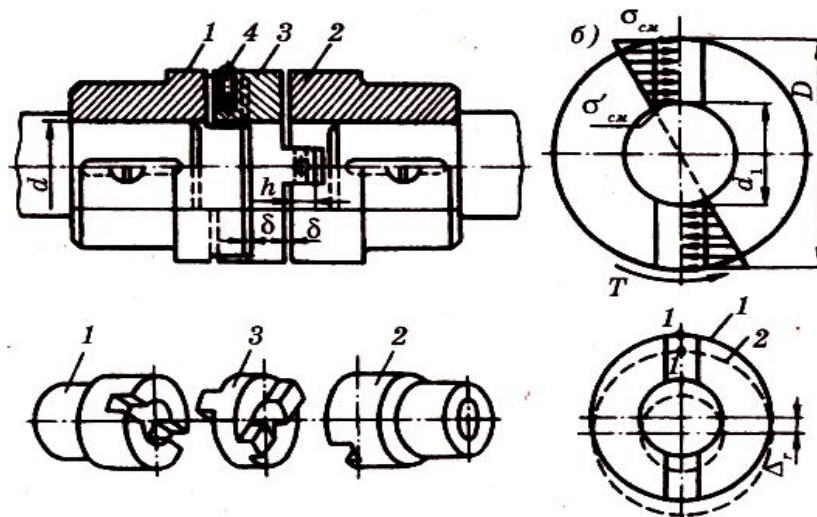


Рис. 15.7. Муфта кулачково-дисковая

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Износ возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения. Поэтому для уменьшения износа, трущиеся поверхности муфты периодически смазывают через отверстие 4 (рис. 15.7, а) и стараются не допускать на них больших напряжений смятия. При расчете кулачково-дисковых муфт полагают, что натяг и зазор посадки выступов в пазы равны нулю. В этом случае деформации и напряжения в различных точках поверхности соприкосновения выступов и впадин пропорциональны расстояниям этих точек до оси муфты (рис. 15.7, б); где эпюра напряжений смятия условно перенесена с боковых сторон паза на диаметр. Тогда условие равновесия полумуфты можно записать в виде

$$KT = \frac{\sigma_{см}}{2} \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{см}}{2} \frac{d_1}{2} h \frac{2}{3} d_1 \quad (15.1)$$

Учитывая, что

$$\frac{\sigma_{cm}}{\sigma'_{cm}} = \frac{D}{d_1} \quad (15.2)$$

после преобразования получаем

$$\sigma_{cm} = \frac{6KTD}{h(D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma]_{cm} \quad (15.3)$$

где K – коэффициент динамичности режима нагрузки; h – рабочая высота выступов (рис. 15.7, а). При расчетах принимают $D/d \approx 2,5 \dots 3$.

Обычно полумуфты и промежуточный диск изготавливают из сталей Ст5 (поковка) или 25Л (литье). Для тяжелонагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей. При этом принимают $[\sigma]_{cm} = 15 \dots 20 \text{ МПа}$.

Работа муфты с эксцентриситетом сопровождается потерями на трение и дополнительной нагрузкой валов. Дополнительная нагрузка F_M на вал от муфты равна силе трения в пазах:

$$F_M = \frac{\sigma_{cm} + \sigma'_{cm}}{2} (D - d_1) h f$$

или после преобразования с учетом формул (15.2) и (15.3)

$$F_M = \frac{3KT(D^2 - d_1^2)f}{(D^3 - d_1^3)} \approx F_t f \quad (15.4)$$

В этой формуле отношение $\frac{D^3 - d_1^3}{3(D^2 - d_1^2)}$ принято за радиус приложения некоторой фиктивной окружной силы муфты

$$F_t = \frac{KT}{R_{cp}}. \text{ Тогда приближенно } \frac{D^3 - d_1^3}{3(D^2 - d_1^2)} \approx R_{cp} = \frac{D - d_1}{4}$$

Применение компенсирующих муфт значительно уменьшает, но не устраняет полностью вредных нагрузок на валы и опоры, связанные с несоосностью.

Для определения потерь на трение в муфте воспользуемся рис. 15.7, в. При повороте полумуфты на каждые 90° кулачки перемещаются в пазах на величину эксцентриситета Δ_r . Например, после поворота на первые 90° центры полумуфты и диска совмещаются, так как паз полумуфты 1 займет горизонтальное положение, а полумуфты 2 – вертикальное (см. также рис. 15.7, а). Таким образом, в пазах каждой полумуфты силы трения совершают работу на пути, равном $4\Delta_r$, а в двух полу муфтах – $8\Delta_r$ за каждый оборот вала. Работа, потерянная на трение за один оборот, $W_{Tp} = 8\Delta_r F_M$. При этом полезная работа

$W_{II} = 2\pi T$, а коэффициент полезного действия муфты

$$\text{Принимая приближенно } F_m = \frac{T}{\frac{D + d_1}{4}}, \text{ получаем}$$

$$\eta_M = 1 - \frac{8\sigma_r T f^4}{(D + d_1) 2\pi T} \approx 1 - \frac{5.3\sigma_r f}{D + d_1} \quad (15.5)$$

При расчетах можно принимать $\eta_M \approx 0.985 \dots 0.995$

Муфта зубчатая. Состоит из полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев (рис. 15.8, а) находящихся в зацеплении с зубьями полумуфт. Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев. Муфта компенсирует все виды несоосности валов. Для этого предусматривают радиальные зазоры с и увеличенные боковые зазоры в зацеплении (рис. 15.8, б), а зубчатые венцы полумуфт обрабатывают по сферам радиусами r , центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше $0^\circ 30'$.

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается скольжением в местах соприкосновения зубьев и их износом. Практикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ является основным видом повреждения (основной критерий работоспособности). Для уменьшения износа в обойму заливают жидкую смазку.

Определение истинных контактных напряжений в муфте усложняется неопределенностью условий контакта зубьев. При несоосности наблюдается неравномерное распределение нагрузки между зубьями, а поверхности соприкасания отдельных пар зубьев различны.

Так, например, зубья обоймы и полумуфты, расположенные в плоскости перекоса валов, параллельны и имеют более благоприятные условия соприкасания, а зубья, расположенные в перпендикулярной плоскости, наклонены друг к другу под углом, равным углу перекоса, и соприкасаются только кромкой. Остальные зубья также располагаются под углом, но угол их наклона меньше.

Для ослабления вредного влияния кромочного контакта применяют зубья бочкообразной формы (рис. 15.8, б, вид В). Приработка зубьев выравнивает распределение нагрузки и улучшает условия контакта. Поэтому в условном расчете зубчатых муфт допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья соприкасаются по всей длине и высоте. При этом получаем

$$KT = \sigma_{сМ} A z \left(\frac{D_0}{2} \right) \quad (15.6)$$

где z – число зубьев полумуфты; $D_0 = zm$ – делительный диаметр зубчатого зацепления; m – модуль зацепления; $A = bh$ – проекция рабочей поверхности зуба на его среднюю плоскость; b – длина зуба; h – рабочая высота зуба.

Для наиболее распространенного на практике зацепления (рис. 15.8, б) можно принять $h \approx 1,8m$. После подстановки $A = bh, z = \frac{D_0}{m}$ и $h = 1,8m$ в формулу (15.6) и преобразования получим следующее условие

$$\sigma_{cm} = \frac{KT}{D_0^2 d \cdot 0.9} \leq [\sigma]_{cm} \quad (15.7)$$

Для стандартных муфт принимают $[\sigma]_{cm} = 12 \dots 15$ МПа.

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей типа 45, 40Х, 45Л коваными или литыми. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40HRC, а зубья обойм — не ниже 35HRC.

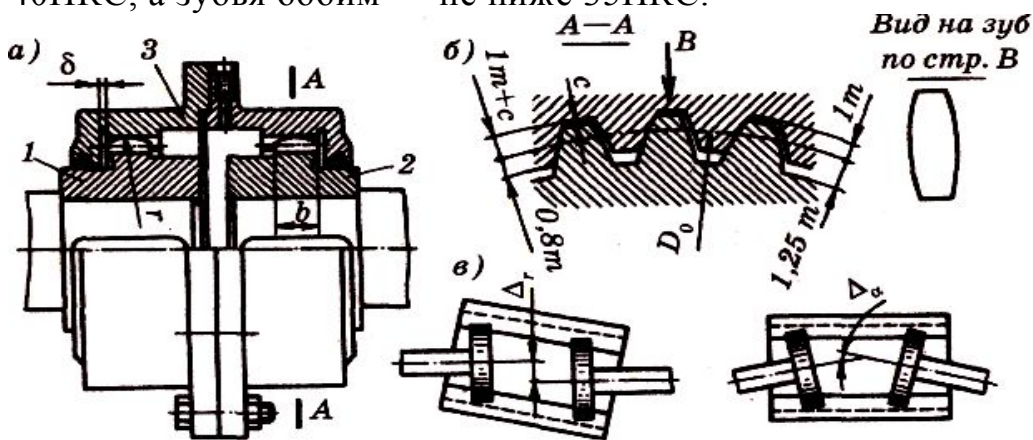


Рис. 15.8. Муфта зубчатая

Для проектного расчета формулу (15.7) преобразовывают,

Обозначив $\psi = \frac{d}{D_0}$, тогда

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{KT}{0.9[\sigma]_{cm} \psi}} \quad (15.8)$$

где K — коэффициент динамичности режима нагрузки (задаются по рекомендациям из справочников); T — передаваемый крутящий момент. Значения коэффициента ширины зубчатого венца в конструкциях муфт находятся в пределах $\psi = 0,12 \dots 0,16$. Увеличение ширины зубчатого венца b затрудняет приработку зубьев и увеличивает неравномерность распределения нагрузки между ними.

По диаметру делительной окружности муфты D_0 , задавшись числом зубьев, можно определить модуль m , который округляют до стандартного значения. Рекомендуемый интервал чисел зубьев $z = 30 \dots 80$ (большие значения — для тяжело нагруженных муфт). При этом обеспечивается достаточный запас прочности зубьев по напряжениям изгиба.

Зубчатые муфты имеют малые габариты и обладают хорошими компенсирующими свойствами. Их применяют для передачи больших крутящих моментов. На основании опыта эксплуатации приближенно принимают

$$\eta_m = 0,985 \dots 0,995; F_M = (0,15 \dots 0,2) F_t,$$

где η_m – КПД муфты; F_M – сила действующая на валы; F_t – окружная сила, которую определяют по диаметру D_0 .

15.3. Муфты упругие

Общие сведения. Конструкции двух упругих муфт показаны на рис. 15.9 и на рис. 15.10. Упругая связь полумуфт 1 и 2 с помощью резиновых элементов позволяет: компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при периодически изменяющейся нагрузке; снизить ударные перегрузки. Важным свойством упругой муфты является ее демпфирующая способность. Энергия в муфтах расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Конструкция этой муфты показана на рис. 15.9. Здесь полумуфты 1 и 2 связаны с помощью стальных пальцев, на которые одеты резиновые элементы в виде втулок. Благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов эта муфта получила широкое распространение в приводах от электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами. Муфты стандартизованы для диаметров валов до 150 мм и соответственно крутящих моментов до 15000 Нм.

Упругими элементами здесь являются гофрированные резиновые втулки (I вариант) или резиновые кольца трапецеидального сечения (II вариант). Из-за сравнительно небольшой толщины резиновых втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_a \approx 1 \dots 5$ мм; $\Delta_r \approx 0,3 \dots 0,6$ мм; Δ_α до 1°).

Для проверки прочности рассчитывают пальцы муфты на изгиб, а резину – по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки:

$$\sigma_{cm} = \frac{2TK}{d_1 l z D_1} \leq [\sigma]_{cm} \quad (15.9)$$

и проверочный расчет пальцев на изгиб

$$\sigma_u = \frac{TKl}{0,1 d_1^3 z D_1} \leq [\sigma]_u \quad (15.10)$$

где z – число пальцев; D_1 – диаметр окружности расположения пальцев;

d_1 – диаметр пальцев под резиновыми кольцами или втулкой;

ℓ – длина резиновой втулки;

$\sigma_{см}$ – расчетное напряжение смятия между пальцами и втулкой;

$[\sigma]_{см}$ – 2...4 МПа – допускаемое напряжение смятия для резины;

$\sigma_{из}$ – расчетное напряжение изгиба в пальцах; $[\sigma]_{из} = 50...70$ МПа — допускаемое напряжение на изгиб для пальцев.

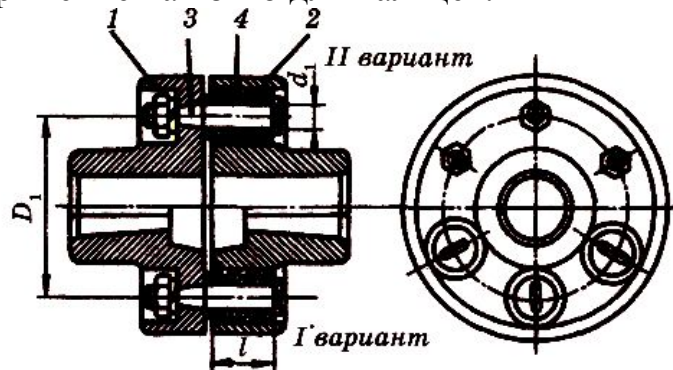


Рис. 15.9. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфта с упругой оболочкой. Конструкция этой муфты показана на рис. 15.10. Она состоит из двух полумуфт 1 и 2, упругого элемента 3 (оболочки), по форме напоминающей автомобильную шину, и двух колец 4, которые при помощи винтов 5 закрепляют оболочку на полумуфтах. Упругий элемент работает на кручение. Оболочка придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства ($\Delta_r = 2...6$ мм; $\Delta_\alpha = 2...6^\circ$, угол закручивания до $5...30^\circ$). Муфта стандартизована и имеет широкое применение.

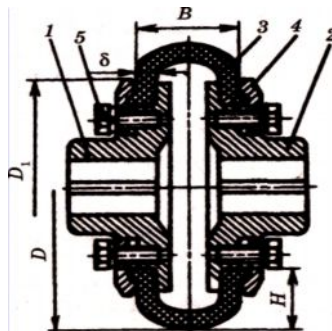


Рис. 15.10. Муфта с упругой оболочкой

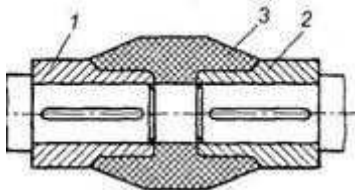
Исследования показали, что нагрузочная способность муфты ограничивается потерей устойчивости и усталостью резиновой оболочки. Рекомендуется приближенный расчет прочности оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по D_1):

$$\tau = \frac{2TK}{\pi D_1^2 \delta} \leq [\tau]. \quad (15.11)$$

где δ – толщина резиновой оболочки; τ – расчетное напряжение сдвига; $[\tau] \approx 0,4$ МПа – допускаемое напряжение сдвига.

Контрольные вопросы

- Для чего используют муфты?
- Каково назначение муфт приводов? Какие различают муфты по управляемости?
- Какие элементы привода могут соединять муфты?
- На какие группы и по каким признакам классифицируют муфты?
- Достоинства и недостатки глухих муфт, примеры конструкций?
- Виды несоосности валов? Какие муфты компенсируют их вредное влияние?
- Какие функции выполняют упругие муфты?
- Чем характеризуются динамические свойства упругих муфт?
- Какие упругие муфты наиболее распространены?
- Какие функции выполняют сцепные муфты? Их разновидности?
- Самоуправляемые муфты? Их классификация по назначению?
- Для чего используются глухие муфты? Приведите пример.
- Как компенсирует несоосность валов зубчатая муфта?
- Каковы достоинства и недостатки упругих компенсирующих муфт по сравнению с зубчатыми?
- Каковы преимущества и недостатки металлических упругих элементов по сравнению с резиновыми?
- Каковы достоинства и недостатки сцепных муфт, основанных на зацеплении по сравнению с фрикционными?
- Каковы достоинства и недостатки различных типов фрикционных муфт?
- На каком принципе основаны обгонные муфты?
- Какие типы центробежных муфт существуют и где они применяются?
- Каковы преимущества и недостатки различных типов предохранительных муфт?
- Каким образом настраивают предохранительные кулачковые и фрикционные муфты на срабатывание при определенном вращающем моменте?
- Каков физический смысл коэффициента режима работы муфты?
- Как устроена фланцевая муфта? Где ее применяют? Почему для соединения валов фланцевой муфтой требуется их строгая соосность?
- Как устроена зубчатая муфта? Какие смещения валов и за счет чего она компенсирует? Почему изнашиваются зубья?
- Каковы достоинства упругих компенсирующих муфт? Почему упругие муфты снижают динамические нагрузки в приводе? В каких случаях целесообразно применять резиновые, а в каких — металлические упругие элементы?
- Какую из сцепных муфт следует применить для соединения вращающегося с большой частотой вала с неподвижным валом?
- С какой целью в приводах применяют центробежные пусковые муфты?
- Передают ли жесткие и упругие муфты вибрации, толчки и удары?
- За счет чего можно увеличить расчетный момент многодисковой фрикционной муфты, не изменяя ее диаметра?
- Что является основной характеристикой муфт?
- За счет чего происходит компенсация осевого, радиального и углового смещений в зубчатой муфте?
- Дайте характеристику муфте, изображенной на рисунке.



- Кратко опишите назначение и принцип работы кулачковой муфты.
- Каковы главные признаки классификации муфт?
- Какая характеристика муфты считается главной?
- Каковы принципы конструкции и работы жёстких муфт?
- Каковы принципы конструкции и работы шарнирных муфт?
- Каковы принципы конструкции и работы упругих муфт?
- Как устроена и как работает упруго втулочно-пальцевая муфта (МУВП)?
- За счёт каких сил работают фрикционные муфты?
- Какие критерии прочности применяют для фрикционных муфт?

Тесты для самопроверки

- Назовите материалы (без уточнения марки) для изготовления кулачково-дисковых муфт
 - 1) Чугун
 - 2) Сталь
 - 3) Бронза
 - 4) неметаллы
- Изменяют ли с помощью муфты угловую скорость одного вала относительно другого?
 - 1) можно увеличить
 - 2) Нет
 - 3) можно уменьшить
 - 4) можно преобразовать вид движения
- Перечислите компенсирующие муфты
 - 1) Фланцевые
 - 2) Продольно-свертные
 - 3) Зубчатые
 - 4) Кулачковые
- Какие муфты можно включать на ходу при вращении ведущего вала с большой угловой скоростью?
 - 1) Кулачковые
 - 2) Фрикционные
 - 3) Фланцевые
 - 4) Зубчатые
- Каково назначение самоуправляемых муфт?
 - 1) Для соединения и разъединения валов на ходу
 - 2) Для автоматического соединения и разъединения валов при заданной угловой скорости
 - 3) Для передачи вращающего момента в одном направлении
 - 4) Для регулирования передаваемого вращающего момента

- Основными функциями муфт являются...

- 1) соединение концов валов и передача крутящего момента
- 2) компенсирование погрешностей расположения валов
- 3) уменьшение динамических нагрузок, предохранение от перегрузок
- 4) создание дополнительной опоры для длинных валов

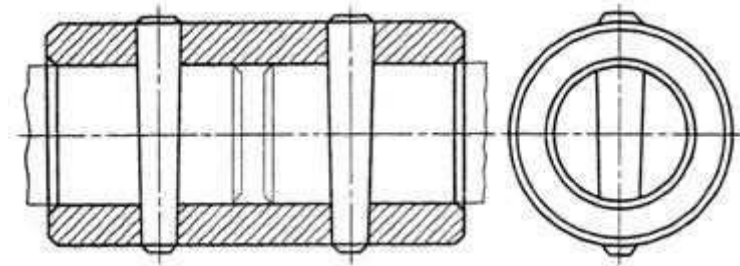
- По назначению механические муфты подразделяют на...

- 1) постоянные, управляемые, самоуправляемые
- 2) фланцевые, цепные, центробежные
- 3) втулочные, кулачковые, обгонные
- 4) предохранительные, зубчатые, фрикционные

- По назначению постоянные муфты подразделяют на...

- 1) некомпенсирующие (глухие), жесткие компенсирующие, упругие компенсирующие
- 2) втулочные, поперечно-свертные, продольно-свертные
- 3) фрикционные, зубчатые, цепные
- 4) кулачковые, обгонные, предохранительные

- Изображенная муфта предназначена для...



- 1) соединения валов с радиальным смещением
- 2) соединения валов с осевым смещением
- 3) соединения валов с угловым смещением
- 4) соединения жестких валов без смещения

- Жесткие компенсирующие муфты служат для...

- 1) постоянного соединения строго соосных валов
- 2) автоматического разъединения валов при опасных перегрузках
- 3) соединения или разъединения валов при их вращении или в покое
- 4) компенсации неточности взаимного расположения соединяемых тихоходных валов

- Упругие компенсирующие муфты служат для...

- 1) постоянного соединения строго соосных валов
- 2) автоматического разъединения валов при опасных перегрузках
- 3) смягчения динамических нагрузок, компенсации неточности взаимного расположения соединяемых валов, демпфирования колебаний
- 4) соединения или разъединения валов при их вращении или в покое

- Стандартные и нормализованные муфты подбирают по...

- 1) номинальному моменту
- 2) расчетному моменту
- 3) номинальному моменту и частоте вращения вала
- 4) расчетному моменту и диаметрам концов валов

- Для соединения валов, оси которых расположены под углом друг к другу более 30, следует использовать... муфту

- 1) упругую втулочно-пальцевую
- 2) зубчатую компенсирующую
- 3) шарнирную
- 4) дисковую фрикционную

- Для соединения быстроходных валов, подвергающихся динамическим нагрузкам, следует применять... муфту

- 1) жесткую компенсирующую
- 2) упругую компенсирующую
- 3) цепную управляемую
- 4) предохранительную

- К жестким (глухим) муфтам относится...

- 1) зубчатая
- 2) фрикционная
- 3) втулочная
- 4) втулочно-пальцевая

- К упругим компенсирующим муфтам относится...

- 1) зубчатая
- 2) фрикционная
- 3) втулочная
- 4) упругая втулочно-пальцевая

- Управляемые муфты предназначены для...

- 1) соединения или разъединения валов при их вращении или в покое
- 2) автоматического разъединения валов при опасных перегрузках
- 3) смягчения динамических нагрузок, компенсации неточности взаимного расположения соединяемых валов
- 4) передачи вращения только в одном направлении

- Управляемые муфты по конструкции разделяют на...

- 1) кулачковые, зубчатые, фрикционные
- 2) цепные, втулочные, кулачковые
- 3) фланцевые, предохранительные, центробежные
- 4) все перечисленные

- Из управляемых муфт плавное соединение валов обеспечивают... муфты

- 1) кулачковые
- 2) зубчатые
- 3) фрикционные
- 4) втулочные

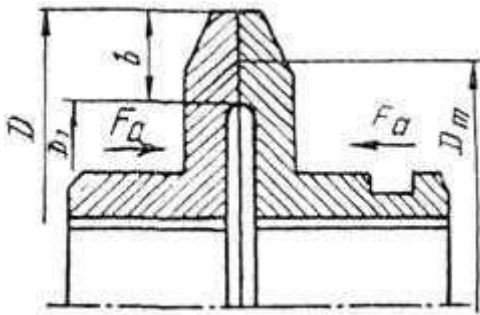
- С увеличением количества дисков трения в фрикционных муфтах при прочих равных условиях передаваемый момент...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) изменяют направление

- Из управляемых муфт...могут предохранять механизмы от внезапных перегрузок

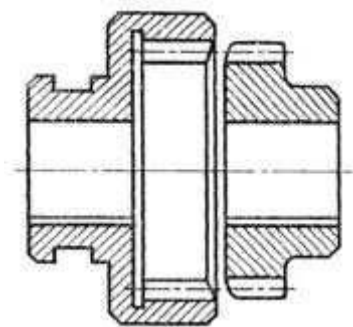
- 1) фрикционные
- 2) зубчатые
- 3) кулачковые с прямоугольным профилем
- 4) фланцевые

- Изображенная на рисунке муфта относится к...муфтам



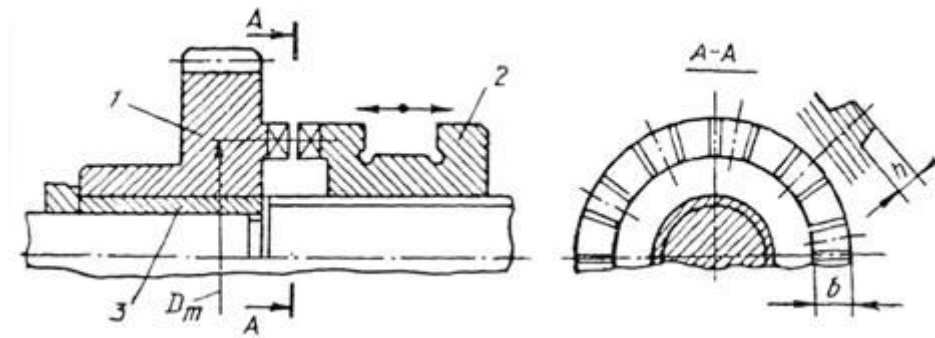
- 1) фрикционными
- 2) зубчатым
- 3) кулачковым
- 4) фланцевые

- Изображенная на рисунке муфта относится к ... муфта



- 1) фрикционными
- 2) зубчатым
- 3) кулачковым
- 4) втулочная

- Изображенная на рисунке муфта относится к ... муфтам



- 1) фрикционными
- 2) зубчатым
- 3) кулачковым
- 4) муфта упругая втулочно-пальцевая

- В кулачковой муфте расчет кулачков производят по напряжениям...

- 1) смятия и изгиба
- 2) смятия и растяжения
- 3) сжатия и изгиба
- 4) растяжение и изгиб

- Кулачковые и зубчатые управляемые муфты применяют при необходимости осуществления...

- 1) жесткой кинематической связи
- 2) плавного соединения и разъединения валов
- 3) соединения и разъединения особо быстроходных валов
- 4) соединяют соосные валы в одну жесткую линию

- Наименьшей нагрузочной способностью при одинаковых габаритах обладают... муфты

- 1) кулачковые
- 2) зубчатые
- 3) фрикционные однодисковые
- 4) фланцевые

- Самоуправляемые муфты предназначены для ...

- 1) автоматического соединения или разъединения валов при определенных условиях
- 2) соединения или разъединения валов при их вращении или в покое
- 3) смягчения динамических нагрузок, компенсации неточности взаимного расположения соединенных валов, демпфирования колебаний
- 4) соединения валов с комплексацией различных смещений

- К самоуправляемым муфтам относятся ...

- 1) предохранительная, обгонная, центробежная
- 2) поперечно-свертная (фланцевая), зубчатая, кулачковая
- 3) с разрушающимся элементом, втулочная, цепная
- 4) муфта упругая втулочно-пальцевая

- Для автоматического включения механизма при определенной угловой скорости следует использовать ... муфту

- 1) управляемую
- 2) центробежную
- 3) упругую компенсирующую
- 4) предохранительную

- Предохранительные муфты используют для ...

- 1) включения исполнительного механизма
- 2) защиты машины от перегрузки
- 3) передачи вращения только в одном направлении
- 4) компенсации вредного влияния несоосности валов

- Муфта, обеспечивающая передачу момента в одном направлении и свободное относительное вращение в противоположном, называется ...

- 1) обгонной
- 2) предохранительной
- 3) центробежной
- 4) зубчатая

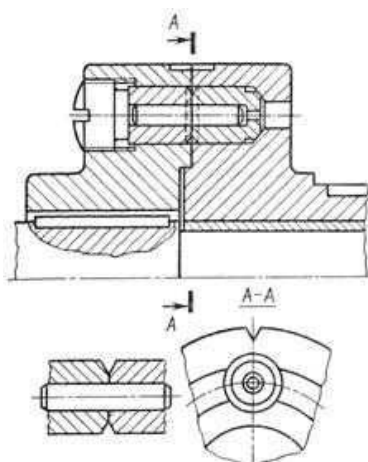
- Муфты, используемые для автоматического соединения и разъединения валов при определенных частотах вращения, называют ...

- 1) центробежными
- 2) предохранительными
- 3) обгонными
- 4) упругая компенсирующая

- Для повышения плавности пуска и разгона механизмов, имеющих значительные маховые моменты, применяют ... муфты

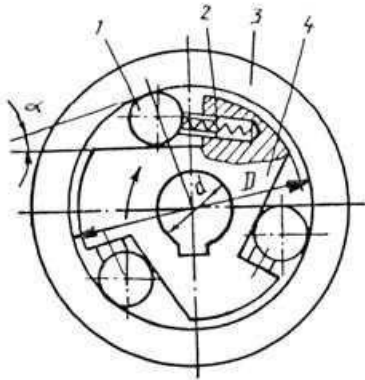
- 1) центробежные
- 2) предохранительные
- 3) обгонные
- 4) кулачковые

- Изображенная муфта относится к ... муфтам



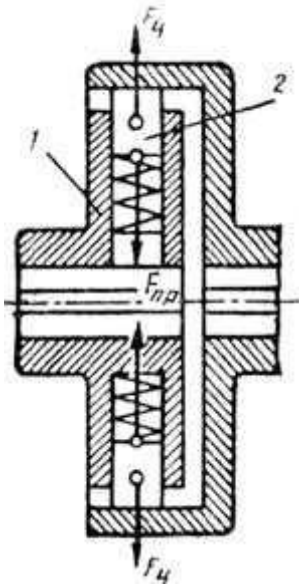
- 1) центробежным
- 2) предохранительным
- 3) обгонным
- 4) упругим компенсирующим

- Изображенная муфта относится к ... муфтам



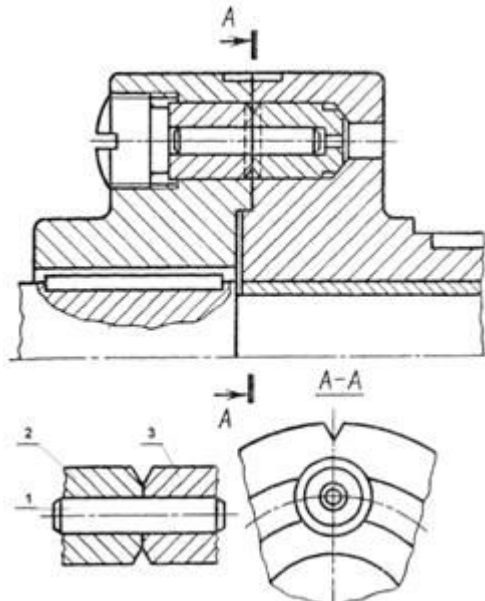
- 1) центробежным
- 2) предохранительным
- 3) обгонным
- 4) упругим компенсирующим

- Изображенная муфта относится к ... муфтам



- 1) центробежным
- 2) предохранительным
- 3) обгонным
- 4) упругим компенсирующим

- Деталь 1 представленной на рисунке муфты является ...



- 1) срезным штифтом, разрушающимся при перегрузе
- 2) штифтом, являющимся центрирующим элементом
- 3) элементом, служащим для балансировки муфты
- 4) цилиндрической шпонкой

ГЛОССАРИЙ

№ п/п	Новое понятие	Содержание
1	2	3
1	Агрегат	укрупненный, обладающий полной взаимозаменяемостью узел, выполняющий определенную функцию (например, электродвигатель, силовая головка, насос)
2	Агрегатирование в машиностроении	построение машин из нормализованных целевых агрегатов, узлов и деталей, связанных в единую систему и изготавливаемых централизованно
3	Баббиты	хорошо прирабатывающиеся антифрикционные сплавы меди с мягкими металлами (оловом, свинцом, кальцием)
4	Бесступенчатая передача, или вариатор	механизм для плавного изменения передаточного отношения
5	Бронза	сплавы на основе меди обладают высокими антифрикционными свойствами, сопротивлением коррозии и технологичностью
6	Вал	деталь машин, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей осевой линии
7	Взаимозаменяемость	условие, при котором сборка изделия из деталей, изготавливаемых по чертежам, должна осуществляться без пригонки (без дополнительной обработки)
8	Виброустойчивость	сопротивление появлению в машинах вредных динамических нагрузок в виде вынужденных колебаний и автоколебаний (колебаний, вызываемых ими самими, например, при трении, резании и т.п.)
9	Внутреннее трение упругого элемента	характеристика упругого элемента, показывающая способность преобразовывать часть энергии колебаний в тепло, рассеиваемое в пространстве
10	Детали машин и основы конструирования	научная дисциплина, рассматривающая теорию, расчет и конструирование деталей общего назначения
11	Деталь	изделие из однородного материала, полученное без сборочных операций (болт, шпонка, вал, зубчатое колесо и т.д.)
12	Диапазон регулирования вариатора	кинематическая характеристика, равная максимальному передаточному отношению, деленному на минимальное
13	Жесткость	способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил

14	Жесткость упругого элемента	характеристика упругого элемента, равная отношению приращения силы к деформации, вызванной этой силой
15	Задача оптимизации	определение значений управляемых параметров, которым соответствует наилучшее (оптимальное) решение
16	Заклепки	крепежные детали из высокопластичного материала, состоящие из стержня и закладной головки; конец стержня расклепывается для образования замыкающей головки
17	Зубчатая передача	трехзвенный механизм, в котором два подвижных зубчатых звена образуют с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару
18	Зубчатое зацепление	процесс передачи движения в кинематической паре, образованной зубчатыми колесами
19	Износостойкость	способность материала деталей оказывать сопротивление изнашиванию
20	Клееные соединения	неразъемные соединения составных частей изделия с применением клея
21	Клепанные соединения	соединения деталей с применением заклепок
22	Клиновые соединения	разъемные соединения составных частей изделия с применением детали, имеющей форму клина
23	Корпусные детали	детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине
24	Контактные напряжения	напряжения и деформации, возникающие при взаимном нажатии двух соприкасающихся тел криволинейной формы
25	Коррозионная стойкость	сопротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости
26	Критерии работоспособности	причины отказа отдельных деталей передач, соединений и т.п.
27	Латуни	сплавы меди с цинком, характеризуются высоким сопротивлением коррозии, электропроводностью, хорошей технологичностью, применяются для изготовления арматуры, труб, гильз патронов
28	Легкие сплавы	сплавы на основе алюминия или магния имеют плотность не более $3,5 \text{ кг/см}^3$, высокую удельную прочность
29	Машины	механические устройства, выполняющие движения для преобразования энергии, материалов или информации
30	Механизмы	системы тел, служащих для преобразования движений

31	Механический коэффициент полезного действия	отношение мощности на ведомом валу передачи к мощности на ведущем валу
32	Нагрузочная способность передачи	предельное состояние передачи, при котором становится возможной потеря ее работоспособности
33	Надежность	свойство объекта выполнять в течение заданного времени (или заданной наработки) свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели
34	Натяг	разность размеров вала и отверстия до сборки
35	Неразъемные соединения	постоянные соединения, которые не подлежат разборке и делаются составными только для того, чтобы облегчить их изготовление
36	Номинальный диаметр	диаметр, условно характеризующий размер резьбы
37	Окружной делительный модуль зубьев	линейная величина, в π раз меньшая окружного шага или число миллиметров диаметра делительной окружности, приходящихся на один зуб колеса
38	Окружной делительный шаг зубьев	расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности
39	Оптимизация	процесс выбора наилучшего проектного решения
40	Ось	деталь машин и механизмов, служащая для поддержания вращающихся частей, но не передающая полезный крутящий момент
41	Пайка	процесс образования неразъемного соединения с межатомными связями путем нагрева соединяемых материалов ниже температуры их плавления и применения легкоплавкого присадочного материала
42	Паяные соединения	неразъемные соединения, образованные пайкой
43	Передаточное отношение	отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена
44	Передаточное число передачи	отношение большей угловой скорости к меньшей
45	Передачи	механизмы, связывающие двигатели и исполнительные органы рабочих машин
46	Пластические массы	материалы на основе высокомолекулярных органических соединений, обладающие в некоторой фазе своего производства пластичностью, позволяющей формовать изделия нужной конфигурации
47	Подшипники скольжения	подшипники, работающие по принципу трения скольжения

48	Подшипники качения	подшипники, работающие по принципу трения качения
49	Понижающие передачи, или редукторы	передачи, у которых угловая скорость ведомого звена меньше угловой скорости ведущего
50	Приводные муфты(муфты)	устройства, служащие для кинематической и силовой связи валов в приводах машин и механизмов
51	Прессовые соединения	соединение составных частей изделий с гарантированным натягом вследствие того, что размер охватываемой детали больше соответствующего размера охватывающей детали
52	Проект	совокупность конструкторских документов, полученных в результате проектирования
53	Проектирование	процесс разработки комплексной технической документации, содержащей технико-экономические обоснования, расчеты, чертежи, макеты, сметы, пояснительные записки и другие материалы, необходимые для производства машины
54	Профильные соединения	соединение, у которого сопрягаемые поверхности составных частей изделия имеют форму определенного профиля
55	Прочность	способность детали выдерживать приложенные нагрузки без разрушения и является обязательным и важнейшим критерием работоспособности деталей машин
56	Разъемные соединения	временные соединения, которые могут многократно разбираться и собираться без разрушения соединяемых деталей
57	Резьба	чередующиеся выступы и впадины на поверхности тела вращения, расположенные по винтовой линии
58	Резьбовые соединения	разъемные соединения составных частей изделия с применением деталей, имеющих резьбу
59	Ременная передача	механизм, служащий для преобразования вращательного движения при помощи шкивов, закрепленных на валах, и бесконечной гибкой связи – приводного ремня, охватывающего шкивы
60	Сборочная единица	изделие, собранное из деталей на предприятии-изготовителе (муфта, шарикоподшипник, редуктор и т.п.)
61	Сварка	процесс соединения деталей путем установления межатомных связей между свариваемыми частями при их нагревании или пластическом деформировании
62	Сварной шов	участок соединения, образовавшийся в результате кристаллизации металлической сварочной ванны
63	Сварные соединения	неразъемные соединения, выполненные сваркой
64	Сертификация машин	проверка и удостоверение их показателей, гарантирующих качество

65	Силовая передача, или трансмиссия	механизм, предназначенный для передачи энергии от двигателя к ее потребителям с увеличением вращающих моментов за счет уменьшения частоты вращения.
66	Стали	сплав железа с углеродом до 0,5%, обладает высокой прочностью, способностью к легированию, термической и химико-термической обработке
67	Теплостойкость	способность деталей сохранять работоспособность в машинах с большим выделением тепла в рабочем процессе (тепловые и электрические машины, машины для горячей обработки металлов)
68	Техническая документация	совокупность конструкторских, технологических, а также нормативно-технических документов, необходимых для организации и осуществления производства, испытаний, эксплуатации и ремонта предмета производства (изделия)
69	Технический проект	совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации
70	Техническое задание	документ, устанавливающий основное назначение и технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию
71	Техническое предложение	совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия
72	Точность	свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров, например, размеров
73	Узел	сборочная единица, которая может собираться отдельно от других составных частей изделия
74	Упругие элементы	звенья в машинах и механизмах, которые в процессе работы конструкции получают деформации, соизмеримые с их начальными размерами
75	Фрикционная передача	механизм, служащий для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью сил трения, возникающих между насаженными на валы и прижатыми друг к другу дисками, цилиндрами или конусами
76	Червячная передача	механизм, служащий для преобразования вращательного движения между валами со скрещающимися осями
77	Чугун	сплавы железа с углеродом, содержание которого более 2,2%

78	Шаг резьбы	расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы
79	Шлицевые соединения	разъемные соединения составных частей изделия с применением пазов (шлицев) и выступов
80	Шпоночные соединения	разъемные соединения составных частей изделия с применением шпонок
81	Штифтовые соединения	соединения составных частей изделия с применением штифта
82	Эвольвента	плоская кривая, которая описывается любой точкой прямой, перекатываемой без скольжения по неподвижной окружности
83	Эскизный проект	совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры

Список литературы

1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора – машиностроителя: В 3 т. 8-е изд-е, перераб. и доп. М., 2001.
2. *Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С.* Детали машин. М., 1983.
3. *Биргер ИЛ., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.* Расчет на прочность деталей машин. М., 1979.
4. *Гузенков П.Г.* Детали машин: Учебник для вузов. М., 1975.
5. Детали машин: Атлас / Под ред. Д.Н. Решетова. М., 1988.
6. *Иванов М.Н.* Детали машин: Учебник для вузов. М., 1998.
7. *Иосилевич Г.Б., Лебедев ПА., Стреляев В.С.* Прикладная механика. М., 1985.
8. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин: Учебник для вузов. М., 1988.
9. *Куклин Н.Г., Куклина Г.С.* Детали машин. М., 2005.
10. *Мархель И.И.* Детали машин М., 1977.
11. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. М., 1984.
12. *Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А.* Справочник по муфтам. М.; Л., 1999.
13. Прикладная механика: Учебн. пособие / Под ред. А.Т. Скойбеда, А.А. Миклошевич, Е.Н. Левковский – Мн.: Выш. Шк., 1997.
14. *Решетов Д.Н.* Детали машин: Учебник для вузов. М., 2000.
15. *Ряховский О.А., Иванов С.С.* Справочник по муфтам. Л., 1991.
16. *Сересен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.* Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., 1975.
17. Машиностроение: Энциклопедия. Т. IV. – 1. М., 1995.
18. *Серенсен С.В., Громов М.Б., Когаев В.П. и др.* Валы и оси. Конструирование и расчет. М., 1990.
19. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов. М., 1992.
20. *Шелофаст В.В.* Основы проектирования машин. М., 2000.
21. *Гриценко П.А.*, Курс лекций по деталям машин Мозырь 2006
22. *Каримов И.* Методическое указание по Деталям машин .
Башкирский государственный аграрный университет. Уфа