

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Филиал Белорусского национального технического университета,
г. Солигорск
Кафедра «Технологии и оборудование разработки месторождений полезных
ископаемых»

СОГЛАСОВАНО
Заведующий кафедрой
_____ Я.Л. Городецкий
« ___ » _____

СОГЛАСОВАНО
Директор филиала БНТУ,
г. Солигорск
_____ С.Н. Речиц
« ___ » _____

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

ДЕТАЛИ МАШИН

для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование
(по направлениям)» и специальности 7-07-0714-01 «Машины и оборудование
для горнодобывающих производств»
профилизация «Горная электромеханика»

Составитель:

Шаповалов В.И., к.т.н., доцент кафедры «Технологии и оборудование
разработки месторождений полезных ископаемых» филиала БНТУ,
г. Солигорск.

Рассмотрено и утверждено
на заседании Совета филиала БНТУ, г. Солигорск « ___ » _____,
протокол № ____
БНТУ
г. Минск, 2024 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА.....	4
I ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	6
1 ПРЕДМЕТ ДИСЦИПЛИНЫ	6
1.1 Общие основы конструирования.....	7
2 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	15
2.1 Общие сведения.....	15
2.2 Ремённые передачи	17
2.3 Основы расчёта ремённых передач.....	20
3 ПЛОСКОРЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	28
3.1 Основные типы плоских ремней	28
3.2 Расчёт плоскоремённой передачи	28
3.3 Шкивы плоскоремённых передач.....	29
4 КЛИНОРЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	31
4.1 Основы конструкции	31
4.2 Особенности расчёта клиноремённых передач	34
4.3 Поликлиновые передачи	35
4.4 Зубчато-ремённые передачи	36
5 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	39
5.1 Принципы действия и сравнительная оценка	39
5.2 Классификация и основы конструирования.....	40
5.3 Характеристики (параметры) цепных передач	44
5.4 Кинематика и динамика цепной передачи	46
5.5 Критерии работоспособности и расчёта цепных передач	47
5.6 Проектирование звёздочек цепных передач	49
6 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	53
6.1 Общие сведения, классификация и сравнительная оценка	53
6.2 Геометрия и кинематика зубчатых передач	56
6.3 Материалы и термообработка зубчатых колёс	60
6.4 Способы изготовления зубчатых колёс	62
6.5 Точность изготовления и её влияние на качество передачи	64
7 КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ.....	67
7.1 Критерии работоспособности и расчёта.....	68
7.2 Расчётная нагрузка и коэффициент расчётной нагрузки.....	73
8 РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	74
8.1 Прямозубые цилиндрические передачи	74
8.2 Косозубые и шевронные зубчатые передачи	79
8.3 Конические зубчатые передачи.....	84
8.4 Допускаемые напряжения	92
9 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	94
9.1 Общие сведения, классификация и сравнительная оценка	94
9.2 Геометрические параметры и соотношения.....	98
9.3 Кинематические и силовые параметры. КПД передачи	102
9.4 Материалы червячной пары.....	105

9.5 Критерии работоспособности червячных передач.....	106
9.6 Расчёт на прочность червячных передач	107
9.7 Тепловой расчёт. Смазка и охлаждение.	109
10 ВАЛЫ И ОСИ.....	111
10.1 Общие сведения, назначение и классификация.....	111
10.2 Конструктивные элементы валов и осей. Материалы.....	112
10.3 Критерии работоспособности и расчёта валов	115
10.4 Проектный расчёт валов.....	116
10.5 Проверочный расчёт вала на статическую прочность	117
10.6 Проверочный расчёт валов на усталостную прочность	118
10.7 Расчёт валов на жёсткость.....	119
10.8 Расчёт валов на колебания	120
11 ОПОРЫ ВАЛОВ.....	122
11.1 Общие сведения	122
11.2 Подшипники скольжения.....	122
11.3 Подшипники качения	127
12 МУФТЫ	134
12.1 Общие сведения, назначение и классификация. Выбор	134
12.2 Неуправляемые муфты	134
12.3 Управляемые муфты.....	142
12.4 Самоуправляемые муфты.....	144
13 СОЕДИНЕНИЯ	147
13.1 Общие сведения	147
13.2 Резьбовые соединения	147
14 ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	159
14.1 Шпоночные соединения.....	159
14.2 Шлицевые (зубчатые) соединения	164
15 НЕРАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	169
15.1 Заклёпочные соединения.....	169
15.2 Сварные соединения	171
15.3 Соединения пайкой и склеиванием.....	173
15.4 Клеммовые соединения	175
II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	177
III РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ.....	178
3.1 Средства диагностики результатов учебной деятельности	178
3.2 Примерный перечень контрольных вопросов для самостоятельной работы студентов.....	178
IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ.....	181
4.1 Список рекомендуемой литературы	181

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Электронный учебно-методический комплекс (далее – ЭУМК) по учебной дисциплине «Детали машин» предназначен для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)» и специальности 7-07-0714-01 «Машины и оборудование для горнодобывающих производств» (профилизация «Горная электромеханика»).

При написании ЭУМК использованы материалы, изложенные в учебниках, учебных пособиях, методических указаниях, технических нормативно-правовых актов, научных статьях, материалах научно-практических конференций.

Цель ЭУМК

Целью ЭУМК является изучение методов, правил и норм проектирования, которые позволяют из заданных условий работы деталей машин выбрать наиболее рациональный материал, форму, размеры, степень точности изготовления и шероховатость поверхности, а также технические условия изготовления.

Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении комплекса специальных дисциплин: «Физика», «Технология конструкционных материалов», «Механика материалов», «Материаловедение», «Теоретическая механика», «Теория механизмов и машин», «Нормирование точности и технические измерения», «Инженерная графика».

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» студент должен:

знать:

– конструкции, типаж, материалы и способы изготовления деталей машин общего назначения;

– взаимодействие деталей и физические процессы, сопутствующие их работе, с учетом сопротивления воздействию эксплуатационных факторов, видов и характера разрушения деталей и определение критериев их работоспособности и расчёта;

– инженерные методы расчёта деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;

– методы автоматизированного проектирования и конструирования с помощью компьютерной графики.

уметь:

– выполнять инженерные расчёты деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность и долговечность;

– конструировать детали, узлы и приводы общемашиностроительного назначения;

– выполнять конструкторскую разработку деталей, узлов и приводов с применением норм проектирования типовых проектов

владеть:

- методами обоснования конструкций узлов и деталей машин;
- методами автоматизированного проектирования и конструирования типовых деталей машин;
- методами инженерного расчёта деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- основами проектирования механизмов;
- расчётами основных механических передач и соединений;
- информацией о типовых конструкциях и материалах деталей и узлов машин;
- справочными материалами типовых элементов конструкций машин.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает учебные, научные и методические материалы по учебной дисциплине «Детали машин». Состоит из четырех разделов: теоретического, практического, контроля знаний, вспомогательного.

Теоретический раздел ЭУМК содержит материалы для теоретического изучения дисциплины «Детали машин» в объеме, установленном учебным планом и учебной программой для специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)» и специальности 7-07-0714-01 «Машины и оборудование для горнодобывающих производств» (профилизация «Горная электромеханика»).

В практическом разделе ЭУМК приведен примерный перечень тем лабораторных и практических занятий.

Раздел контроля знаний включает перечень контрольных вопросов и заданий для самостоятельной работы студентов.

Во вспомогательный раздел входит основная и дополнительная литература.

Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения учебной дисциплины «Детали машин».

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

Электронный документ открывается в среде Windows на IBM PC – совместимом персональном компьютере стандартной конфигурации.

І ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1 ПРЕДМЕТ ДИСЦИПЛИНЫ.

«Детали машин» является первым из расчетно-конструкторских курсов, в котором изучают **основы проектирования** машин и механизмов.

Цель курса «Детали машин» – изучение методов, правил и норм проектирования, которые позволяют из заданных условий работы деталей машин выбрать наиболее рациональный материал, форму, размеры, степень точности изготовления и шероховатость поверхности, а также технические условия изготовления.

Машина – механическое устройство, предназначенное для выполнения требуемой полезной работы, связанной с процессом производства или транспортирования.

Любая машина (механизм) состоит из деталей.

Деталь – такая часть машины, которую изготавливают без сборочных операций. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т.п.) или сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т.п.). Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т.п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов), например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т.п.

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т.п.). Эти детали (узлы) называют *деталью общего назначения* и изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т.п.) относятся к *деталью специального назначения* и изучаются в специальных курсах.

Первый курс под названием «Детали машин» написан в 1881 году проф. В.Л. Кирпичевым (1845–1913). В дальнейшем этот курс получил свое развитие в трудах проф. П.К. Худякова (1857–1936), А.И. Сидорова (1866–1931), М.А. Саверина (1891–1952), М. Н. Иванова (1913–1994) и др.

Наиболее общая классификация деталей и узлов

1. Соединения (резьбовые, сварные, заклёпочные, клеевые).
2. Механические передачи, в которых энергия, как правило, передаётся при вращательном движении как наиболее удобном, так как оно непрерывно и может иметь большую скорость. Они передают энергию с одного вала на другой, как правило, с изменением угловых скоростей и вращающих моментов.
3. Валы и оси используются для установки вращающихся шкивов, звёздочек, зубчатых колёс.
4. Опоры валов: подшипники качения, подшипники скольжения.
5. Муфты – устройства для соединения валов.

6. Пружины и рессоры используются для защиты от вибраций и ударов; для накопления энергии для совершения полезной работы.

7. Специальные детали (поршни, цилиндры, гибкие валы, лемехи, отвалы и т.д.)

1.1 Общие основы конструирования

Основные требования, предъявляемые к машинам и их деталям

Каждая проектируемая машина должна превосходить по своим технико-экономическим характеристикам ранее выпускавшуюся аналогичную машину. Новая машина должна удовлетворять трем основным категориям требований: социальным, экономическим и техническим.

Социальные требования – это требования, выполнение которых обеспечивает безопасные условия труда, а также решение вопросов эстетики при приемлемом уровне затрат физической энергии. По этим требованиям безопасные условия труда должны выполняться как при эксплуатации машины, так и в процессе технического обслуживания и ремонта.

Экономические требования обеспечивают повышение эффективности общественного производства за счёт наиболее полного использования материальных, трудовых и денежных ресурсов. По этим требованиям оценивается экономическая целесообразность использования новых машин в народном хозяйстве.

Экономичность определяется стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию. Для обеспечения экономичности машины необходимо конструировать её из равнопрочных деталей с допусаемым запасом прочности.

Технические требования обеспечивают техническое соответствие машины заданному функциональному назначению и уровню мировых стандартов по основным параметрам. Одним из основных технических показателей является надёжность в работе.

Надёжность – это свойство изделия сохранять в течение определённого времени свою работоспособность, выполнять свои функции в течение заданного срока службы.

Основные критерии надёжности, работоспособности и расчёта деталей машин – прочность, износостойкость, жёсткость, теплостойкость, виброустойчивость, коррозионная стойкость.

Значение того или иного критерия для данной детали зависит от её функционального назначения и условий работы. Так для крепёжных винтов главным критерием является прочность, для ходовых винтов – износостойкость. Поэтому по одному или по нескольким из этих критериев ведут расчёт.

При конструировании деталей машин для обеспечения работоспособности устраняются *причины выхода из строя деталей*.

1. *Поломки:*

– статические (возникают, когда рабочие напряжения превышают предел прочности σ_b или предел текучести σ_t , т.е. возникают от случайных перегрузок), обычно связаны со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т.п.).

– усталостные (возникают от длительного действия повторно-переменных напряжений). Сопротивление усталости значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, канавки и т.п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Прочность является главным критерием работоспособности большинства деталей. Прочность – свойство материала выдерживать нагрузки не разрушаясь. Непрочные детали не могут работать. Следует помнить, что разрушения частей машины приводят не только к простоям, но и к несчастным случаям.

2. Разрушение поверхности:

- выкрашивание (под действием контактных напряжений);
- износ (от действия сил трения).

Изнашивание – процесс постепенного изменения размеров деталей в результате трения. При этом увеличиваются зазоры в подшипниках, в направляющих, в зубчатых зацеплениях, в цилиндрах поршневых машин и т.п. Увеличение зазоров снижает качественные характеристики механизмов – мощность, КПД, надежность, точность и пр. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте. Несвоевременный ремонт приводит к поломке машины, а в некоторых случаях и к аварии.

Установлено, что при современном уровне техники 85...90% машин выходит из строя в результате изнашивания и только 10... 15% по другим причинам.

3. Недостаточная жесткость приводит к значительным деформациям.

Жесткость – способность детали не изменять размеры и форму под действием нагрузок.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих перемещений деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы. Такими условиями могут быть условия работы сопряженных деталей (например, качество зацепления зубчатых колес и условия работы подшипников ухудшаются при больших прогибах валов) и технологические условия (например, точность и производительность обработки на металлорежущих станках в значительной степени определяются жесткостью станка и обрабатываемой детали).

4. Нагрев.

Нагрев деталей машин может вызвать следующие вредные последствия: понижение прочности материала и появление ползучести; понижение защитной способности масляных пленок, а следовательно, увеличение изнашивания деталей; изменение зазоров в сопряженных деталях, которое может привести к заклиниванию или заеданию; понижение точности работы машины.

Теплостойкость – свойство материала сопротивляться воздействию температуры.

Чтобы не допустить вредных последствий перегрева на работу машины, выполняют тепловые расчеты и, если необходимо, вносят соответствующие конструктивные изменения (например, искусственное охлаждение).

5. Вибрация.

Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрации снижают качество работы машин. Особенно опасными являются резонансные колебания. Вибрация предотвращается расчётом на колебания.

Виброустойчивость – свойство материала сопротивляться воздействию вибрации.

6. Коррозия.

Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих конструкций. Из-за коррозии ежегодно теряется до 10% выплавляемого металла. Коррозия особенно опасна для поверхностей трения и деталей, работающих при переменных напряжениях. При этом существенно сокращаются износостойкость и сопротивление усталости.

Коррозионная стойкость – свойство материала не окисляться в течение заданного срока службы.

Для защиты от коррозии применяют антикоррозионные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов, например нержавеющей стали и пластмасс. Особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот, щелочей и в других агрессивных средах.

7. Старение.

Старение материалов – медленное, самопроизвольное, необратимое изменение физико-химических и механических свойств и структуры материалов при эксплуатации и длительном хранении. Старение происходит под действием теплового движения молекул и атомов, светового и иного излучения, механических воздействий, гравитационных и магнитных полей и других факторов. В результате материал переходит в более равновесное состояние. Старение считается вредным процессом, так как свойства материала с течением времени отклоняются от спроектированных, обычно в худшую сторону.

Старение происходит, как правило, в твёрдых телах и полимерах. Учитывается при определении срока службы деталей.

Методы прочностных расчётов

1. По условию прочности для определённого напряжения, например, по нормальному напряжению $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$.

2. По коэффициенту n запаса прочности (коэффициенту безопасности) $n \geq [n]$.

3. По вероятности безотказной работы.

Расчеты на прочность по номинальным напряжениям удобны в качестве предварительных и для обобщения опыта конструирования путём накопле-

ния данных о напряжениях в хорошо зарекомендовавших себя конструкциях, работающих в сходных условиях.

Расчеты по коэффициентам запаса прочности учитывают в явной форме отдельные факторы, влияющие на прочность: размеры деталей, концентрацию напряжений, колебания напряжений, упрочнения, шероховатость поверхности, а поэтому более точны. Вместе с тем эти расчёты сохраняют условность.

Наиболее прогрессивным является расчёт по вероятности безотказной работы, как по истинному и физически ясному критерию.

Допускаемые напряжения и допускаемый коэффициент запаса прочности, необходимые для первых двух методов расчёта, определяют двумя способами:

- 1) табличным способом (по таблицам ГОСТа для данной отрасли);
- 2) дифференциальным способом (аналитически, т.е. расчётом).

Например:

– допускаемое напряжение $[\sigma] = \frac{\sigma_v}{[n]}$ при постоянной нагрузке или

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[n]} \text{ для переменной нагрузки,}$$

где σ_v – предел прочности материала;

$\sigma_{пред}$ – предельное напряжение, т.е. напряжение, действие которого в течение некоторого срока службы приводит к разрушению;

$[n]$ – допускаемый запас прочности.

$$[n] = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3,$$

где n_1 – запас прочности, который учитывает степень ответственности детали, $n_1 = 1, 1,1 \dots 1,5$;

n_2 – учитывает степень точности и надёжности расчёта, $n_2 = 1, 1,0 \dots 1,5$;

n_3 – учитывает однородность материала в зависимости от термообработки, $n_3 = 1, 2 \dots 1,5$.

Факторы, влияющие на величину предельных напряжений:

- 1) вид нагрузки действующей на деталь;
- 2) материал детали;
- 3) размер детали;
- 4) форма детали;
- 5) качество поверхности.

Вид нагрузки (циклы нагружений)

Нагрузки, действующие на детали машин, и соответствующие им напряжения, могут быть постоянными и переменными с течением времени.

Постоянные нагрузки в чистом виде в машинах почти не встречаются. Постоянная нагрузка во вращающихся деталях вызывает переменные напряжения. За постоянные нагрузки при расчётах принимают мало изменяющиеся

нагрузки. К таким нагрузкам можно отнести нагрузки от силы тяжести детали, нагруженной большой начальной затяжкой (крепежные винты) и детали с малым числом плавных нагружений.

Переменные напряжения характеризуются циклом напряжений, и непрерывно изменяются с течением времени. Параметрами цикла нагружения являются частота циклов λ , период цикла T , максимальное σ_{\max} и минимальное напряжение σ_{\min} , среднее напряжение σ_m и амплитуда напряжений σ_a (рисунок 1.1).

1. Частота циклов λ – отношение числа циклов N напряжений к интервалу времени t их действия, $\lambda = \frac{N}{t}$.

2. Период цикла T – продолжительность одного цикла напряжений, $T = \frac{1}{\lambda}$ (при вращательном движении $T = 2 \cdot \pi / \omega = 60/n$).

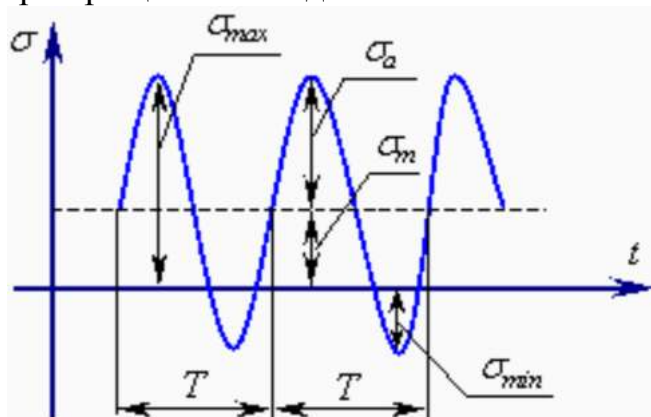


Рисунок 1.1 – Характеристики цикла изменения нагрузки

3. Максимальное напряжение σ_{\max} (τ_{\max}) – наибольшее алгебраическое значение напряжения цикла.

4. Минимальное напряжение σ_{\min} (τ_{\min}) – наименьшее алгебраическое значение напряжения цикла.

5. Среднее напряжение цикла σ_m (τ_m) – постоянная составляющая цикла напряжений,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}.$$

6. Амплитуда цикла σ_a – наибольшее числовое положительное значение переменной составляющей цикла напряжений $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$.

7. Коэффициент асимметрии цикла $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ является индексом при обозначении предельных напряжений для соответствующего цикла нагружения. Например, для цикла с **постоянной нагрузкой** ($\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m$) коэффициент асимметрии $r = +1$, поэтому предельное напряжение $\sigma_{пред}$ можно обозначить как σ_{+1} , т.е. $\sigma_{пред} = \sigma_{+1}$ (рисунок 1.2а).

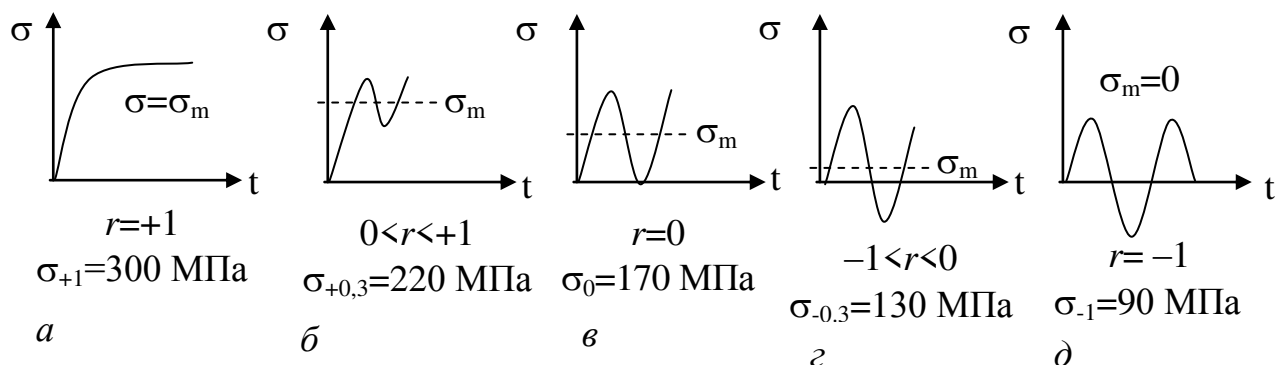
Переменные нагрузки различают по направлению действия и величине:

– знакопостоянные (рисунок 1.2 б), когда после нагружения без рывков и ударов напряжение меняется в пределах одного направления $0 < \sigma \leq \sigma_{\max}$, тогда $\sigma_{пред} = \sigma_{+0,3}$;

– пульсирующие, или нагрузки с отнулевым циклом, в котором напряжения меняются от нуля до максимума $\sigma_{\min} = 0 \leq \sigma \leq \sigma_{\max}$, при этом $\sigma_{пред} = \sigma_0$ (зубья зубчатых колёс, работающих в одну сторону, штоки, толкатели и шатуны тихоходных механизмов) (рисунок 1.2 в);

– знакопеременные асимметричные, когда напряжение меняется по величине и по направлению, т.е. от $\sigma_{\min} < 0$ до $\sigma_{\max} > 0$ причём $|\sigma_{\min}| \neq |\sigma_{\max}|$ и $\sigma_{пред} = \sigma_{-0,3}$ (рисунок 1.1 з);

– знакопеременные с симметричным циклом (рисунок 1.1 д), в котором напряжения меняются от $\sigma_{\min} < 0$ до $\sigma_{\max} > 0$ при этом $|\sigma_{\min}| = |\sigma_{\max}|$, $\sigma_m = 0$, тогда $\sigma_{пред} = \sigma_{-1}$ (напряжения при изгибе вращающихся валов).



a – постоянной; *б* – знакопостоянной; *в* – отнулевой; *з* – знакопеременной асимметричной; *д* – знакопеременной симметричной

Рисунок 1.2 – Графики нагрузок

Значения предельных напряжений при каждом цикле нагружения (см. рисунок 1.2) приведены для стали ст3. Предельное напряжение σ_{-1} для симметричного цикла является минимальным предельным напряжением $\sigma_{пред}$ для материала.

Опытное определение предельных напряжений $\sigma_{пред}$ при различных видах нагрузки

При действии постоянной нагрузки предельными напряжениями являются:

для пластичного материала:

– предел текучести $\sigma_m = \sigma_{пред}$, который определяется при растяжении образца (по диаграмме растяжения);

для хрупкого материала:

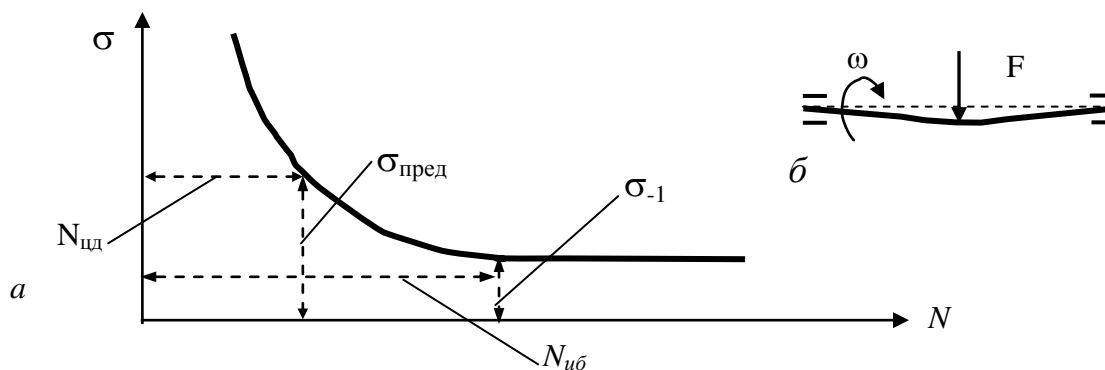
– предел прочности $\sigma_b = \sigma_{пред}$ – определяемый при сжатии образца.

Предельное напряжение при действии переменной нагрузки определяют для симметричного цикла изменения нагрузки.

Предельное напряжение при симметричном цикле нагружения определяется опытным путём, Для чего образец (вал постоянного диаметра) нагружают силой F , расположенной симметрично опорам тем самым вызывают прогиб образца. При вращении этого образца с угловой скоростью ω (рисунок 1.3 б) максимальные напряжения от изгиба циклически меняют знак, что вызывает усталость и разрушение этого образца. Напряжения в момент перед разрушением и есть предельные напряжения $\sigma_{пред} = \sigma_{-1}$.

По опытным значениям предельного напряжения $\sigma_{пред}$ и соответствующего действительного числа циклов нагружения $N_{дц}$ строится кривая вынос-

ливости, которая имеет вид логарифмической кривой (рисунок 1.3 а). При малых нагрузках число циклов нагружения до разрушения очень большое и логарифмическая кривая переходит в горизонтальную прямую.



а – кривая выносливости; б – схема нагружения

Рисунок 1.3 – К определению предела выносливости σ_{-1}

Число циклов нагружения, соответствующее началу горизонтального участка, является базовым числом циклов нагружения $N_{цб}$.

Максимальное напряжение, которое образец выдерживает без разрушения при базовом числе циклов нагружения $N_{цб}$, является пределом выносливости σ_{-1} . Для ограничения очень большого числа циклов базовое число циклов $N_{цб}$ принимают условно.

Предел выносливости при растяжении и кручении определяют из эмпирических формул по известному (опытному) пределу выносливости для изгиба (при симметричном цикле)

$$\text{растяжение } \sigma_{-1p} \approx (0,7 \dots 0,9) \cdot \sigma_{-1}$$

$$\text{кручение } \tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1}$$

Определение предельного напряжения $\sigma_{пред}$ для числа циклов нагружения меньше базового $N_{цб}$

Так как требуемый срок службы детали (действительное число циклов $N_{цд}$) чаще всего меньше базового, то предельное напряжение $\sigma_{пред}$ для этого срока службы определяют, зная предел выносливости σ_{-1} (предельное напряжение при базовом значении числа циклов $N_{цб}$ нагружения).

Для логарифмической кривой, выполняется зависимость $\sigma^m \cdot N = \text{const}$.

$$\text{Для конкретного случая нагружения } \sigma_{-1}^m \cdot N_{цб} = \sigma_{пред}^m \cdot N_{цд},$$

где m – показатель степени, который характеризует наклон логарифмической кривой (учитывает вид деформации);

$N_{цд}$ – действительное число циклов нагружения.

$$N_{цд} = 60 \cdot n \cdot t \cdot C,$$

где n – частота вращения, об/мин;

t – срок службы, час;

C – число нагружений за один оборот.

Тогда

$$\sigma_{пред} = \sigma_{-1} \cdot \sqrt[m]{\frac{N_{цб}}{N_{цд}}},$$

где $\sqrt[m]{\frac{N_{цб}}{N_{цд}}}$ – коэффициент, учитывающий режим нагружения и долговеч-

ность работы детали, (коэффициент долговечности) $\sqrt[m]{\frac{N_{цб}}{N_{цд}}} = K,$

или

$$\sigma_{пред} = \sigma_{-1} \cdot K.$$

Наиболее общая последовательность расчёта

1. Исходные данные.
2. Расчетная схема.
3. Определение величин действующих нагрузок (силовых факторов).
4. Предварительное определение характерного (основного) размера.
5. Определение всех остальных размеров (геометрический, кинематический, силовой расчёты).
6. Проверочный расчет.
7. Вычерчивание детали.

2 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Общие сведения

Механическими передачами или просто передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов (например, вращательное в поступательное) и законов движения.

Передачи имеют широкое распространение в машиностроении, например, в таких машинах, как автомобиль или станок, имеется по нескольку десятков зубчатых колес, а мировой выпуск зубчатых колес измеряется миллионами штук в день.

Механическая энергия, используемая для приведения в движение машины-орудия, представляет собой энергию вращательного движения вала двигателя.

Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах, так как обладает следующими достоинствами:

- 1) обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение;
- 2) позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма.

Назначение передач в машинах и их классификация

Назначение передач. *Все современные двигатели* для уменьшения габаритов и стоимости выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном оптимальных параметров. При несовпадении характеристик двигателя и рабочего органа машины двигатель или перегружается и выходит из строя, или недогружается и его КПД уменьшается, т.е. увеличиваются потери. Поэтому непосредственно вал двигателя соединяют только с валом быстроходного рабочего органа (вентиляторы и т.п.). В абсолютном большинстве случаев режим работы машины-орудия согласовывается с режимом работы двигателя при использовании одной или нескольких передач.

Передачи служат для согласования технических характеристик двигателя с характеристиками рабочего органа.

В современном машиностроении применяются механические, пневматические, гидравлические и электрические передачи. В курсе ДМ рассматриваются только наиболее распространенные из механических передач. Каждая передача включает два вала – входной и выходной (ведущий и ведомый) и детали вращения на этих валах. Все параметры входного вала имеют индекс 1, параметры выходного вала имеют индекс 2.

Двигатель вместе с передачей (передачами) является приводным органом машины или приводом. Привод из нескольких передач включает и промежуточные валы.

Классификация передач

В зависимости от сил, используемых для передачи параметров движения, все механические передачи делятся на две группы:

- 1) передачи трением – фрикционные и ременные;
- 2) передачи зацеплением – зубчатые, червячные, цепные.

Все передачи трением имеют повышенный износ рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа передачи параметров движения передачи бывают:

а) с непосредственным контактом элементов – фрикционные, зубчатые, червячные;

б) с гибкой связью элементов – ременные, цепные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между их элементами.

В зависимости от относительной частоты вращения n_2 выходного вала передачи бывают:

- повышающие, $n_2 > n_1$, мультипликаторы;
- понижающие, $n_2 < n_1$, редукторы.

Характеристики механических передач

Основные характеристики

– мощность на ведущем валу P_1 и на ведомом валу P_2 , кВт. Мощность может быть выражена через окружную силу F_t (Н) и окружную скорость V (м/с) колеса, шкива, барабана и т.п.

$$P = F_t \cdot V.$$

– быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и на выходе n_2 , об/мин или угловыми скоростями соответственно ω_1 и ω_2 , $1/c$.

Производные (относительные) характеристики

Кроме основных характеристик различают и часто используются:

– коэффициент полезного действия, который учитывает, какая часть затраченной мощности используется полезно, $\eta = \frac{P_2}{P_1}$;

– передаточное отношение, определяемое как отношение угловых скоростей с учётом направления потока мощности, $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$. При $i > 1$ ($n_1 > n_2$) передача является понижающей. При $i < 1$ ($n_1 < n_2$) передача является повышающей;

– крутящий момент $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$, (Нм) на ведущем валу и $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$ на ведомом валу. С учётом выше приведённых зависимостей для P и ω крутящий момент на ведомом валу $T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$.

Коэффициент полезного действия привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач (ступеней), равен произведению коэффициентов полезного действия всех его передач (ступеней).

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

где η_1, η_2, η_n – КПД последовательно расположенных передач (ступеней) привода.

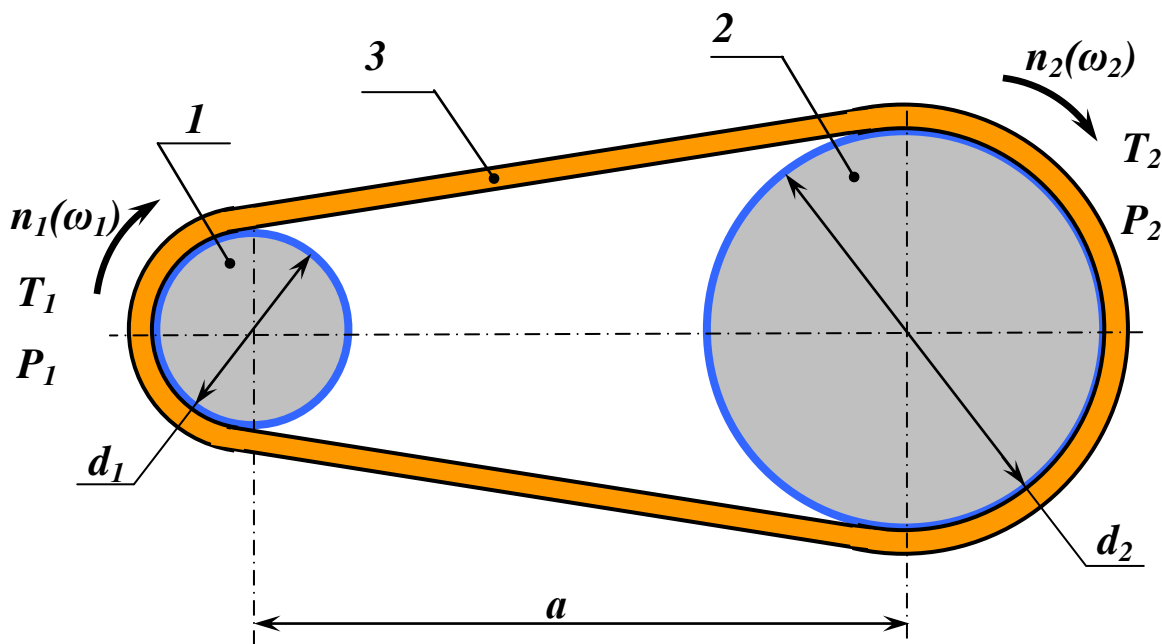
Передаточное отношение привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равно произведению передаточных отношений всех его передач.

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n.$$

2.2 Ремённые передачи

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Она предназначена для преобразования и передачи параметров вращательного движения на большие расстояния.

Ременная передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и ремня 3, огибающего шкивы и передающего окружное усилие с помощью сил трения (рисунок 2.1).



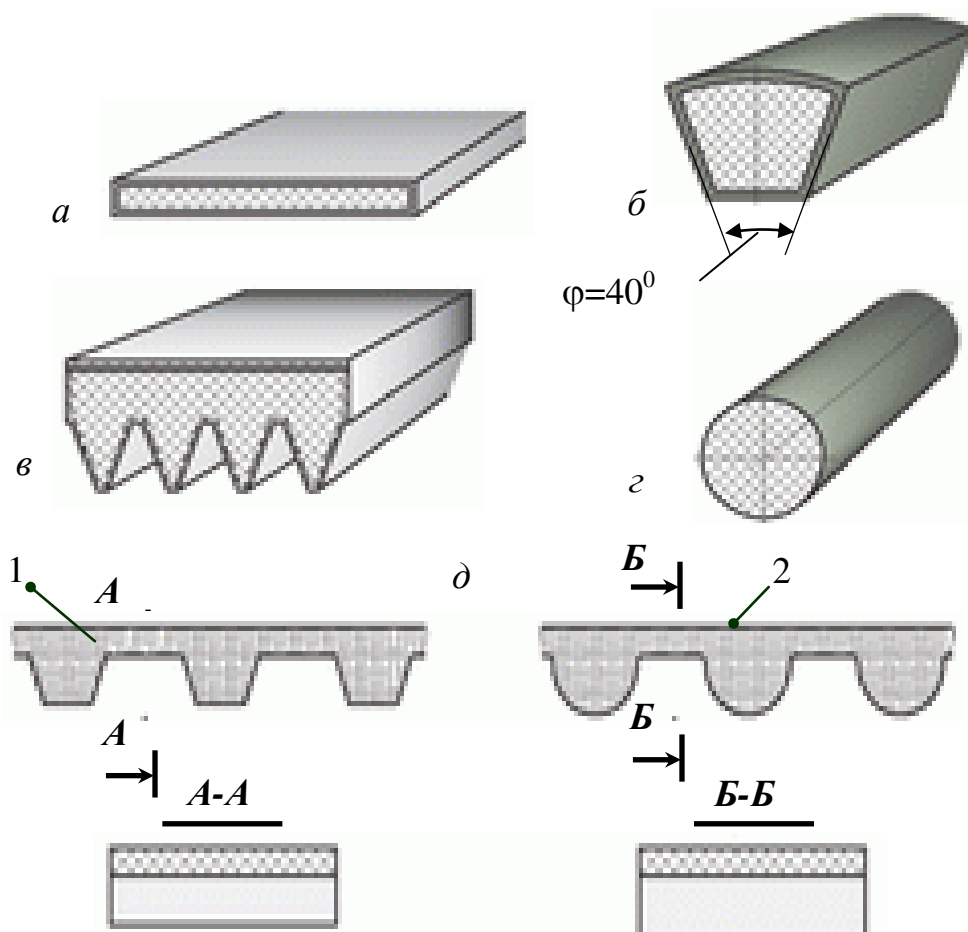
1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень

Рисунок 2.1 – Схема ремённой передачи

В зависимости от формы поперечного сечения и формы ремня передачи различают: а) плоскоремённые; б) клиноремённые; в) поликлиноремённые; г) круглоремённые; д) зубчаторемённые с зубьями трапецеидальной формы сечения или полукруглой формы (рисунок 2.2).

Ремённая передача это один из старейших типов передач. По сравнению с зубчатыми передачами она имеет следующие преимущества:

- возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более);
- плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;
- предохранение механизмов от перегрузки за счёт возможного проскальзывания ремня;
- простота конструкции и эксплуатации.



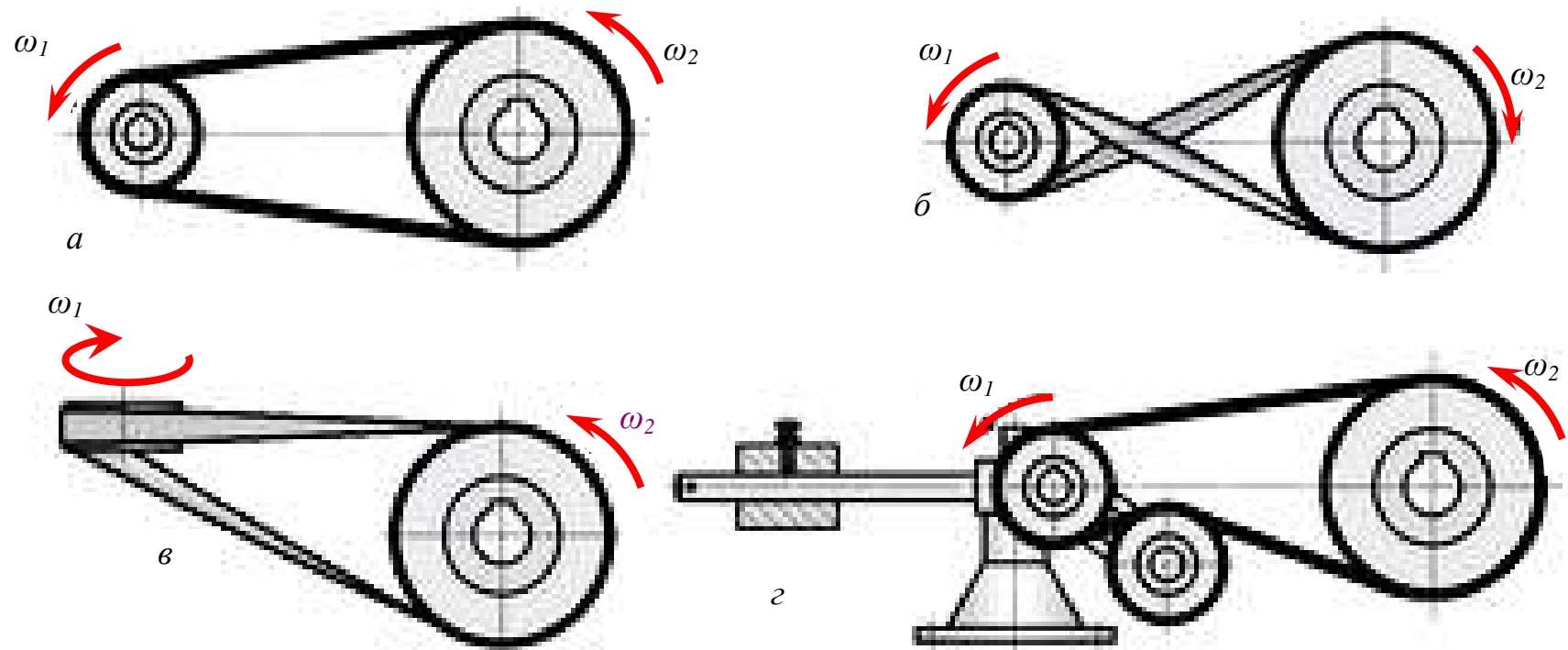
a – плоский; *б* – клиновой; *в* – поликлиновой; *г* – круглого сечения; *д* – зубчатый ремень; 1 – зубья трапециевидальной формы;

2 – зубья полукруглой формы

Рисунок 2.2 – Типы ремней

Основные недостатки ремённой передачи:

- повышенные габариты (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колёс);
- непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки;
- повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (в 2–3 раза большие по сравнению с зубчатой передачей);
- низкая долговечность ремней (в пределах 1000...5000 часов).



a – открытая; *б* – перекрёстная; *в* – полуперекрёстная; *г* – с натяжным роликом
 Рисунок 2.3 – Виды ремённых передач

Наиболее широкое применение в машинах имеют **плоские и клиновые ремни**. Плоские ремни применяют как простейшие, испытывающие минимальные напряжения изгиба на шкивах; клиновые – в связи с их повышенной тяговой способностью. Круглые ремни применяют для передачи малых мощностей, преимущественно в приборах, настольных станках, машинах швейной промышленности и бытовых машинах.

Клиновые ремни в передаче применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и избежать больших напряжений изгиба у одного ремня, который получился бы увеличенного сечения. Плоские ремни, позволяющие изменением ширины ремня варьировать нагрузочную способность, применяют по одному в передаче. Обычно по одному применяют и круглые ремни.

Разновидностями ремённых передач являются (рисунок 2.3):

- открытая;
- перекрёстная;
- полуперекрёстная;
- с натяжным роликом,

кроме того – угловая передача (с направляющими роликами) и передача со ступенчатыми шкивами.

Необходимым условием работы ремённых передач является натяжение ремня, которое должно сохраняться во время эксплуатации для создания необходимого трения между ремнём и шкивом.

Натяжение ремня обеспечивают несколькими способами:

1) перемещением одного из шкивов (рисунок 2.3 *a*);

- перемещением двигателя по салазкам;
- поворотом двигателя на качающейся плите;

2) натяжным или оттяжным роликами;

3) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от нагрузки.

Ремённые передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Когда передаваемая мощность не превышает 50 кВт.

В механических приводах ремённую передачу используют в качестве быстроходной ступени преимущественно как понижающую при окружных скоростях до 40–50 м/с.

2.3 Основы расчёта ремённых передач

Теоретические основы расчёта являются общими для всех типов ремней.

Основные критерии работоспособности ремённых передач:

– тяговая способность, определяемая силой трения между ремнём и шкивом;

– долговечность ремня, которая ограничивается усталостным разрушением.

Основным расчётом является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность является проверочным.

Кинематический расчёт (параметры)

Окружные скорости ведущего и ведомого шкивов:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с.}$$

Вследствие упругого скольжения ремня по шкиву окружные скорости ведущего и ведомого шкивов неодинаковы. Между ними существует соотношение

$$V_2 = V_1 (1 - \varepsilon),$$

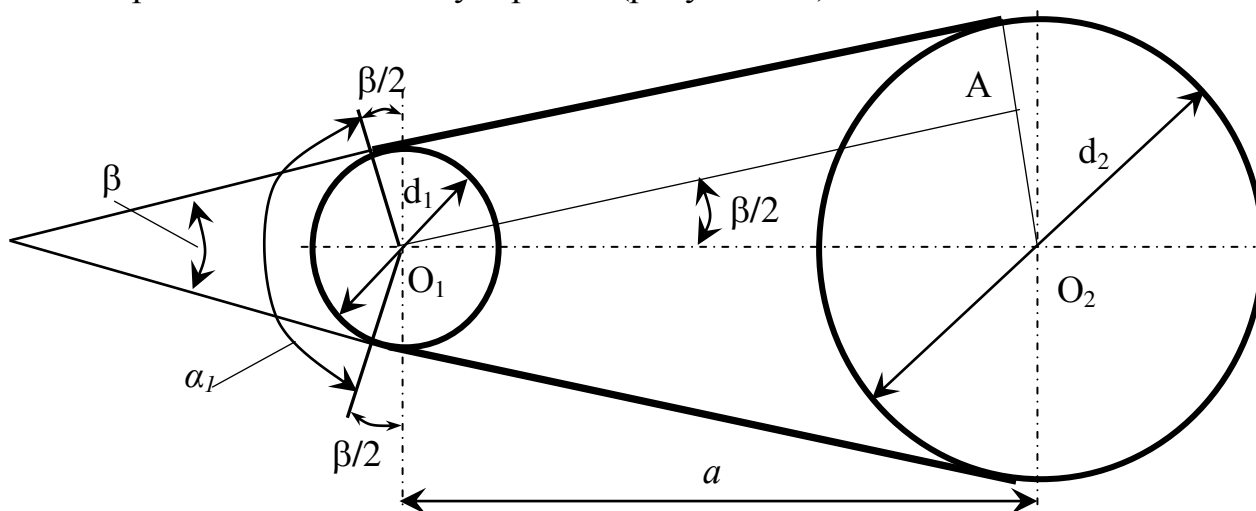
где ε – коэффициент упругого скольжения, $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Передаточное отношение с учетом скольжения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Геометрический расчёт ремённых передач

В этом расчёте определяют геометрические параметры, такие как: угол β между ветвями ремня, угол α_1 обхвата ремнём меньшего шкива, межосевое расстояние a и длину L ремня (рисунок 3.1).



β – угол между ветвями ремня; α_1 – угол обхвата ремнём меньшего шкива; a – межосевое расстояние

Рисунок 3.1 – Схема ремённой передачи к геометрическому расчёту

Угол β между ветвями передачи определяется из вспомогательного треугольника O_1AO_2 . Так как катет этого треугольника $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$, то

$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} = \frac{\Delta}{a}$, отсюда угол между ветвями $\beta = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{\Delta}{a}\right)$ в радианах.

Или при малых углах $\beta \approx \frac{2 \cdot \Delta}{a} \approx \frac{2 \cdot (d_2 - d_1)}{2 \cdot a}$. Угол обхвата α_1 ремнём малого

шкива $\alpha_1 = 180^\circ - \beta \approx 180 - 57,3 \cdot 2 \cdot \frac{\Delta}{a}$. Или $\alpha_1 = 180 - \frac{180 \cdot (d_2 - d_1)}{\pi \cdot a}$ (в градусах).

Для обеспечения тяговой способности плоскоремённой передачи рекомендуется минимальный угол обхвата $\alpha_1 = 150^\circ$, а клиноремённой – $\alpha_1 = 120^\circ$.

Длина ремня ℓ без учёта провисания определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$\ell = 2 \cdot a \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) + \pi \cdot \frac{d_2 + d_1}{2} + \beta \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Приближенно можно принять $\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 1 - 0,5\left(\frac{\beta}{2}\right)^2$, тогда

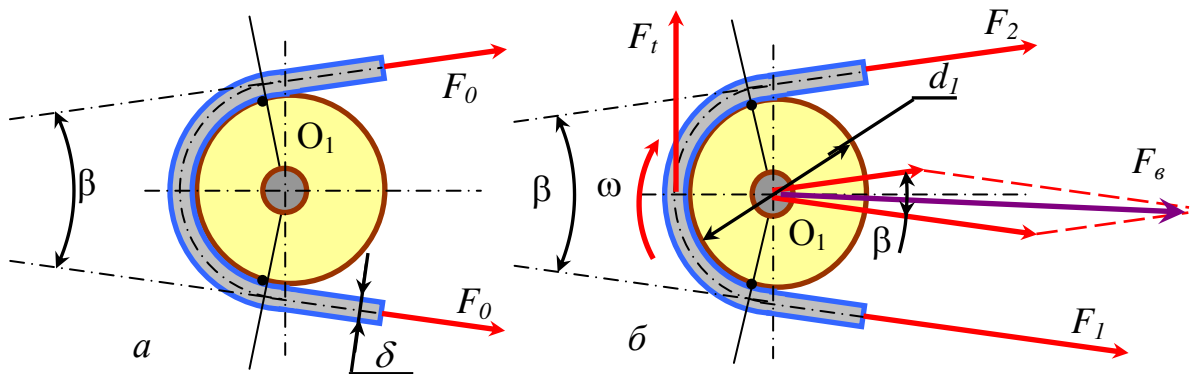
$$\ell = 2a + \pi \cdot \frac{d_2 + d_1}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}.$$

Расстояние между осями шкивов при выбранной длине ремня

$$a = \frac{2 \cdot \ell - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{(2 \cdot \ell - \pi \cdot (d_2 + d_1))^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

Силовой расчёт ремённой передачи

В расчёте на один ремень определяют силы (рисунок 3.2) из выражений:



a – в неработающей; b – в работающей
Рисунок 3.2 – Силы в ремённой передаче

1) F_0 – сила предварительного натяжения ремня

$$F_0 = A \cdot \sigma_0,$$

где A – площадь сечения ремня, мм^2 ;

σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня;

2) F_t – окружная сила $F_t = 2T/d$, так как T это результирующий момент, то

$$F_t = F_1 - F_2,$$

где F_1 – сила натяжения ведущей ветви ремня;

F_2 – сила натяжения ведомой ветви ремня.

$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0$, тогда с учётом F_t

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t, \text{ а } F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t;$$

3) F_v – центробежная сила

$$F_v = \rho \cdot A \cdot V^2 \text{ (рисунок 3.3).}$$

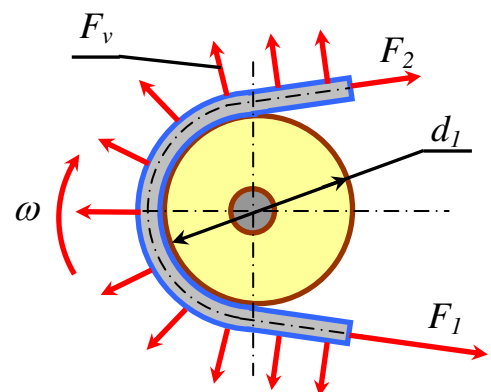


Рисунок 3.3 – Схема действия центробежной силы

Соотношение натяжений ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей при работе без учёта центробежных сил определяют по известному уравнению Л. Эйлера, выведенному для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha f},$$

где e – основание натурального логарифма;

f – коэффициент трения.

$$4) F_g - \text{сила давления на валы } F_g = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} = 2F_0 \cos \frac{\beta}{2}.$$

Связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и α_1 установил Эйлер.

$$F_1 = F_t \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1}; F_2 = F_t \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1}; F_0 = \frac{F}{2} \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1}.$$

Они позволяют определить минимальное предварительное натяжение ремня F_0 , обеспечивающее передачу заданной нагрузки F_t . Из этих зависимостей видно, что увеличение f и α_1 благоприятно отражается на работе передачи.

Напряжения в ремне передачи

1. Напряжение от предварительного натяжения.

Напряжения в сечениях ведущей и ведомой ветвей от начального натяжения находят в предположении, что ремень представляет собой стержень постоянного сечения, работающий на растяжение (рисунок 3.2 а):

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A},$$

где A – площадь сечения ремня.

2. Полезное напряжение. Возникает в ведущей ветви работающей передачи.

Полезное напряжение σ_t определяют как разность напряжений в сечении ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвей.

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2 \text{ или } \sigma_t = \frac{F_t}{A}.$$

Напряжения в сечениях ведущей и ведомой ветвей при действии внешней нагрузки:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

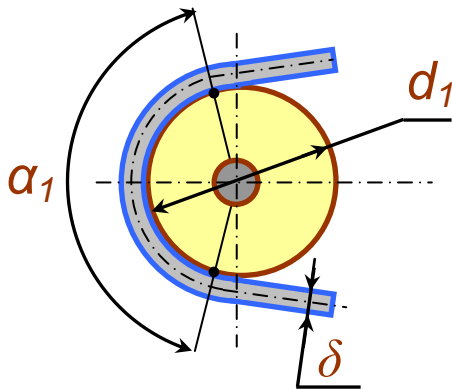
Тяговая способность передачи характеризуется значением полезного напряжения σ_t (максимально допустимой окружной силы F_t).

Допустимое полезное напряжение σ_t по условию отсутствия буксования возрастает с увеличением напряжения σ_0 от предварительного натяжения в соответствии с зависимостью $\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{(e^{\alpha f} - 1)}{(e^{\alpha f} + 1)}$. Но при увеличении σ_0 сни-

жается долговечность ремня. Для обеспечения σ_t в пределах 2,0...2,5 МПа σ_0

рекомендуют принимать: для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа, для плоских ремней $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа.

3. Напряжения изгиба. Эти напряжения возникают при изгибе ремня на шкивах (рисунок 3.1). Наибольшее напряжение изгиба σ_u возникает в сечениях ремня на ведущем шкиве. По закону Гука



$$\sigma_u = \varepsilon \cdot E,$$

где ε – относительное удлинение наружных волокон (коэффициент относительной деформации);

E – модуль упругости, МПа.

Если для плоских ремней $\varepsilon = \frac{\delta}{d_1}$, тогда

$$\text{получаем } \sigma_u = E \cdot \frac{\delta}{d_1},$$

где δ – толщина ремня, мм.

Рисунок 3.4 – Схема положения ремня на ведущем шкиве

По соображениям компактности передачи стараются принимать большие значения для отношения $\frac{\delta}{d_1}$, но при этом увеличиваются напряжения изгиба σ_u .

В отличие от σ_t и σ_0 увеличение σ_u не способствует повышению тяговой способности передачи. Эти напряжения (σ_u) являются главной причиной усталостного разрушения ремней.

4. Напряжения от центробежных сил.

Растягивающие напряжения σ_v (МПа) от центробежных сил можно определить, принимая, что ремень является кольцом, вращающимся с окружной скоростью v (м/с) вокруг своей оси (см. рисунок 3.3):

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} \text{ или } \sigma_v = 10^{-3} \rho \cdot v^2,$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³.

Напряжение от центробежных сил при плотности ремня $\rho = 1000$ кг/м³ для малоскоростных ($v < 10$ м/с) и среднескоростных ($v < 20$ м/с, наиболее распространённых) практически несущественно при $v = 20$ м/с $\sigma_v = 0,4$ МПа и только при $v = 40$ м/с $\sigma_v = 1,6$ МПа.

Суммарное максимальное напряжение σ_{\max} возникает в поперечном сечении ремня на ведущей ветви в месте его набегания на ведущий (малый) шкив (рисунок 3.5):

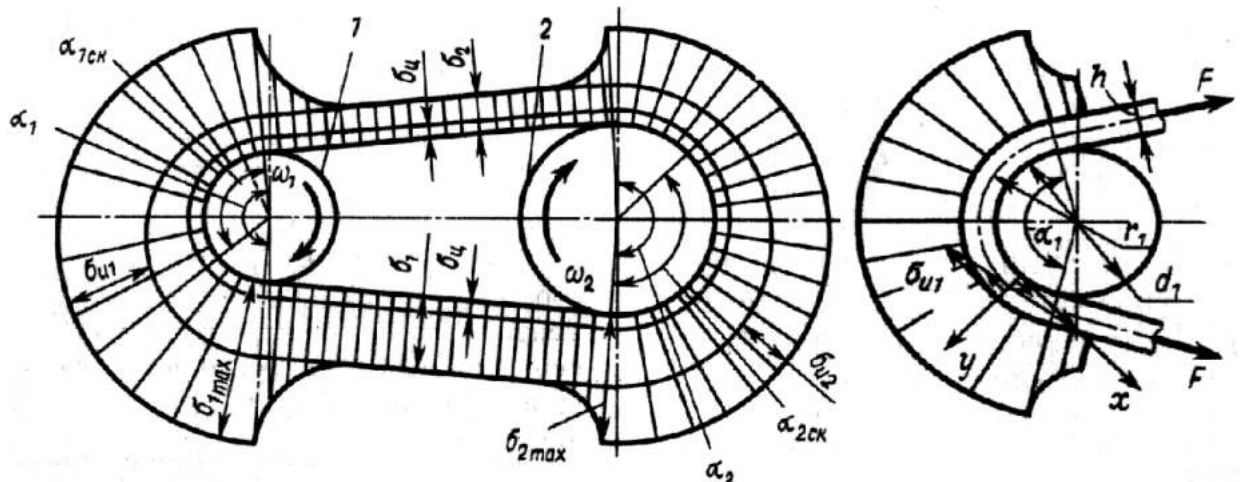
$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_v + \sigma_u = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_u.$$

Максимальное напряжение не должно превышать предела выносливости ремня:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{-1},$$

где σ_{-1} – предел выносливости ремня, для плоских резинотканевых ремней

$\sigma_{-1} = 6$ МПа; для клиновых и поликлиновых $\sigma_{-1} = 8$ МПа.



- 1 – ведущий шкив: σ_1 – напряжение ведущей ветви; σ_{u1} – напряжение от изгиба; σ_{1max} – максимальное напряжение; α_1 – угол обхвата; $\alpha_{1ск}$ – угол скольжения; $\sigma_u = \sigma_v$ – напряжение от центробежной силы;
- 2 – ведомый шкив: σ_2 – напряжение ведомой ветви; σ_{u2} – напряжение от изгиба; σ_{2max} – максимальное напряжение; α_2 – угол обхвата; $\alpha_{2ск}$ – угол скольжения

Рисунок 3.5 – Эпюра напряжений в ремне

Если полученное $\sigma_{max} > \sigma_{-1}$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива (уменьшить напряжения изгиба) или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Долговечность ремня зависит не только от значения напряжений σ_{max} , но также от характера и частоты изменения этих напряжений. Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня: $U = \frac{V}{\ell}$,

где V – окружная скорость;
 ℓ – длина ремня.

Чем больше число пробегов U , тем меньше долговечность ремня. Поэтому число пробегов ограничивают для плоских ремней $U \leq 3...5 \text{ с}^{-1}$, для клиновых ремней $U \leq 10...20 \text{ с}^{-1}$.

Допускаемое значение числа пробегов U косвенно ограничивает минимальную длину ремня L или межосевое расстояние a .

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. В результате гистерезисных потерь при деформации ремень нагревается тем больше, чем больше частота пробегов. Перегрев ремня приводит к снижению прочности.

Наработка (ресурс) ремня

$$H_0 = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} \right)^m \frac{10^7 \cdot L \cdot C_U' \cdot C_H}{3600 \cdot a \cdot V},$$

где σ_{-1} – предел выносливости, предельное напряжение, соответствующее базовому числу циклов изменения напряжений, $\sigma_{-1} = 8$ МПа для клино-

вых и поликлиновых ремней, $\sigma_{\perp}=6$ МПа для плоских резинотканевых ремней;

m – опытный показатель степени, $m = 6$ для плоских ремней, $m = 8$ для клиновых;

C'_U – коэффициент, учитывающий передаточное число;

C_H – коэффициент, учитывающий характер нагрузки.

При соблюдении указанных выше рекомендаций по выбору основных параметров передачи долговечность ремней исчисляется $N_0=2000...3000$ часов.

Потери в передаче и КПД

Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов; потерь от скольжения ремня по шкивам; 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 плоскоременных передач 0,96, для клиноремных 0,95.

Кривые скольжения и КПД

Работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и КПД (рисунок 3.6). Такие кривые являются результатом испытания ремней различных типов и материалов на типовых стендах и в типовых условиях: нагрузка постоянная, передача горизонтальная $\theta=0^\circ$, с углом $\alpha_j=180^\circ$, при этом передаточное число передачи $u=1$; окружная скорость $V=10$ м/с [1].

На графике по оси ординат отсчитывают относительное скольжение 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 позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т.е. характеризует степень загруженности передачи.

Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны именно 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 максимальный КПД. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например при пуске. 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.

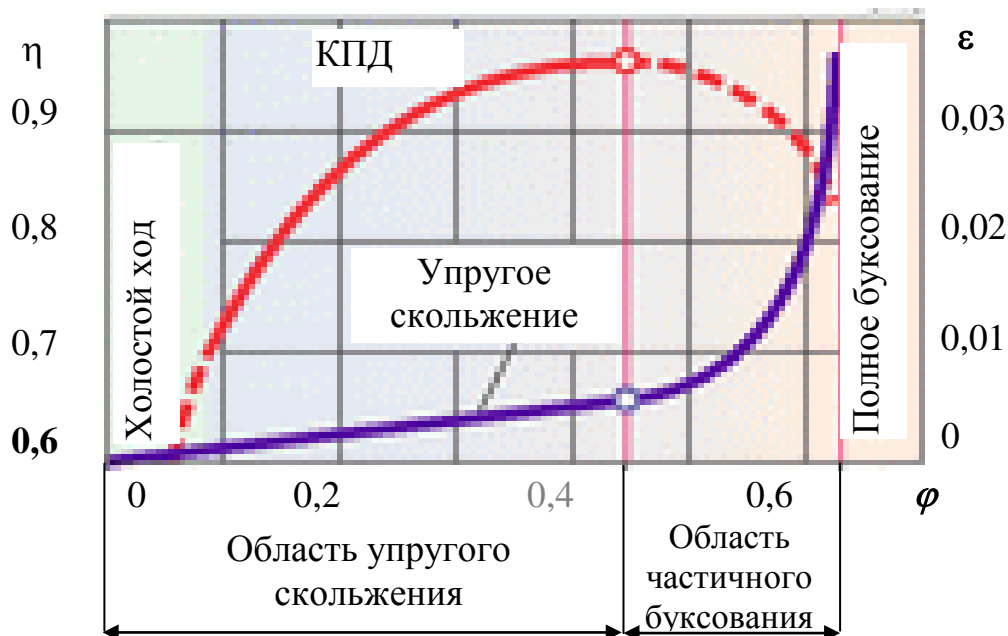


Рисунок 3.6 – Кривые скольжения

По кривым скольжения определяют допускаемое полезное напряжение для испытуемой передачи $[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{s}$,

где $s \approx 1,4 \dots 1,2$ – запас тяговой способности по буксованию.

Для проектируемой передачи $[\sigma_t]$ определяют с помощью корректирующих коэффициентов $[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0$,

где C_α – коэффициент угла обхвата, учитывает снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата;

C_v – скоростной коэффициент, учитывает уменьшение прижатия ремня под действием центробежной силы, отличной от силы при $V=10$ м/с;

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.

3. ПЛОСКОРЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передача проста по устройству и в эксплуатации, может работать при высоких скоростях и вследствие гибкости ремня обладает высокой долговечностью и КПД (рисунок 3.7).

3.1 Основные типы плоских ремней

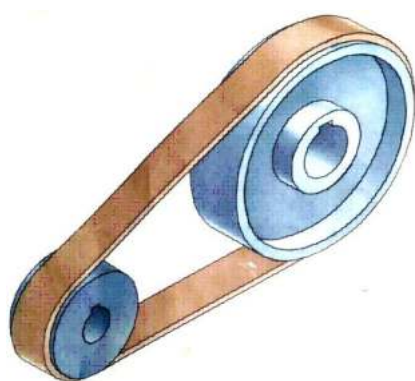


Рисунок 3.7 – Общий вид плоскоремённой передачи

– *кожаные ремни* ($V \leq 40$ м/с) обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки;

– *прорезиненные ремни* состоят из нескольких слоёв хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Они могут быть: нарезными (тип А, $V \leq 30$ м/с), полойно завернутыми (тип Б, $V \leq 20$ м/с) и спирально завернутыми (тип В, $V \leq 15$ м/с). Наиболее применимы нарезные ремни (тип А). Их достоинства: достаточно прочны, эластичны, малочувствительны к влаге и колебаниям температуры;

– *хлопчатобумажные ремни* ($V \leq 25$ м/с) изготавливают как цельную ткань с несколькими

слоями основы и утка, пропитанные битумом. Тяговая способность и долговечность меньше, чем у прорезиненных;

– *шерстяные ремни* менее чувствительны к температуре, влажности, однако, тяговая способность ниже чем у других;

– *плёночные ремни (синтетические)* – новый тип ремней из пластмасс на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона или лавсана. Они обладают высокой статической прочностью и сопротивлением усталости, малой толщиной (0,4...1,2 мм), передают значительные нагрузки (до 15 кВт), работают на малых диаметрах шкивов при высокой быстроходности ($V \leq 60$ м/с). Для повышения тяговой способности ремня применяют специальные фрикционные покрытия.

3.2 Расчет плоскоремённой передачи

Базируется на рассмотренной выше общей теории ременных передач. Особенностью расчёта плоскоремённой передачи является то, что в предварительном расчёте приближённо определяют диаметр d_1 ведущего шкива по эмпирической зависимости Саверина:

$$d_1 \geq (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1},$$

и принимают из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73.

В расчёте по тяговой способности плоскоремённых передач определяют площадь поперечного сечения ремня

$$A = b \cdot \delta = \frac{F_t}{[\sigma_t]},$$

где $[\sigma_t]$ – допускаемое полезное напряжение для проектируемой передачи,
 $[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta$.

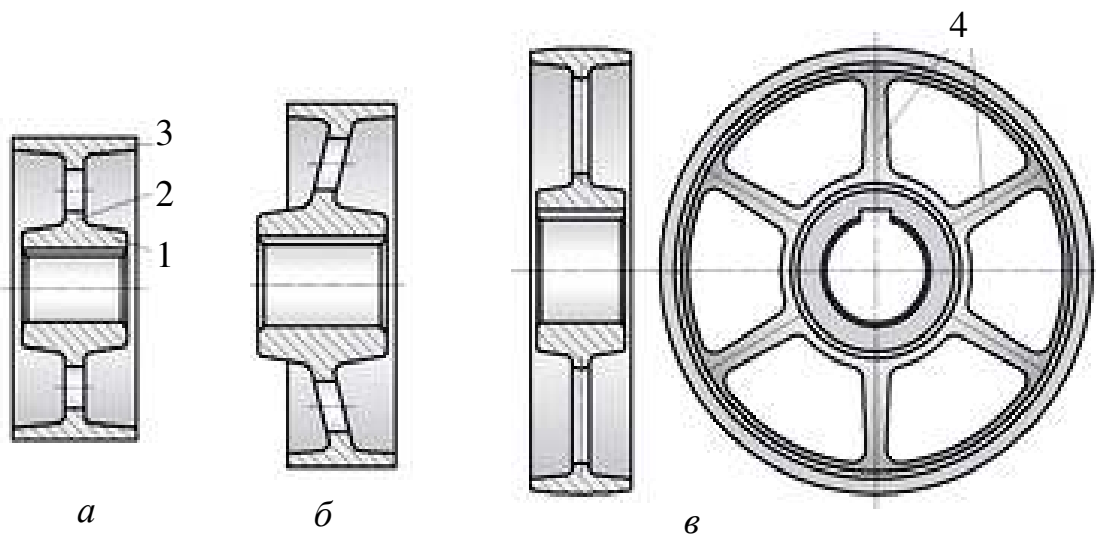
На практике обычно определяют ширину ремня b , предварительно приняв толщину δ из соотношения $\frac{d_1}{\delta}$, которое зависит от типа ремня. Для кожаных ремней – $\frac{d_1}{\delta} \geq 25$, для прорезиненных – $\frac{d_1}{\delta} \geq 30 \dots 40$, для синтетических

$\frac{d_1}{\delta} \geq 70 \dots 80$ (100). Кроме того, учитывается конструкция передачи. Для передач с натяжным роликом $\frac{d_1}{\delta} = 40 \dots 50$. Тогда ширина ремня b из условия тяговой способности

$$b = \frac{F_t}{[\sigma_t]_0 \cdot \delta \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta}.$$

3.3 Шкивы плоскоремённых передач

Диаметр шкивов определяют из расчёта ремённой передачи и округляют по ГОСТ 17383-73. Ширина шкива выбирается в зависимости от ширины ремня. Шкивы изготавливают: чугунами литыми; стальными сварными; из лёгких сплавов литыми; неметаллическими (рисунок 3.8).



a – диаметр до 200 мм; b – диаметр 200...350 мм; v – диаметром свыше 350 мм
 1 – ступица; 2 – диск; 3 – обод; 4 – спицы

Рисунок 3.8 – Шкивы плоскоремённых передач

Шкивы больших размеров иногда выполняют разъемными. Быстроходные шкивы подвергают балансировке.

Чугунные шкивы. Максимально допустимая окружная скорость для чугунных шкивов $v=30$ м/с. Этот предел может быть поднят $v<45$ м/с для шкивов из особо прочного чугуна.

Шкивы имеют ступицу; диск; обод; спицы.

Обод 3 чугуновых шкивов выполняют с ребром жесткости в плоскости спиц. Толщина обода у края $\delta = 0,005 \cdot D + 3$ мм. Толщина обода стального шкива $\delta = 0,002 \cdot (D+2 \cdot b) + 3$.

Шкивы малых диаметров (до 300...350 мм) выполняют с дисками 2 сплошными или имеющими отверстия для уменьшения массы и удобства крепления, шкивы больших диаметров – со спицами 4 (рисунок 3.7). Шкивы шириной B менее 300 мм выполняют с одним рядом спиц, более широкие – с двумя рядами. При диаметре шкива D до 500 мм выбирают четыре спицы, при $D=500 \dots 1600$ мм – шесть спиц. Спицы обычно имеют эллиптическое стечение, вытянутое в плоскости вращения, благоприятное с точки зрения уменьшения аэродинамических потерь. Сечение спиц переменное по длине спицы – размеры сечения у обода примерно на 20% меньше, чем у ступицы.

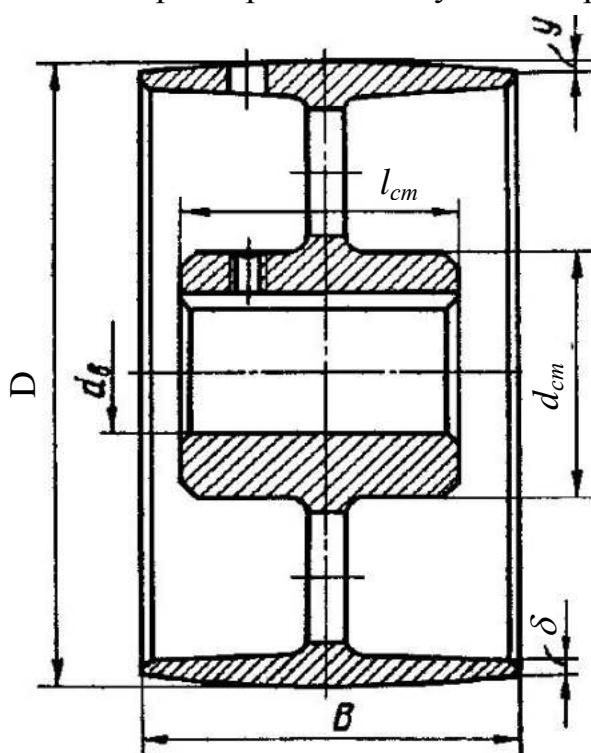


Рисунок 3.9 – Размеры шкива по ГОСТ 17383-73

Для предотвращения сползания ремня рабочую поверхность одного из шкивов, преимущественно большего, делают выпуклой со стрелой выпуклости y . Диаметр и длина ступицы выполняется в зависимости от диаметра вала (рисунок 3.9).

$$d_{cm} = (1,7-2) \cdot d_v; l_{cm} = (1,5-2) \cdot d_v,$$

где d_v – диаметр вала, который определяется из условия прочности на кручение, по пониженным касательным напряжениям $[\tau]=15-20$ МПа,

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Стальные сварные и сборные шкивы. Материалом обода, дисков и спиц служат низкоуглеродистые стали типа Ст3. Ступицы, подверженные значительным напряжениям смятия от шпонок, изготавливают из среднеуглеродистых сталей.

Стальных сталей.

Сварные и сборные стальные шкивы применяют при окружной скорости до 60 м/с, штампованные – $V < 80$ м/с.

Сварные шкивы изготавливают обычно, начиная с диаметра 500 мм. Ободы шкивов вальцуют из листовой стали и сваривают встык.

Шкивы из легких сплавов. Они весьма перспективны для быстроходных передач ($V < 100$ м/с), так как могут быть выполнены с более тонкими стенками и с меньшим дисбалансом, чем чугуновые. По конструкции они аналогичны чугуновым. Могут изготавливаться методами точного литья.

4 КЛИНОРЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В современных приводах клиноремённая передача имеет преимущественное распространение, применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях, передает большую мощность.

4.1 Основы конструкции

В этой передаче (рисунок 4.1) ремень имеет клиновую (трапециевидальную) форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива. В передаче может быть один или несколько ремней. Несколько ремней с малым сечением применяют взамен одного с большим сечением для уменьшения напряжения изгиба.

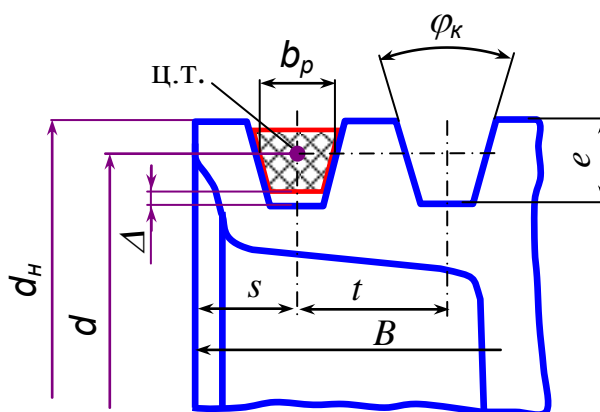


Рисунок 4.1 – Схема расположения ремня в канавке шкива

Форму канавки шкива выполняют так, чтобы между ее основанием и ремнем был зазор Δ . При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень.

Расчётным диаметром шкива d является диаметр окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня или нейтрального слоя при изгибе шириной b_p . Пределы расчётных диаметров и числа канавок шкивов клиноремённых передач стандартизованы по ГОСТ 20889-89...20897-89 в зависимости от профиля сечения и конструкции шкива.

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи путем повышения трения.

Клиновое сечение ремня с углом клина сечения $\varphi=40^\circ$ увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза $f^d=3\cdot f$. Дальнейшему увеличению сцепления путем уменьшения угла φ препятствует появление самозаклинивания ремня в канавках шкива. При самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях (рисунок 4.2) и быстрее разрушается от усталости.

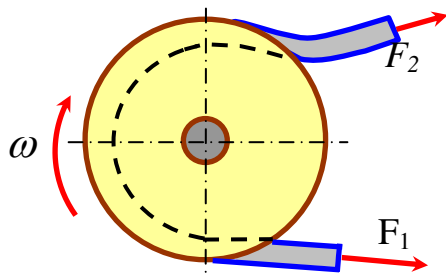
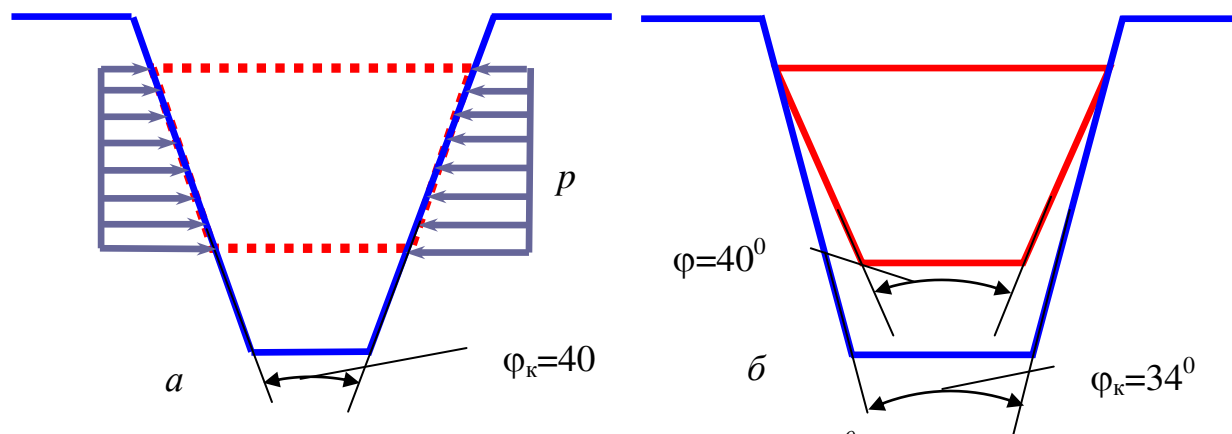


Рисунок 4.2 – Схема работы ремня при малых углах клина канавки шкива

равным углу ($\varphi=40^0$) недеформированного профиля ремня, то давление p на его боковые грани распределится неравномерно (рисунок 4.3 а). Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях выравнивания давления p при деформировании ремня на шкивах малых диаметров углы канавок делают меньше угла профиля ремня $\varphi_k < \varphi$ (рисунок 4.3 б). Разница в углах φ_k и φ компенсируется при деформации ремня от изгиба. По стандарту на размеры шкивов клиноременных передач канавки изготавливают с углами $\varphi_k = 34...40^0$.



а – деформированный ремень в канавке с углом $\varphi_k=40^0$ клина;

б – недеформированный ремень в канавке с углом φ_k клина канавки $\varphi_k < \varphi = 40^0$

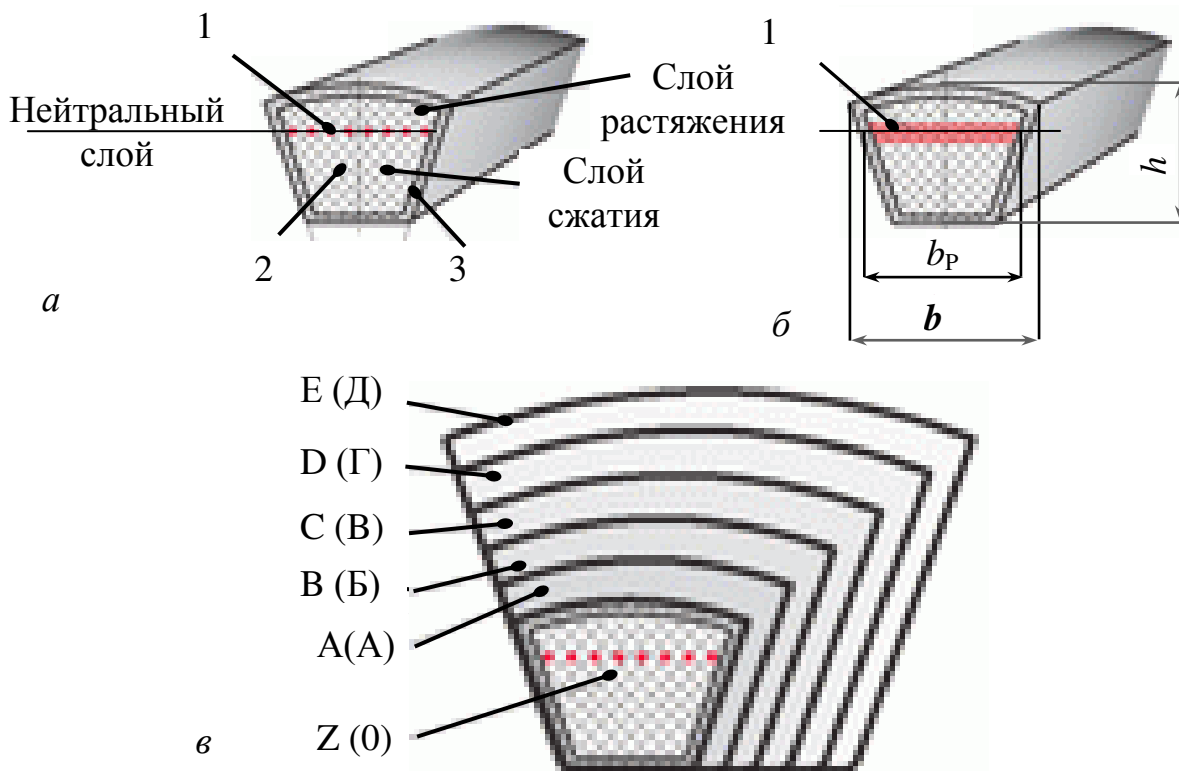
Рисунок 4.3 – Схема расположения ремня в канавках шкива

Значительное увеличение трения позволяет сохранить нагрузочную способность клиноременной передачи при меньших углах обхвата по сравнению с плоскоременной передачей.

Для лучшего использования возможностей клиноременной передачи на практике рекомендуется принимать $\alpha_1 \geq 120^0$ и в редких случаях до 70^0 . Малое значение допускаемых углов обхвата позволяет проектировать клиноременные передачи с малыми межосевыми расстояниями a и большими передаточными отношениями, а также передавать мощность от одного ведущего шкива нескольким ведомым.

Конструкция клинового ремня должна обеспечивать достаточную гибкость для уменьшения напряжений изгиба и в то же время ремень должен иметь значительную продольную и поперечную жесткость. Применяют ремни с различной структурой поперечного сечения.

По конструкции корда 1 клиновые ремни бывают двух типов: кордшнуровые (рисунок 4.4 *a*) и кордтканевые (рисунок 4.4 *б*). У вторых корд 1 состоит из нескольких рядов вискозной, капроновой или лавсановой ткани, расположенных в зоне нейтрального слоя ремня. В кордшнуровых ремнях корд 1 (рисунок 4.4 *a*) состоит из одного ряда толстых крученых анидных шнуров.



a – кордшнуровой; *б* – кордтканевый;
в – виды сечений ремня по ГОСТ 1284.1-89 (ГОСТ 1284.1-80)
 1 – корд; 2 – резиновый наполнитель; 3 – обёртка

Рисунок 4.4 – Приводные клиновые ремни

Корд клинового ремня завулканизирован в резиновый наполнитель 2 (рисунок 4.4*a, б*). Снаружи ремень завернут в два-три слоя прорезиненной ткани (обёртку) 3.

Кордшнуровые ремни более гибки и долговечнее кордтканевых. Их рекомендуется применять в передачах с малым диаметром ведущего шкива.

В зависимости от отношения ширины сечения b_p к высоте h клиновые ремни изготавливают нормального ($b_p/h = 1,4 \dots 1,6$) и узкого ($b_p/h = 1,2 \dots 1,3$) сечения различной длины в виде бесконечной ленты.

При выборе типа ремня необходимо учитывать, что клиновые ремни узкого сечения обычно применяют при высоких скоростях ремня (до 40 м/с), а нормального сечения – до 25 м/с.

Основные параметры клиновых ремней нормального сечения: размеры поперечного сечения, а также длина ремня регламентированы ГОСТ 1284.1-89 и ГОСТ 1284.3-89. Размеры ремней узкого сечения регламентированы техническими условиями ТУ 38-40534-75.

Условное обозначение ремня:

– нормального сечения типа А с расчётной длиной $L_p=1400$ мм:

Ремень А-1400 ГОСТ 1284.1-89;

– узкого сечения типа А с расчётной длиной $L_p=1400$ мм:

Ремень УА-1400 ТУ 38-40534-75.

4.2 Особенности расчёта клиноремённых передач

Основные параметры клиновых кордшнуровых ремней – форма, размеры поперечного сечения и длину определяется по ГОСТ 1284.1-89 и ГОСТ 1284.2-89, а размеры шкивов по ГОСТ 20889-88.

Последовательность расчёта клиноремённых передач соответствует общей методике ремённых передач.

Диаметр ведущего шкива определяют по эмпирической зависимости Саверина для клиноремённых передач и принимают из стандартного ряда:

$$d_1 \geq (30...40) \cdot \sqrt[3]{T_1},$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем валу, (Нм).

По передаваемому моменту T_1 , Нмм, выбирается тип сечения ремня.

В расчёте на тяговую способность определяют число ремней данного типа, необходимое для передачи заданной мощности P , кВт:

$$z = \frac{P}{[P]},$$

где $[P]$ – допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнём в заданных условиях.

$$[P] = [P]_0 \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_i \cdot C_L \cdot C_z,$$

где $[P]_0$ – допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем, в типовых условиях;

C_p – коэффициент режима работы;

C_α – коэффициент угла обхвата;

C_i – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения;

C_L – коэффициент, учитывающий отклонение принятой длины ремня от базовой;

C_z – коэффициент числа ремней в передаче.

Конструирование шкивов

Конструкция и материалы шкивов представлены в описании шкивов плоскоремённой передачи. Для клиноремённых шкивов размеры профиля канавок (рисунок 4.5) c , e , t , s , b и φ регламентированы ГОСТ

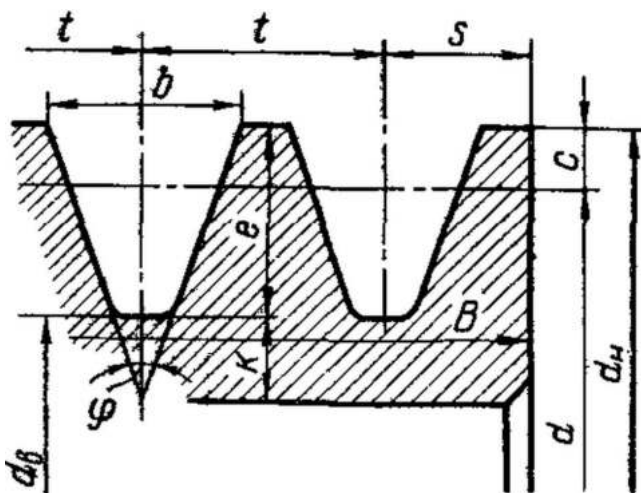


Рисунок 4.5 – Размеры обода шкива по ГОСТ 20898-88

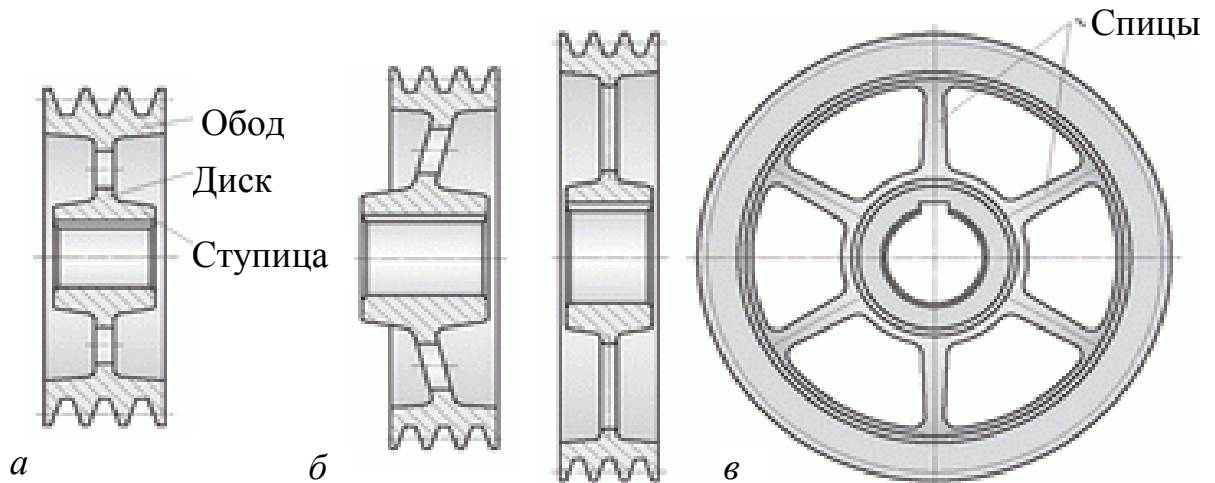
20898-88 в зависимости от профиля сечения ремня. Пределы расчетных диа-

метров и числа канавок шкивов клиноремённых передач стандартизованы ГОСТ 20889-88...20897-88 в зависимости от профиля сечения ремня и конструкции шкива. Ширина B обода клиноремённого шкива (рисунок 4.5).

$$B=(z-1)\cdot t+2\cdot s,$$

где z – число канавок.

Толщину обода принимают в зависимости от конструкции. Конструкция шкива зависит от его диаметра (рисунок 4.6).



a – диаметром до 200 мм; b – диаметром 200...300 мм;
 c – диаметром свыше 300 мм

Рисунок 4.6 – Шкивы клиноремённых передач

4.3 Поликлиновые передачи

Поликлиновые передачи – это передачи с поликлиновым ремнем.

Поликлиновые ремни – бесконечные плоские ремни с высокопрочным полиэфирным кордшнуром и продольными клиньями на внутренней поверхности (рисунки 4.7, 4.8), входящими в кольцевые клиновые канавки на шкивах.

Сочетают достоинства плоских и клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускают применение шкивов малых диаметров (диаметр ведущего шкива определяют по формуле Саверина)

$$d_1 = 30 \cdot \sqrt[3]{T_1}.$$

Имеют более равномерную нагрузку на каждый клин, меньшие габариты, большее передаточное число $U < 10...15$. Работают при скоростях $V < 40$ м/с.

Изготавливают по ТУ 38 105763-89 три типа сечений:

К – вместо О и А момент $T \leq 40$ Нм;

Л – вместо А, Б и В момент $T = 18...400$ Нм;

М – вместо В, Г, Д и Е момент $T > 130$ Нм.



Рисунок 4.7 – Поликлиновый ремень

Корд и рабочая поверхность расположены по всей ширине ремня, поэтому при одинаковой мощности ширина шкивов для поликлиновых ремней в 1,5...2,0 раза меньше ширины шкивов передач с клиновыми ремнями.

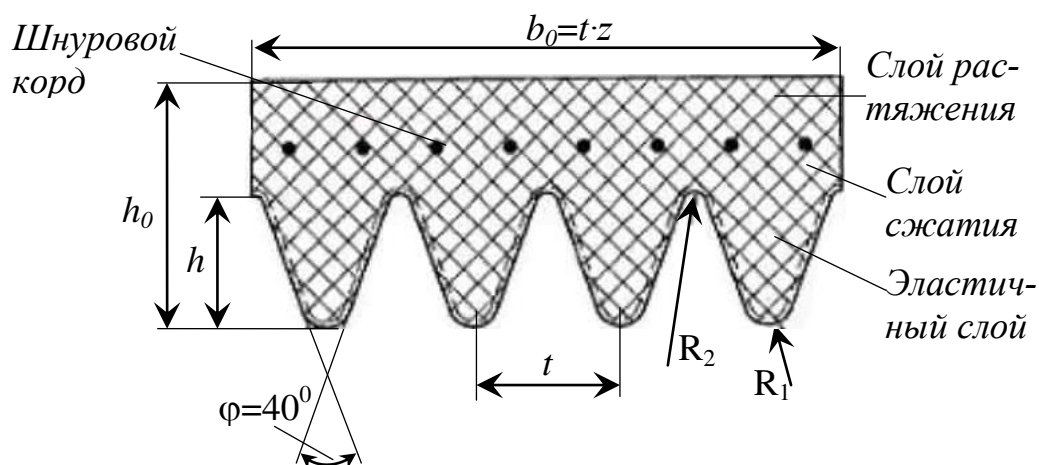


Рисунок 4.8 – Схема сечения поликлинового ремня

Передачи с поликлиновыми ремнями чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов.

Расчет по аналогии с клиноремённой передачей основан или на допускаемой приведенной мощности $[P_0]=V \cdot F_0$, передаваемой десятью клиньями поликлинового ремня в условиях типовой передачи, или по силе F_1 , передаваемой одним клином в типовых условиях: при угле обхвата $\alpha_1=180^\circ$, передаточном числе $u=1$, спокойной нагрузке и базовой длине ремня L_0 .

Отличительной особенностью расчета поликлиновой передачи является определение количества клиньев (рёбер) z в ремне, по которым определяют ширину b_0 поликлинового ремня и размеры шкивов

$$z = \frac{F_t}{F_1} = \frac{P \cdot 10^3 \cdot K_F}{V \cdot F_0 \cdot C_\alpha \cdot C_d \cdot C_L \cdot C_V},$$

где C_d – коэффициент диаметра;

F_1 и F_0 – сила, передаваемая одним клином ремня при разных условиях работы.

Остальные коэффициенты такие же, как и для расчёта клиновых передач.

Условное обозначение поликлинового ремня:

Ремень 16 Л 2500 ТУ38105763-89,

где 16 – количество рёбер;

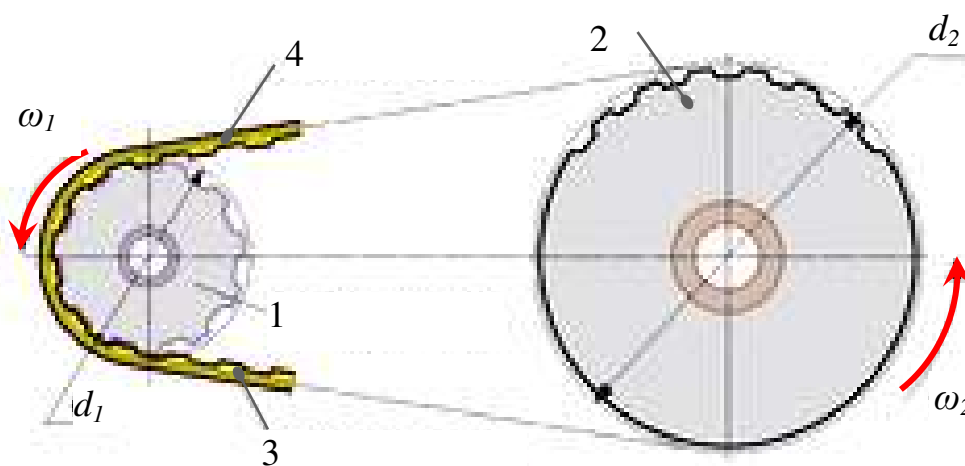
Л – тип сечения;

2500 – расчётная длина ремня, мм.

4.4 Зубчато-ремённые передачи

Зубчато-ремённой передачей (рисунок 4.9) называют передачу, которая передаёт механическую энергию при помощи зубчатого ремня за счёт сил зацепления.

Зубчато-ремённая передача состоит из двух шкивов ведущего 1 и ведомого 2 и сопряженного с ними зубчатого ремня, у которого нижняя ветвь 3 ведомая, а верхняя ветвь 4 ведущая (рисунок 4.9). Тяговое усилие ремня создается за счет контактных напряжений (давлений) между зубьями ремня и шкива, т.е. путем геометрического замыкания – зацепления. Небольшое начальное натяжение ремня осуществляют при монтаже передачи или натяжными роликами (цилиндрическими или зубчатыми). Линия осей центров зубчато-ремённой передачи может располагаться в плоскости вращения звездочек горизонтально, наклонно и вертикально. Передачи допускают привод от одной ведущей звездочки к нескольким ведомым.



1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ведомая ветвь ремня; 4 – ведущая ветвь ремня

Рисунок 4.9 – Зубчато-ремённая передача

Зубчатые ремни, совмещающие в себе свойства плоских ремней и цепей, получили в последнее время широкое распространение и применяются преимущественно в приводах мощностью до 500 кВт, при частотах вращения до 18000 мин⁻¹ и передаточных отношениях до 12.

Передачи с зубчатыми ремнями имеют ряд важных достоинств: отсутствие проскальзывания; большой диапазон скоростей ремня (до 80 м/с); высокий КПД (95...99%); малозумность, в частности, за счёт малого люфта в зацеплении; компактность благодаря небольшой ширине ремня и возможности применения звездочек малого диаметра; малая масса, отнесенная к единице мощности; простота обслуживания; малое требуемое натяжение и, как следствие, низкие нагрузки на опоры; большая долговечность, так как износ ремня мал.

Зубчатый ремень представляет собой бесконечную плоскую ленту с зубцами трапецевидной формы с внутренней стороны односторонний (рисунок 4.10 а), двухсторонний (рисунок 4.10 б) и специальные приводные ремни. Ремни выполняют в основном из армированного металлокорда резиновые или полиуретановые. Спирально навитый по длине ремня трос служит несущим элементом при передаче окружного усилия и обеспечивает неизменяемость шага ремня. Предел прочности проволоки троса $\sigma_s = 3000$ МПа, относительное удлинение $\delta = 4...5\%$. Каркас кинематических зубчатых ремней

(применяются в контрольной и измерительной аппаратуре) изготавливают из стекловолокна или полиамидного шнура, а ремень – из резины, покрытой для повышения износостойкости тканым нейлоном. Основные параметры зубчатых ремней принимаются по ГОСТ 3805114-76 «Ремни зубчатые».

Основным геометрическим параметром ремня является модуль $m=r/\pi$, представляющий собой нормированный шаг r зубьев. Значения модуля выбирают по стандарту в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения быстроходного вала.



a – односторонний; *б* – двухсторонний

Рисунок 4.10 – Зубчатый ремень

Ширина ремня B выбирается в зависимости от модуля по ГОСТ 3805114-76. Расчетная длина ремня L определяется модулем и числом зубьев:

$$L = \pi \cdot m \cdot z_p,$$

где z_p – число зубьев ремня.

Условное обозначение зубчатого ремня:

Ремень 1-100-6 ГОСТ 3805114-76,

где 1 – модуль ремня;

100 – количество зубьев, шт.;

6 – ширина, мм.

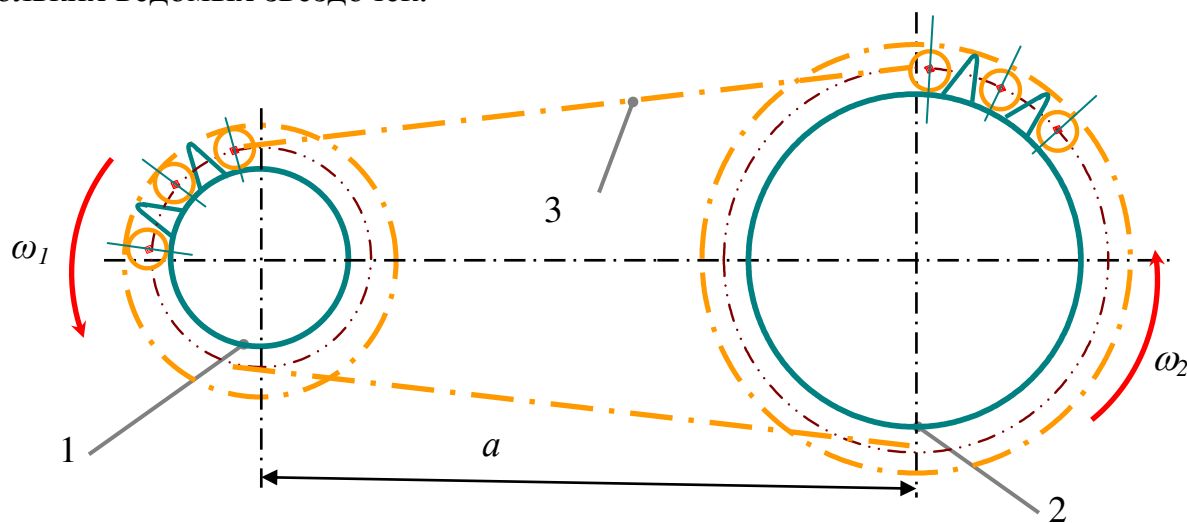
5 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1 Принцип действия и сравнительная оценка

Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных машинах.

Применяют цепные передачи при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней; при жестких требованиях к габаритам; при необходимости работы без проскальзывания.

Цепные передачи – это передачи зацеплением с использованием гибкой связи (рисунок 5.1). Они включают ведущую 1 и ведомую 2 звездочки и цепь 3, охватывающую эти звёзочки. В состав передачи часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звёздочек.



1 – ведущая звёздочка; 2 – ведомая звёздочка;
3 – цепь; a – межосевое расстояние

Рисунок 5.1 – Цепная передача

Достоинства:

1) принцип зацепления, а не трения, а также повышенная прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяют передавать при прочих равных условиях большие нагрузки (однако меньшие, чем зубчатыми колесами);

2) отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство передаточного отношения (среднего за оборот) и возможность работы при значительных кратковременных перегрузках;

3) принцип зацепления не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается нагрузка на валы и опоры;

4) угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут работать при меньших межосевых расстояниях и при больших передаточных отношениях (чем ремённые), а также передавать мощность от одного ведущего вала нескольким ведомым;

5) по сравнению с зубчатыми, цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях.

Недостатки. Основной причиной недостатков является то, что цепь состоит из отдельных жестких звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику:

1) значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев и большом шаге;

2) быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазки;

3) неравномерность хода (т.е. работает рывками);

4) повышенные требования к точности сборки;

5) сложные условия эксплуатации (необходимость смазывания и регулировки). С этим связаны износ шарниров цепи, шум и дополнительные динамические нагрузки, необходимость организации системы смазки.

5.2 Классификация и основы конструкции

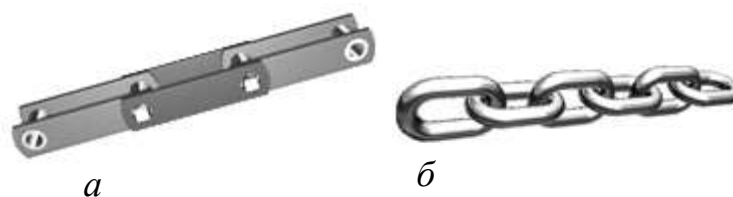
По назначению цепи делятся на тяговые, грузовые и приводные.

Тяговые и грузовые цепи по конструкции делятся на пластинчатые (рисунок 5.2 а): втулочные, роликовые и катковые; круглозвенные или сварные (рисунок 5.2 б).

Тяговые цепи применяют для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах, элеваторах и др.).

Грузовые цепи используют в грузоподъемных устройствах для подъема и закрепления грузов.

Грузовые и тяговые цепи подробно рассматриваются при изучении деталей специальных машин, а при изучении деталей машин общего назначения основное внимание уделяется приводным цепям.



а – пластинчатая; б – круглозвенная или сварная

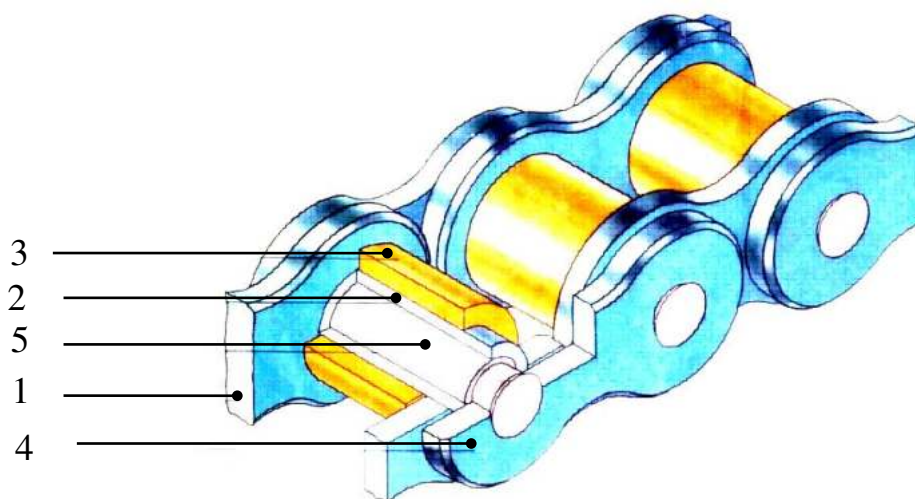
Рисунок 5.2 – Виды цепей

Приводные цепи используются для передачи параметров движения. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Приводные цепи классифицируются:

1) по конструкции: на роликовые (рисунок 5.3), втулочные, зубчатые (см. рисунок 5.7) (с односторонним и двусторонним зацеплениями), фасоннозвенные (крючковые, штыревые);

2) по количеству рядов цепи: однорядные и многорядные (см. рисунок 5.5).

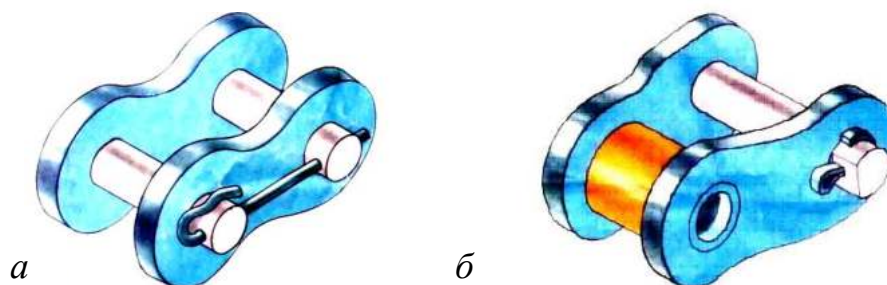


1 – внутренняя пластина; 2 – гладкая втулка;
3 – ролик; 4 – наружная пластина; 5 – валик

Рисунок 5.3 – Приводная роликовая цепь

Приводные роликовые цепи состоят из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев, соединённых с помощью шарниров, обеспечивающих гибкость цепи. Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых устанавливаются ролики 3. Наружные звенья состоят из наружных пластин 4 и запрессованных в их отверстия валиков 5. Втулка на валике и ролик на втулке свободно поворачиваются относительно друг друга. Применение втулки позволяет равномерно распределить нагрузку по длине валика и уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу звёздочки частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев (рисунок 5.3).

Звенья цепи неразъёмные. Концы цепи с чётным числом звеньев соединяют звеном (рисунок 5.4 *а*), валик расклёпывают или крепят шплинтом. При использовании цепей с нечётным числом звеньев необходимо применять специальные переходные звенья с изогнутыми пластинами (рисунок 5.4 *б*). Поэтому цепи с чётным числом звеньев предпочтительнее.



а – цепь с чётным числом звеньев; *б* – цепь с нечётным числом звеньев

Рисунок 5.4 – Соединительное звено

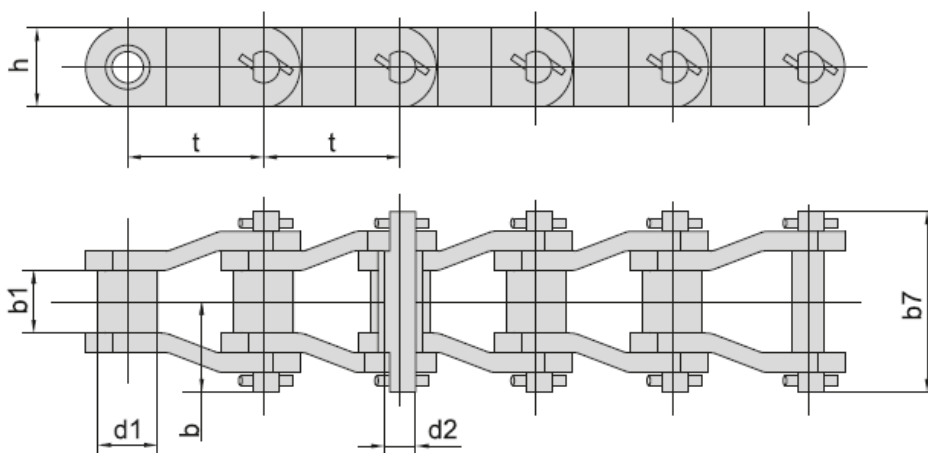
При передаче больших нагрузок и скоростей применяют многорядные цепи с числом рядов от двух до четырёх (рисунок 5.5). Эти цепи собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков имеющих соответственно большую длину.

Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.



a – двухрядная; *б* – трёхрядная
Рисунок 5.5 – Цепи по числу рядов

При больших динамических, в частности, ударных нагрузках, частых реверсах применяют роликовые цепи с изогнутыми пластинами (рисунок 5.6). В связи с тем, что пластины работают на изгиб, они обладают повышенной податливостью.



h – высота пластины; t – шаг цепи; b_1 – минимальное расстояние между внутренними пластинами; d_1 – диаметр ролика; d_2 – диаметр валика; b_7 – длина валика

Рисунок 5.6 – Схема цепи с изогнутыми пластинами

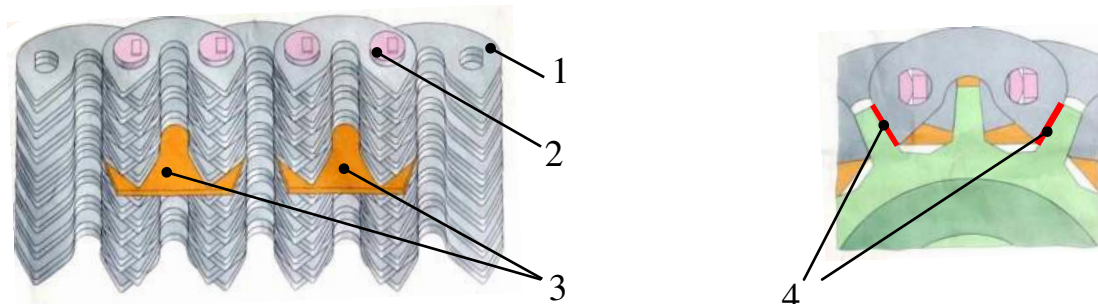
ГОСТ 13568-97 устанавливает следующие типы роликовых цепей:
 ПРА – роликовые однорядные нормальной точности;
 ПР – роликовые однорядные повышенной точности (двухрядные 2ПР, трёхрядные 3ПР, четырёхрядные 4ПР);
 ПРД – длиннозвенные;
 ПРИ – с изогнутыми пластинами по ГОСТ 10947-81.

Пример обозначения приводной роликовой двухрядной цепи повышенной точности с шагом $t = 25,4$ мм и разрушающей нагрузкой $Q = 114$ кН:

Цепь 2ПР-25,4-114 ГОСТ 13568-97.

Втулочные приводные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но не имеют ролика. Это снижает их стоимость и массу, но увеличивает износ цепи и звёздочек. Применение таких цепей ограничено. Втулочные цепи в основном устанавливают в зерноочистительных машинах. По ГОСТ 13568-97 втулочные цепи имеют обозначение – ПВ (двухрядные – 2ПВ).

Зубчатые цепи (рисунок 5.7) состоят из набора пластин 1 с двумя зубообразными выступами, шарнирно соединёнными сегментными валиками 2. Рабочими гранями 4 пластин 1 являются плоскости зубьев, которыми каждое звено цепи садится на два зуба звёздочки. Для устранения бокового сползания цепи со звёздочек применяют направляющие пластины 3.



1 – зубообразная пластина; 2 – сегментные валики;
3 – направляющие пластины; 4 – рабочие грани пластин

Рисунок 5.7 – Зубчатая цепь

Передачи с зубчатыми цепями (рисунок 5.8) работают плавно и бесшумно при высоких скоростях, но имеют ограниченное применение из-за сложности изготовления, высокой стоимости и массы. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании.

Пример обозначения приводной зубчатой цепи типа 1 с шагом 19,05 мм, разрушающей нагрузкой $Q=74$ кН и рабочей шириной 45 мм:

Цепь ПЗ-19,05-74-45 ГОСТ 13552-81.

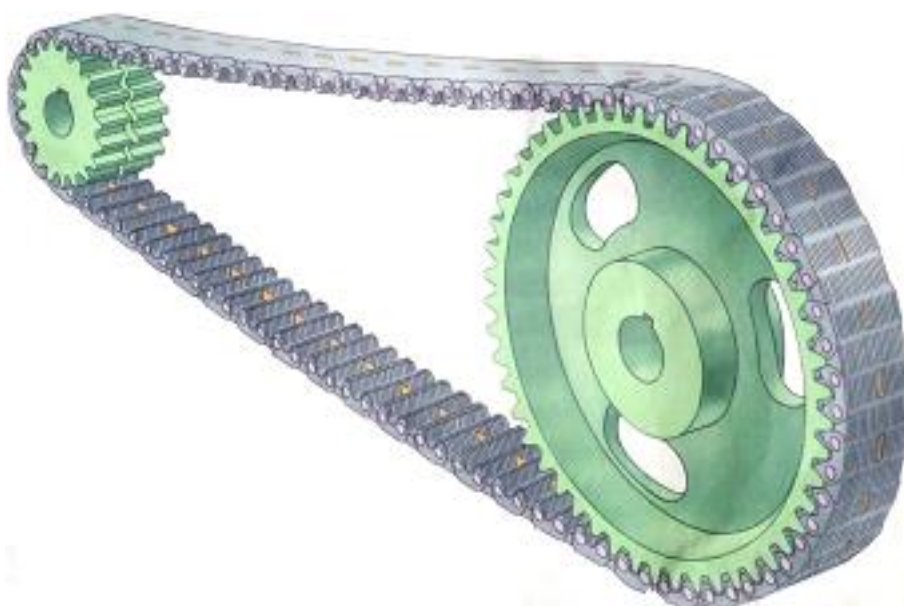


Рисунок 5.8 – Передача с зубчатой цепью

Роликовые цепи применяют при скоростях до 20 м/с, втулочные до 10 м/с, зубчатые до 35...40 м/с.

Цепные передачи могут работать в диапазонах: мощности P до 5000 кВт; скорости V до 35 м/с; передаточного отношения « u » до 6 (10), межосевого расстояния до 8 м.

5.3 Характеристики (параметры) цепных передач

Геометрические характеристики

Шаг « t » – основной геометрический параметр цепи. Принимается по ГОСТу и используется при определении остальных параметров цепи.

Межосевое расстояние « a », оптимальное по соображениям долговечности цепи:

$$a=(30\dots50)\cdot t.$$

Минимально возможное по конструкции $a_{\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + 30\dots50$,

где d_a – наружные диаметры звёздочек.

Расчётное значение, которое определяется по принятой длине цепи:

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \text{ мм},$$

где z_1 – число зубьев ведущей звёздочки;

z_2 – число зубьев ведомой звёздочки;

L_t – длина цепи в шагах (число звеньев).

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуется уменьшать примерно на $(0,002\dots0,004)a$.

Длина цепи в шагах (число звеньев)

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

Значение L_t округляют до ближайшего целого числа, желательно чётного, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Диаметр окружности звёздочки, по которой располагаются оси шарниров цепи:

$$d_o = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}.$$

Кинематические характеристики

Передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 – угловая скорость соответственно ведущей и ведомой звёздочек, с^{-1} ;

n_1 и n_2 – частота вращения соответственно ведущей и ведомой звёздочек, мин^{-1} .

Средняя скорость цепи (м/с)

$$V = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot t}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с,}$$

где z_i – число зубьев ведущей звёздочки, $z_i=29-i$ при $i < 5$ и $z_i=29-1,5 \cdot i$ при $i > 5$;

t_u – шаг цепи, мм.

По найденному значению скорости и шагу цепи выбирают способ её смазки. Со скоростью цепи и частотой вращений звёздочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Скорость цепи ограничена. При скорости более 20 м/с может произойти разрушение шарниров, раскалывание роликов, ослабление запрессовки втулок и валиков в пластинах. Цепные передачи применяют при средних скоростях до $V=15$ м/с и $n = 500$ об/мин, иногда до 3000 об/мин.

Мощность и КПД

В передачах общего назначения мощность редко достигает 100 кВт, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой.

Мощность цепной передачи (кВт) равна:

$$P = F_t \cdot V \leq 100 \text{ кВт,}$$

где F_t – окружная сила, Н;

V – скорость цепи, м/с.

Передачи применяют в диапазоне мощностей от долей до нескольких тысяч кВт.

КПД цепной передачи зависит от силы, передаваемой цепью, и способа смазывания. Иначе потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звёздочек и в опорах валов.

Для передач, работающих с номинальной нагрузкой, ($F_t > 0,1 \cdot Q$, где Q – разрушающая нагрузка), $\eta = 0,95 \dots 0,97$ – при постоянном обильном смазывании; $\eta = 0,92 \dots 0,94$ – при нерегулярном периодическом смазывании; $\eta = 0,90 \dots 0,92$ – при работе без смазки.

Силовые характеристики

1. Окружная сила F_t , Н,

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30 \cdot V},$$

где P – передаваемая мощность, Вт;

T_1 – вращающий момент на ведущей звёздочке, Н·м.

2. Сила от провисания (сила предварительного натяжения)

$$F_f = K_f \cdot a \cdot q \cdot g,$$

где K_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи, $K_f = 1 \dots 6$;

a – межосевое расстояние, м;

q – масса 1 м длины цепи, кг/м;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

3. Натяжение от центробежных сил, Н

$$F_V = q \cdot V^2.$$

4. Натяжение ведущей и ведомой ветви F_1 и F_2

$$F_1 = F_t + F_f + F_V,$$

$$F_2 = F_t + F_V.$$

Для цепной передачи F_f не имеет большого влияния, как для ремённой передачи, поэтому величина его по сравнению с окружной силой очень мала и составляет $\approx 4\%$ от F_t , и усилие F_V составляет $\approx 1\%$ от F_t . Поэтому для практических расчётов можно принимать

$$F_1 \approx 2 \cdot F_t; F_2 \approx 0.$$

5. Нагрузка, действующая на валы цепной передачи:

$$F_B = F_t + 2 \cdot F_f,$$

или упрощённо для практических расчётов

$$F_B = (1,05 \dots 1,15) \cdot F_t.$$

Меньшие значения нагрузки F_B используют для вертикальной передачи, а большие – для горизонтальной.

5.4 Кинематика и динамика цепной передачи

При постоянной угловой скорости вращения ведущей звёздочки ω_1 скорость цепи V , угловая скорость вращения ведомой звёздочки ω_2 и передаточное отношение непостоянны. Это объясняется тем, что звенья цепи располагаются вокруг звёздочки по сторонам многоугольника. Рассмотрим схему распределения скоростей шарниров цепи и зубьев ведущей звёздочки (рисунок 5.9).

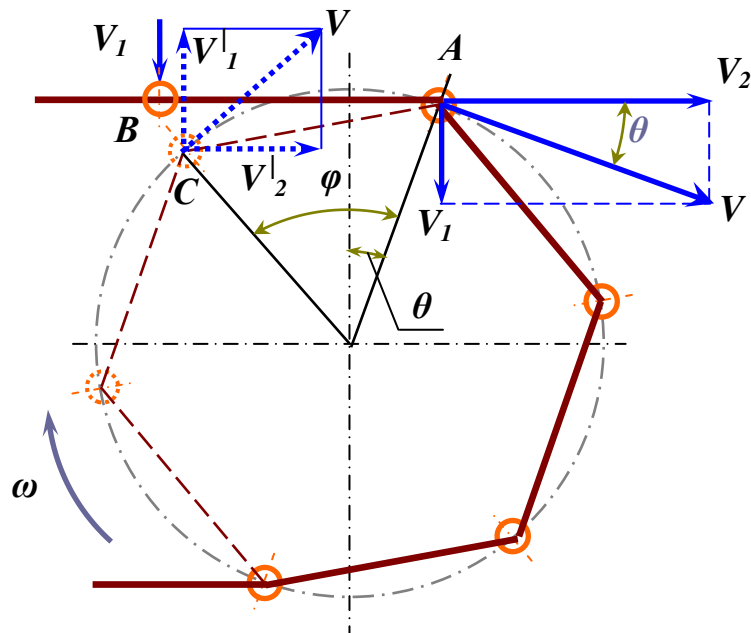


Рисунок 5.9 – Схема распределения скоростей шарниров цепи

В данный момент времени шарнир A находится в зацеплении, а шарнир B приближается к зацеплению с зубом C . Скорость шарнира A равна окружной скорости звёздочки V в точке, совпадающей с центром шарнира. Эту ско-

рость можно разложить на составляющие: V_2 , направленную вдоль ветви цепи, и V_1 – перпендикулярно цепи.

В зависимости от положения ведущего шарнира относительно вертикали составляющие скорости V изменяются:

$$V_2 = V \cdot \cos \theta, \quad V_1 = V \cdot \sin \theta.$$

Значение угла θ отклонения точки касания шарнира от вертикали изменяется в пределах $(-\varphi/2) \leq \theta \leq (+\varphi/2)$.

Угол $(-\varphi/2)$ соответствует моменту входа в зацепление шарнира A , угол $(+\varphi/2)$ – шарнира B , а $\varphi = 2\pi/z$.

Движение ведомой звёздочки определяется скоростью V_2 . Периодическое изменение этой скорости сопровождается непостоянством передаточного отношения и дополнительными динамическими нагрузками в горизонтальной плоскости.

Со скоростью V_1 связаны поперечные колебания ветвей цепи и удары шарниров цепи о зубья звёздочки. При встрече зуба C с шарниром B , составляющие их скоростей соответственно V_1 и V_1^l направлены навстречу друг другу (рисунок 5.9). Это приводит к возникновению удара и вследствие поперечных колебаний ветвей цепи. Кроме этого последовательные удары сопровождаются шумом передачи и являются одной из причин разрушения шарниров цепи и зубьев звёздочки.

Снижение удара можно достичь уменьшением угла θ , за счёт увеличения числа зубьев звёздочки.

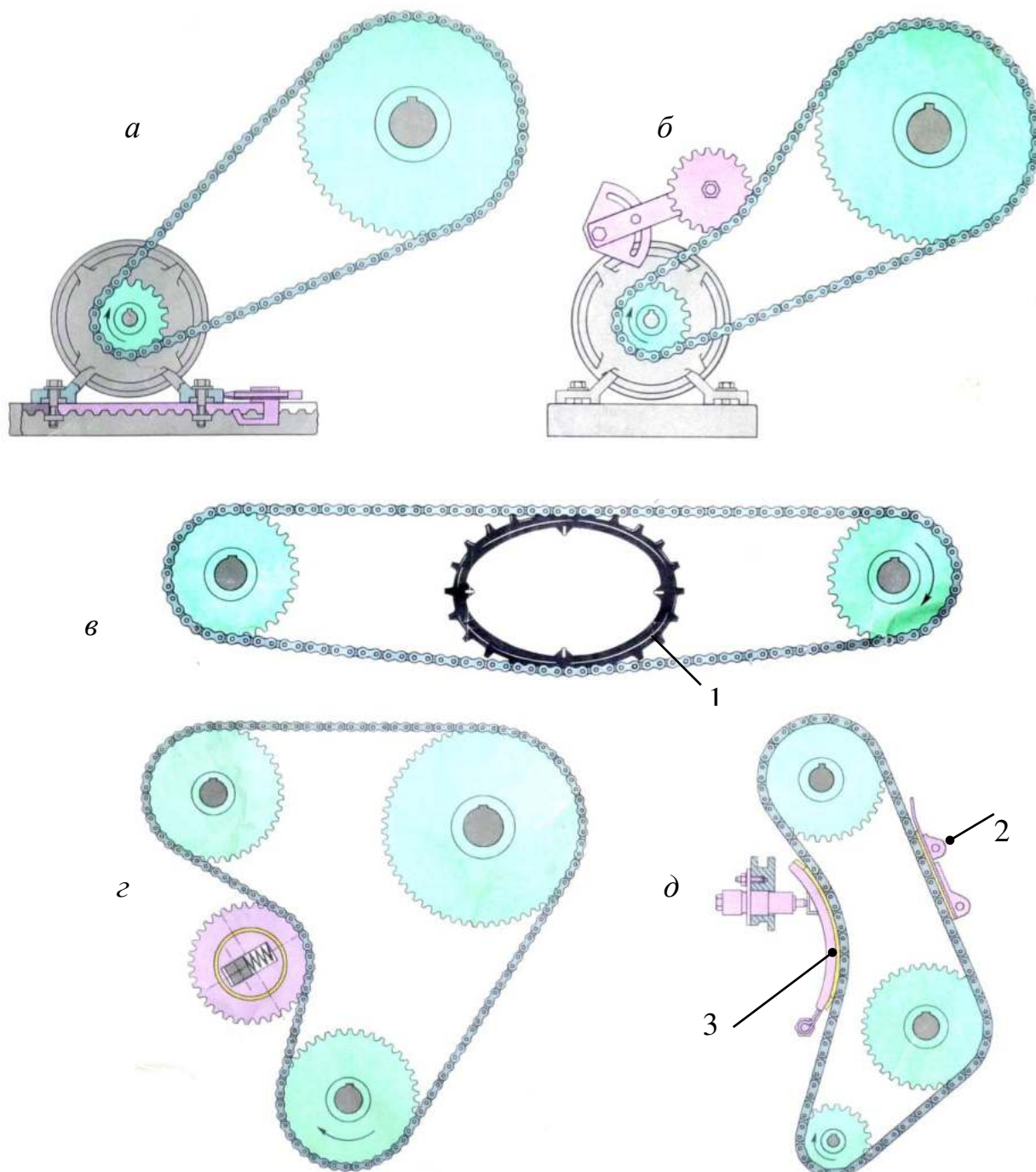
5.5 Критерии работоспособности и расчёта цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

- 1) износ шарниров, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек;
- 2) усталостное разрушение пластин по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжело нагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим;
- 3) проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления;
- 4) усталостное выкрашивание и разрушение роликов;
- 5) износ зубьев звездочек;
- 6) недопустимое провисание ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.

Натяжение ветвей цепной передачи осуществляется следующими способами: перемещением ведущей звёздочки; натяжной или оттяжной звёздочкой; упругой звёздочкой; автоматически и т.д. (рисунок 5.10).

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч, он чаще всего ограничивается долговечностью цепи.



a – перемещением вала с ведущей звёздочкой; *б* – натяжной звёздочкой;
в – упругой звёздочкой; *г* – звёздочкой автоматического натяжения;
д – привод распределительного вала двигателя автомобиля «Жигули»;
 1 – звёздочка упругая; 2 – гаситель колебаний; 3 – башмак натяжного устройства
 Рисунок 5.10 – Виды натяжения цепи

Расчёт стандартных роликовых цепей проводят по двум основным критериям работоспособности: износостойкости шарниров и прочности цепи.

В расчёте на износостойкость определяют основной параметр – давление в шарнире цепи:

$$p = \frac{F_t K_\alpha}{A_{on}} \leq [p],$$

где F_t – окружная сила;

$K_{\mathcal{E}}$ – коэффициент эксплуатации;

$A_{оп}$ – проекция опорной поверхности шарнира;

$[p]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи.

$$A_{оп} = B \cdot d \cdot \lambda,$$

где λ – число рядов цепи;

d – диаметр валика цепи, определяемый по таблицам;

B – длина втулки (табличное значение);

$$B = (1,4 \dots 1,7) \cdot B_{вн},$$

где $B_{вн}$ – расстояние между внутренними пластинами.

$$K_{\mathcal{E}} = K_{\mathcal{D}} K_a K_n K_{рег} K_c K_{реж},$$

где $K_{\mathcal{D}}$ – коэффициент динамической нагрузки;

K_a – коэффициент межосевого расстояния;

K_n – коэффициент наклона передачи к горизонту;

$K_{рег}$ – коэффициент способа регулировки натяжения цепи;

K_c – коэффициент смазки и загрязнения передачи;

$K_{реж}$ – коэффициент режима работы.

Определив скорость цепи V , число зубьев ведущей звёздочки z_1 , окружное усилие F_t и коэффициент эксплуатации $K_{\mathcal{E}}$, вычислим необходимый шаг цепи

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{\mathcal{E}}}{z_1 \cdot [p] \cdot m}},$$

где T_1 – вращающий момент на валу ведущей звёздочки, Н·мм;

m – число рядов цепи.

В дальнейшем по известным зависимостям определяются геометрические параметры: межосевое расстояние a ; число звеньев цепи L_t ; диаметры – делительной окружности, окружности выступов и впадин зубьев звёздочек.

В расчёте на прочность определяют коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{F_{разр}}{K \cdot F_{\mathcal{D}} + F_f + F_v} \geq [s],$$

где $F_{разр}$ – разрушающая нагрузка цепи, Н;

$[s]$ – допустимый условный коэффициент запаса прочности, зависит от числа зубьев ведущей звёздочки.

5.6 Проектирование звёздочек цепных передач

Конструкция звёздочек. Звёздочки по конструкции подобны зубчатым колёсам. Делительная окружность звёздочки проходит через центры шарниров цепи (рисунок 5.11).

Диаметр этой окружности определяется по формуле

$$d_{\mathcal{D}} = \frac{t}{\sin \frac{t}{z}}.$$

Эта зависимость справедлива для звёздочек роликковых и зубчатых цепей.

Диаметры:

– окружности выступов зубьев по ГОСТ 592-81

$$D_a = t \cdot \left[0,7 + ctg \left(\frac{180^\circ}{z} \right) \right] - 0,31 \cdot d_3,$$

где d_3 – диаметр ролика цепи (элемента зацепления цепи);

– окружности впадин зубьев

$$D_i = d_o - 2 \cdot (0,5025 \cdot d_3 + 0,05).$$

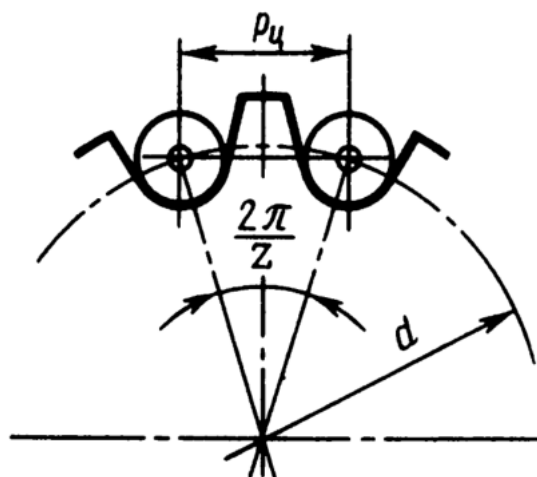
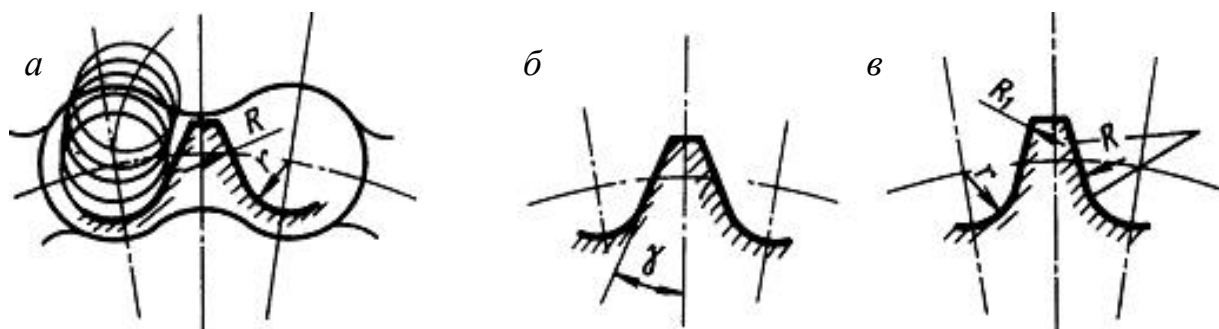


Рисунок 5.11 – Схема зацепления звена цепи со звёздочкой

Профиль и размеры зубьев зависят от типа цепи. Зубья звёздочек роликковых и втулочных цепей профилируют по ГОСТ 591-69 (рисунок 5.12), зубчатых – по ГОСТ 13576-81.

Для роликковых и втулочных цепей звёздочки выполняют с зубьями различного профиля: выпуклого, прямолинейного и вогнутого (рисунок 5.12). Вогнутым выполняют только основной нижний участок профиля. У вершины зуб имеет скругленную выпуклую форму, а в средней части – небольшой прямолинейный переходный участок. Такая форма зуба позволяет изготавливать его методом обкатки, что повышает производительность и точность. Вогнутый профиль (рисунок 5.12 в) в настоящее время принят за основной. Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

его методом обкатки, что повышает производительность и точность. Вогнутый профиль (рисунок 5.12 в) в настоящее время принят за основной. Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

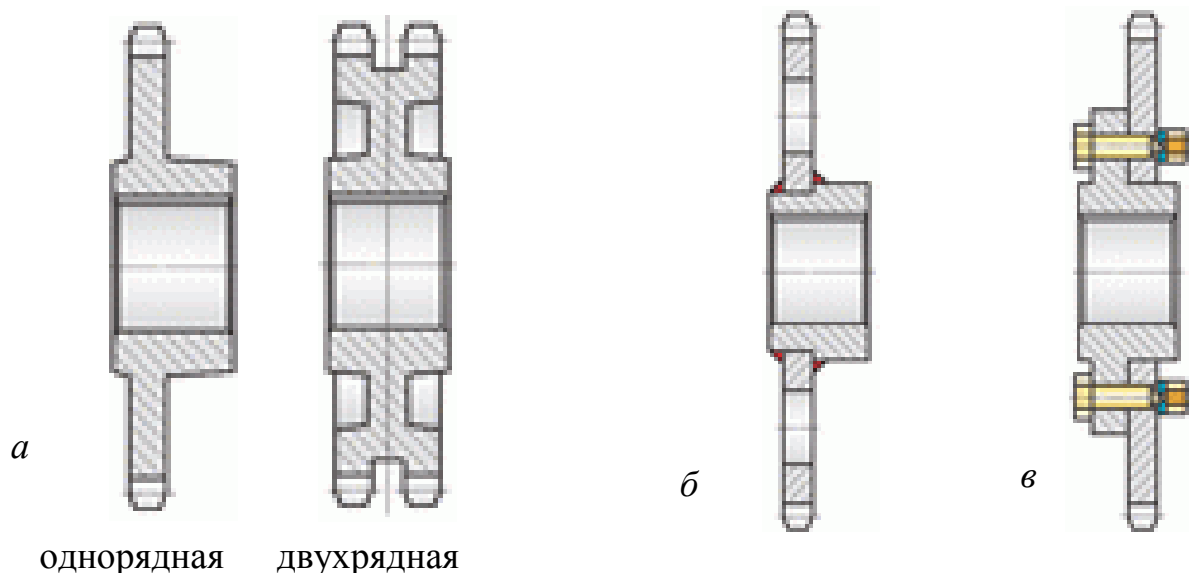


а – выпуклый; б – прямолинейный; в – вогнутый
Рисунок 5.12 – Схемы профилей зубьев звёздочек

Качество профиля в значительной степени определяется величиной угла профиля γ (рисунок 5.12), для выпуклого и вогнутого профилей угол γ изменяется по высоте зуба. При увеличении угла γ профиля уменьшается износ зубьев и шарниров, связанный с перемещениями шарниров по профилю зуба в процессе зацепления. С другой стороны, увеличение угла γ приводит к уси-

лению удара шарниров при входе в зацепление, а также к увеличению натяжения холостой ветви цепи. Более благоприятным в этом отношении является также вогнутый профиль.

Звёздочки диаметром до 200 мм делают монолитными (рисунок 5.13 *а*), свыше 200 мм – составными (рисунок 5.13 *в*) или сварными (рисунок 5.13 *б*).



а – монолитные; *б* – сварная; *в* – составная
Рисунок 5.13 – Звёздочки цепной передачи

Длина ступицы звёздочек $l_{cm} = (0,8...1,5) d_g$, диаметр ступицы $d_{cm} = 1,5 \cdot d_g + 10$ мм, где d_g – диаметр отверстия под вал.

Материалы цепей и звездочек. Цепи и звездочки должны быть стойкими против износа и ударных нагрузок. По этим соображениям большинство цепей и звездочек изготавливают из углеродистых и легированных сталей с последующей термической обработкой (улучшение, закалка). Рекомендации по выбору материалов и термообработки цепей и звездочек можно найти в соответствующих справочниках. Так, например,

- для звездочек рекомендуется применять стали 45, 40Х и др.;
- для пластин цепей – стали 45, 50 40, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50HRC;
- для валиков вкладышей и роликов – стали 15, 20, 15Х, 12ХН3, 18ХГТ и др. После цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65 HRC. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3...12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5 HRC.

Перспективным является изготовление звездочек из пластмасс, позволяющих уменьшить динамические нагрузки и шум передачи.

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном производстве получили тихоходные и среднескоростные передачи со скоростью до 15 м/с и частотой вращения до 500 мин⁻¹.

Цепные передачи могут работать в диапазонах:

- мощности P до 5000 кВт;
- скорости V до 35 м/с;
- передаточного отношения « i » до 6 (10), межосевого расстояния до 8 м, частотой вращения n до 3000 мин⁻¹.

В приводе при быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

6 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

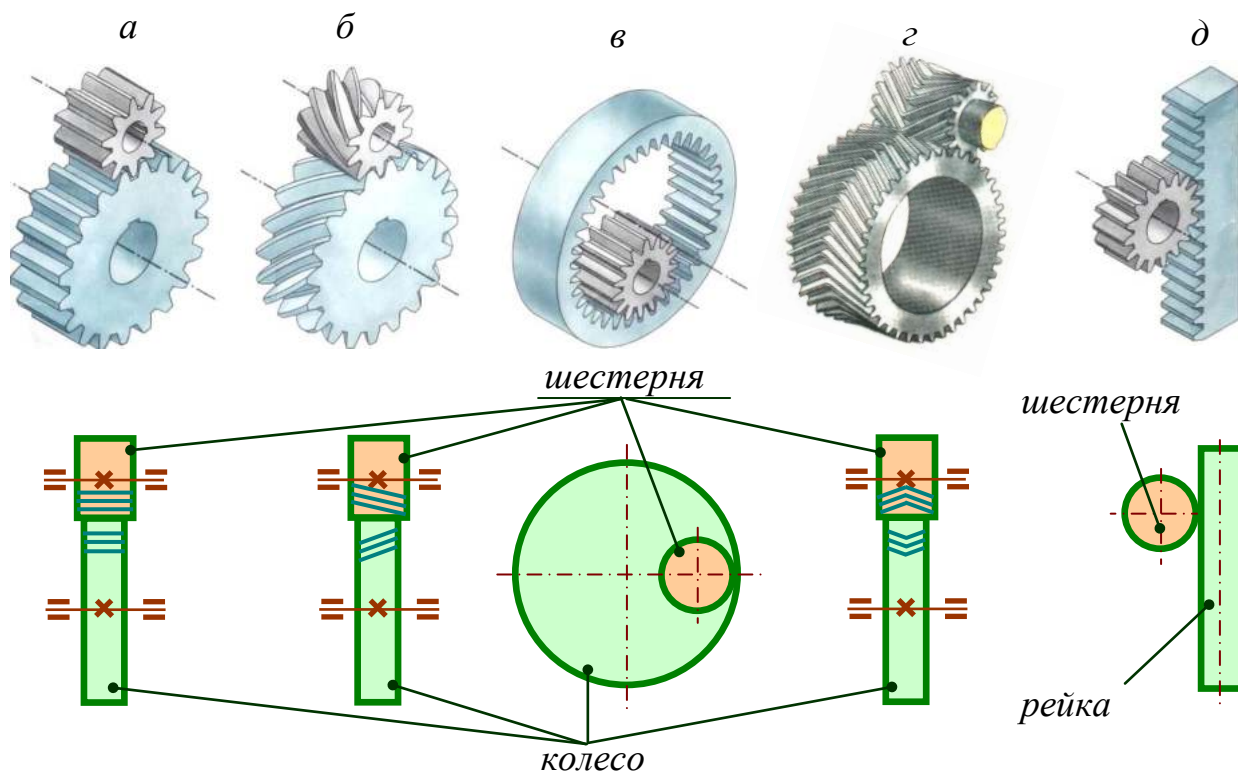
6.1 Общие сведения, классификация и сравнительная оценка

Зубчатая передача – это механизм, который передаёт и преобразует параметры движения при непосредственном контакте (сцеплении) зубчатых колёс. Зубчатая передача состоит из двух зубчатых колёс или зубчатого колеса и рейки.

Зубчатое колесо ведущее с меньшим числом зубьев называют **шестерней**, а ведомое с большим числом зубьев – **колесом**. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, колеса – индекс 2.

Зубчатые передачи классифицируют по следующим признакам:

1. **По расположению осей валов:** передачи с параллельными осями (рисунок 6.1); с пересекающимися осями (рисунок 6.2); с перекрещивающимися осями – цилиндрические винтовые, конические гипоидные, червячные (рисунок 6.3).

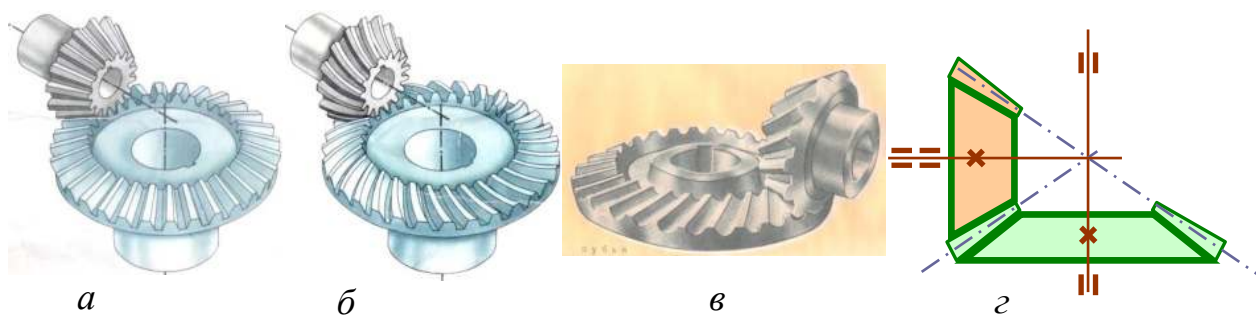


a – прямозубая; *б* – косозубая; *в* – с внутренним зацеплением; *г* – шевронная; *д* – реечная

Рисунок 6.1 – Зубчатые передачи с параллельными осями

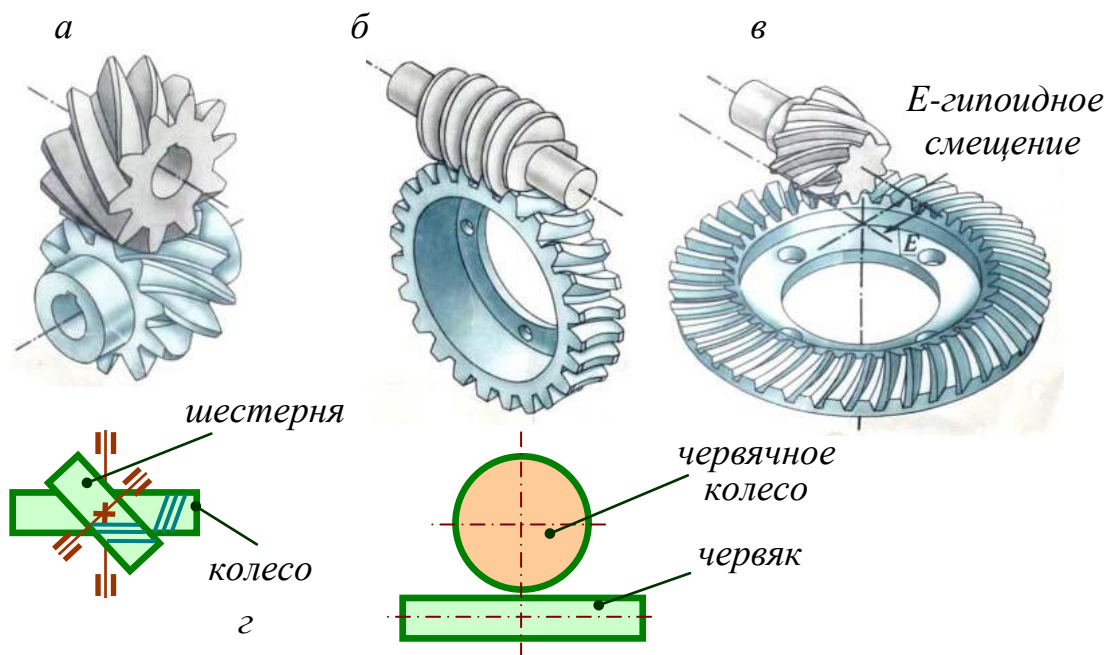
Винтовые зубчатые передачи отличают повышенное скольжение в зацеплении и низкая нагрузочная способность, поэтому они применяются как кинематические.

2. **По расположению зубьев относительно образующей** – прямозубые (рисунок 6.1 *a, в, д*), косозубые (рисунок 6.1 *б*) и шевронные (рисунок 6.1 *г*).



Эвольвентные: *а* – прямозубая; *б* – косозубая;
в – с круговыми зубьями (Новикова); *г* – схема передачи
 Рисунок 6.2 – Зубчатые передачи с пересекающимися осями (конические)

Наиболее распространены цилиндрические и конические зубчатые передачи, причём цилиндрические передачи проще в изготовлении и монтаже. Цилиндрические и конические прямозубые передачи работают обычно при небольших (<3 м/с) и средних (3...15 м/с) окружных скоростях. Шевронные передачи обычно применяют при больших нагрузках и особо тяжёлых условиях работы, при средних и высоких окружных скоростях. В шевронной передаче по сравнению с косозубой отсутствуют осевые силы, действующие на валы и подшипники.



а – винтовая; *б* – червячная; *в* – гипоидная; *г* – схемы передач
 Рисунок 6.3 – Передачи с перекрещивающимися осями

3. По форме профиля зубьев различают эвольвентные, круговые (зацепление Новикова) и циклоидные (рисунок 6.2).

Наибольшее распространение в сельскохозяйственном машиностроении получил эвольвентный профиль зуба, предложенный Л. Эйлером в 1760 г.

Он обладает рядом технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М. Новиковым в 1954 г.

Цилиндрические и конические косозубые и с круговыми зубьями передачи применяют в ответственных случаях при средних и высоких скоростях (свыше 15 м/с).

Благодаря большей нагрузочной способности передачи Новикова, по сравнению с передачами эвольвентного зацепления, более компактны и допускают большее передаточное отношение, а благодаря толстой масляной плёнке между соприкасающимися зубьями уменьшается износ зубьев и повышается КПД передачи. Недостаток передачи Новикова – значительное уменьшение контактной площади при перекосах зубчатых колёс и изменении межосевого расстояния в результате погрешностей изготовления и сборки или упругих деформаций передачи.

4. По форме зубчатых колёс: цилиндрические, конические и передачи зубчатое колесо – рейка.

5. В зависимости от взаимного расположения колёс зубчатые передачи бывают с внешним или внутренним зацеплением.

6. В зависимости от конструктивного исполнения – открытые и закрытые зубчатые передачи. Закрытые передачи помещены в пыле- и влаго- непроницаемые корпуса и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до $\frac{1}{3}$ радиуса). В открытых передачах зубья колёс работают всухую или при периодическом смазывании пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды.

7. В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают одно- и многоступенчатые.

Зубчатые передачи применяют в широком диапазоне областей и условий работы, для преобразования и передачи вращательного движения. Передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространённую и важную группу механических передач. Их применяют от часов и приборов до самых тяжёлых машин, для передачи окружных сил от долей грамма до тысячи тонн, для моментов до тысячи тонн на метр и мощностей от ничтожно малых до десятков тысяч киловатт, с диаметрами колёс от долей миллиметра до десяти и более метров.

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными преимуществами:

- высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- высокий КПД (0,97...0,98 в одной ступени);
- большая долговечность и надёжность в работе;
- постоянство передаточного отношения (из-за отсутствия проскальзывания);
- возможность применения в широком диапазоне вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений.

К недостаткам зубчатых передач относят:

- шум при больших скоростях;
- повышенные требования к точности изготовления;
- высокая жёсткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки;
- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

6.2 Геометрия и кинематика зубчатых передач

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство мгновенного передаточного отношения передачи. Этому условию удовлетворяют многие классы кривых. Для обеспечения высокого КПД, прочности и долговечности колес профили должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках контакта. Профили должны допускать легкое изготовление, в частности, нарезание простым инструментом независимо от числа зубьев колес.

Этим условиям наиболее полно удовлетворяет эвольвентное зацепление. Каждое эвольвентное зубчатое колесо может быть нарезано так, чтобы оно могло входить в зацепление с колесами, имеющими любое число зубьев. Эвольвентное зацепление малочувствительно к отклонениям межосевого расстояния. Эвольвентные зубчатые колеса могут нарезаться простым инструментом, имеющим прямолинейный профиль зубьев, и они удобны для контроля.

Профили зуба эвольвентного зацепления образуются двумя симметричными эвольвентами. **Эвольвентой** называется кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения. Перекатываемая по окружности прямая называется производящей прямой, а окружность, по которой перекатывается производящая прямая, – основной окружностью.

Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют *шестерней*, а с большим *колесом*. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, колеса – индекс 2.

Картина эвольвентного зацепления строится в следующей последовательности (рисунок 6.4):

1. Проводим линию центров O_1O_2 и откладываем на ней межосевое расстояние a_w .

2. Изображаем начальные окружности с центрами в точках O_1 и O_2 и соответствующими им радиусами r_{w1} и r_{w2} , касающиеся в точке «*П*» – полюсе зацепления.

3. Изображаем основные окружности с центрами в точках O_1 и O_2 и радиусами соответственно r_{b1} и r_{b2} .

4. Через точку «*П*» проводим общую касательную $N-N$ (линию зацепления) к основным окружностям. Точки касания обозначаем N_1 и N_2 (теоретический участок линии зацепления).

5. Через полюс «*П*» проводим общую касательную *t-t* к начальным окружностям. Угол между проведенными касательными *N-N* и *t-t* есть угол зацепления α_w .

6. Изображаем эвольвенту 1, описываемую точкой «*П*», прямой *N₁-N₂* при перекачивании её без скольжения по основной окружности радиуса r_{b1} .

7. Изображаем эвольвенту 2, описываемую точкой «*П*», прямой *N₁-N₂* при перекачивании её без скольжения по основной окружности радиуса r_{b2} .

8. Изображаем окружности вершин с центрами в точках O_1 и O_2 и соответственно радиусами r_{a1} и r_{a2} .

9. Изображаем окружности впадин с центрами в точках O_1 и O_2 и соответственно радиусами r_{f1} и r_{f2} .

10. Изображаем делительные окружности с центрами в точках O_1 и O_2 и соответственно радиусами r_1 и r_2 .

11. По известным значениям толщины зуба и ширины впадины, откладываем на шестерне два зуба и на колесе три зуба.

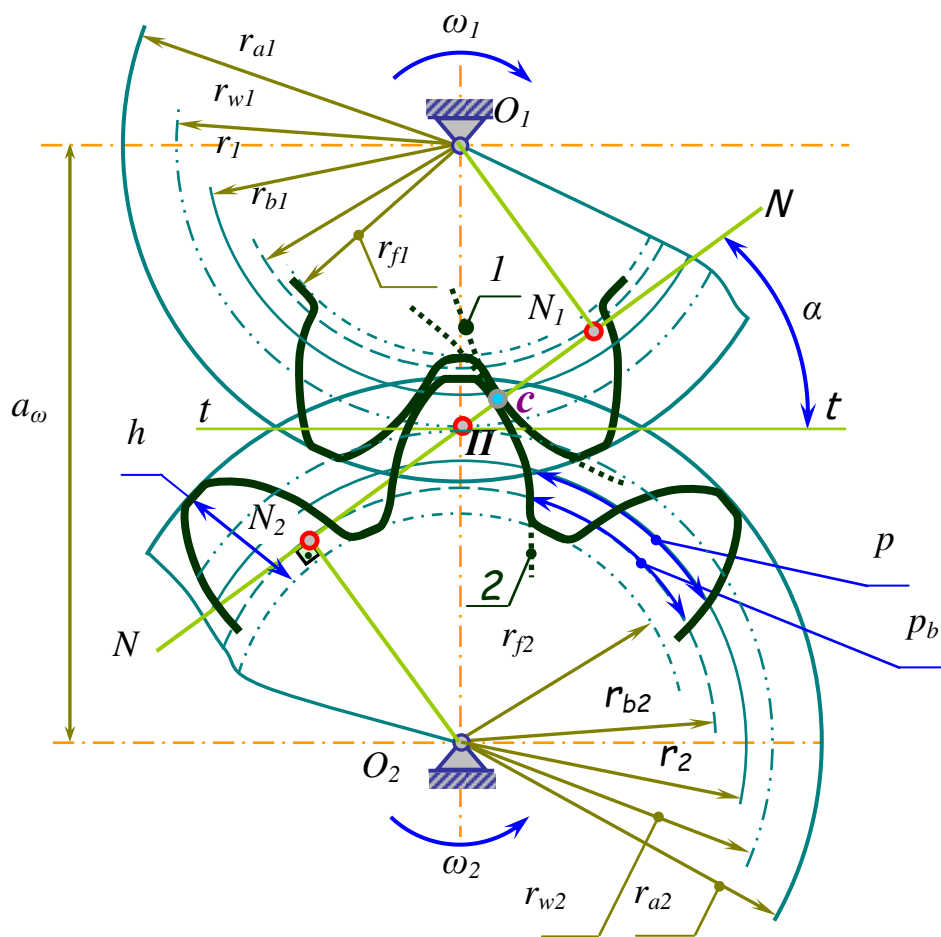


Рисунок 6.4 – Зацепление эвольвентных зубчатых колёс

Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев шестерни и колеса, взятое по дуге делительной окружности (для прямозубых колёс), называют окружным шагом – p . Делительной называется окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w соответственно равны шагу и углу профиля инструментальной рейки. Делительная окружность делит зуб

на головку, имеющую высоту h_a , и ножку с высотой h_f , сумма которых равна общей высоте зуба h . Кроме этого общая высота зуба h есть половина разности диаметров окружностей вершин d_a и впадин d_f .

На основной окружности показываем основной шаг $p_b = p \cdot \cos \alpha$; α – угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура, $\alpha = 20^\circ$).

Таким образом, зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами d_{b1} и d_{b2} , называемых основными окружностями. Поэтому нужное движение колес можно получить зацеплением зубьев, очерченных по эвольвентам. *Поверхности зубьев шестерни и колеса, поочередно соприкасающиеся друг с другом, называются рабочими.*

Элементы зубчатых зацеплений стандартизованы. В качестве основного параметра принят модуль зубьев « m » – величина, пропорциональная шагу p по делительному цилиндру, т. е.

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Модулем зубьев называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб, $m = \frac{d}{z}$. Для пары колёс, находящихся в зацеплении, модуль должен быть одинаков.

Шаг p , так же как и длина окружности, является кратным числу π и поэтому неудобным для принятия за основной параметр зацепления.

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z},$$

где d – диаметр делительной окружности зубчатого колеса;
 z – число зубьев зубчатого колеса.

Размеры цилиндрических зубчатых прямозубых колес определяют через модуль и число зубьев.

Делительный диаметр

$$d = m \cdot z.$$

Диаметр вершин

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m.$$

Диаметр впадин

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m.$$

Передаточное отношение определяется по формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Межосевое расстояние – главный параметр зубчатого зацепления, определяющий габаритные размеры передачи:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1 \cdot (1 + u)}{2} = \frac{m \cdot z_1 \cdot (u + 1)}{2} = \frac{m \cdot z_\Sigma}{2},$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$ – суммарное число зубьев.

Зная z_Σ (из формулы a_w), определяют число зубьев:

шестерни $z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}$ и колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

Для быстроходных зубчатых передач в целях уменьшения сил удара при входе зубьев в зацепление и выходе их из зацепления и для уменьшения шума применяют модификацию профиля головки зуба (фланкирование). Фланкирование представляет собой преднамеренное отклонение от эвольвенты профиля у вершин зубьев (на части высоты головки), направленное в тело зубьев. Фланкирование уменьшает силу удара, связанную с деформациями зубьев и ошибками основного шага.

Скорость скольжения и трение в зацеплении. КПД

При работе колёс зацепление двух зубьев происходит по рабочим поверхностям. В процессе зацепления рабочие поверхности профилей зубьев одновременно катятся и скользят друг по другу. Скорость относительного движения (скольжения) в точке «С» контакта двух зубьев (см. рисунок 6.4) равна:

$$V_s = e \cdot (\omega_1 + \omega_2),$$

где e – расстояние от точки контакта зубьев до полюса зацепления, $e = PC$.

Скорость скольжения V_s пропорциональна расстоянию e (отрезку PC) от точки контакта до полюса зацепления P . В полюсе зацепления P скорость скольжения $V_s = 0$, а при переходе через полюс зацепления P меняет знак на противоположный (рисунок 6.5).

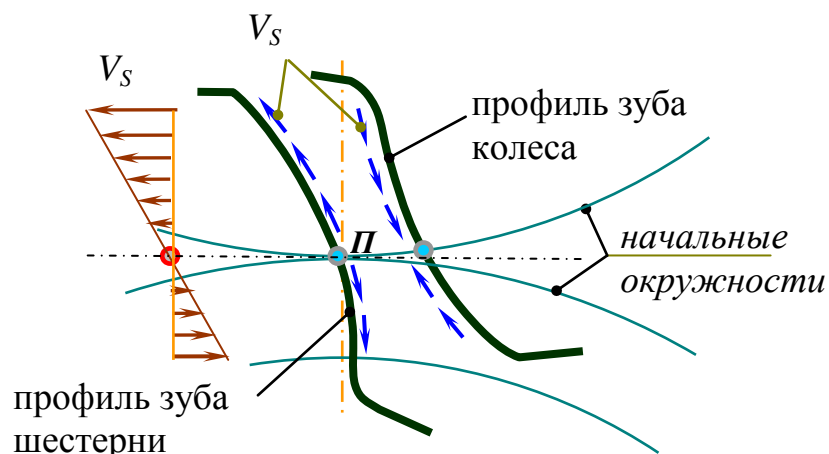


Рисунок 6.5 – Схема распределения скорости скольжения V_s в зацеплении

Максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, а к начальной окружности оно уменьшается, на начальной окружности равно нулю, затем изменяет направление и увеличивается. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь и износа зубьев в зацеплении.

Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи. Эти потери зависят от точности изготовления, шероховатости рабочих поверхностей зубьев, скорости колёс, способа смазки и свойств смазочных материалов, а также от числа зубьев, особенно шестерни. С увеличением числа зубь-

ев КПД передачи возрастает. У мелкозубчатых колёс с большим числом зубьев скольжение меньше, а КПД выше, чем у крупнозубчатых колёс с малым числом зубьев.

Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на взбалтывание и разбрызгивание масла (закрытые передачи).

При передаче неполной мощности КПД снижается. Таким образом, суммарную величину КПД зубчатой передачи с учётом всех потерь можно представить в виде произведения КПД зацепления, подшипников и гидравлических потерь:

$$\eta = \eta_{зц} \cdot \eta_n \cdot \eta_г.$$

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при передаче полной расчетной мощности, в зависимости от назначения передачи и конструктивного исполнения, составляет $\eta = 0,95 \dots 0,99$.

6.3 Материалы и термообработка зубчатых колёс

Выбор материала зубчатых колёс и термообработка зависят от назначения передачи, условий её работы и геометрических размеров. Основные материалы для изготовления зубчатых колёс – термически обрабатываемые стали, в отдельных случаях чугуны и пластмассы.

Стали. В зависимости от твёрдости рабочих поверхностей стальных зубьев зубчатые колёса делят на две группы.

Первая группа – колёса с твёрдостью $HV \leq 350$ и термической обработкой – нормализация или улучшение. Применяются в мало- и средненагруженных передачах.

Улучшенные зубчатые колёса изготавливают обычно из качественных углеродистых сталей 35, 40, 45, 50, 50Г и легированных сталей 35Х, 40Х, 40ХН и др.

Нормализованные зубчатые колёса небольших размеров выполняют из углеродистой стали обыкновенного качества Ст5, Ст6 и качественных углеродистых сталей 35, 40, 45 и 50, а больших размеров – из углеродистого стального литья 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, а также из марганцевистого и низколегированного стального литья.

Стальные зубчатые колёса твёрдостью $HV \leq 350$ имеют следующие технологические преимущества:

- чистовое нарезание зубьев после термообработки;
- высокая точность изготовления зубьев без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т.п.);
- хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках;
- применение в передачах с большими колёсами, термическая обработка которых затруднена.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твёрдость шестерни назначается больше твёрдости колеса на $(20 \dots 50)HV$, т.е.

$$HB_1 \geq HB_2 + (20...50).$$

Вторая группа – колёса твёрдостью $HB > 350$. В этом случае твёрдость материала обычно выражается в единицах Роквелла – HRC ($1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$). Применяются в высоконагруженных передачах. Стали второй группы подвергают следующим видам термообработки: объёмная закалка, поверхностная закалка, цементация, азотирование, цианирование. При этом повышается твёрдость рабочих поверхностей зубьев, допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз и нагрузочная способность передачи – до четырёх раз по сравнению с улучшенными или нормализованными колёсами. С увеличением твёрдости возрастают также износостойкость и сопротивление заеданию зубьев.

Применение высокотвёрдых материалов вызывает некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвёрдые материалы плохо прирабатываются, исходя из этого требуют высокой точности изготовления, повышенной жёсткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колёс.

2. Изготовление колёс при высокой твёрдости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания зубьев. Так как некоторые виды термообработки (объёмная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев, то для исправления формы зубьев применяют дополнительные операции: шлифовку, притирку, обкатку и т.п. Это в свою очередь повышает себестоимость изготовления колёс высокой твёрдости в условиях мелко- и среднесерийного производства. Это окупает себя только в условиях массового или крупносерийного производства.

Зубчатые колёса с повышенной твёрдостью рабочих поверхностей зубьев изготавливают:

– закалённые из углеродистых и легированных сталей со средним содержанием углерода 45, 35X, 40 X, 40XH, 30 XH3A, 40 XH2MA и т.п.;

– цементированные из углеродистых и легированных сталей с низким содержанием углерода 15, 20, 15X, 20X, 12XH3A, 15XФ, 18ХГТ, 18X2H4A и т.п.;

– азотированные из легированных сталей 38X2Ю, 38X2МЮА;

– цианированные из среднеуглеродистых сталей.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колёса и колёса, изготавливаемые из круглого проката.

Чугуны применяют для изготовления крупногабаритных зубчатых колёс, тихоходных и колёс открытых зубчатых передач. Чугунные зубья сравнительно хорошо сопротивляются заеданию и усталостному выкрашиванию при незначительной их смазке. Основной недостаток – пониженная прочность, особенно при ударных нагрузках. Однако чугунные зубчатые колёса легче отливать и они значительно дешевле зубчатых колёс из стального литья. Чугунные зубчатые колёса изготавливают из серого чугуна СЧ21, СЧ24, модифицированного чугуна СЧ25, СЧ30, СЧ 35, а также из высокопрочного чугуна всех стандартных марок. Для неотчетственных зубчатых колёс применяют серый чугун СЧ15 и СЧ18.

Пластмассы применяют в быстроходных малонагруженных передачах. Изготавливают их из древесностлоистых пластиков (ДСП), текстолита и полиамида (нейлона и капрона). Применяют в передачах небольшой мощности, в приборах и кинематических передачах.

Достоинства по сравнению с металлическими зубчатыми колёсами – способность амортизировать удары при передаче переменных нагрузок, гасить механические вибрации и тем самым обеспечивать бесшумность работы передачи. Эти колёса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления благодаря малой жёсткости материала.

6.4 Способы изготовления зубчатых колёс

Заготовки зубчатых колёс получают литьём, бандажированием (сборная конструкция), штамповкой или ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Зубья колёс изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьём.

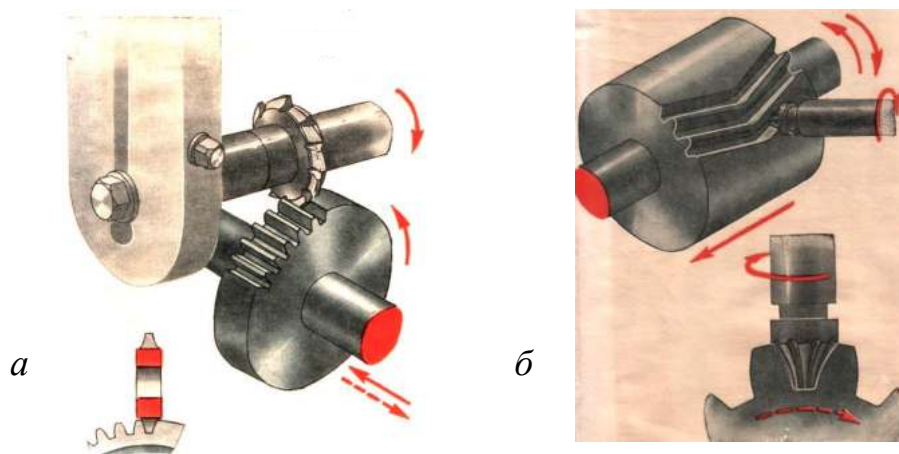
Накатывание зубьев. Применяется в массовом производстве. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колёс производится горячим накатыванием. Венец стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры ≈ 1200 °С, а затем обкатывают между колёсами-накатниками. При этом на венце выдавливаются зубья. Для получения колёс более высокой точности производится последующая механическая обработка зубьев или холодное обкатывание – калибровка. Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм. Зубонакатывание – высокопроизводительный метод изготовления колёс, резко сокращающий отход металла в стружку.

Нарезание зубьев зубчатых колес можно производить методом *копирования* или методом *огибания* (обкатки).

По методу *копирования* впадина между зубьями образуется инструментом – дисковой фрезой, пальцевой фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом, имеющим профиль впадины (рисунок 6.6 а, б). Точность этого метода, особенно по шагу – пониженная. Метод копирования применяют для обработки крупномодульных шевронных колес, для нарезания и для шлифования колес в массовом производстве, а также в условиях ремонтных мастерских. Для нарезания колес с разным числом зубьев необходим комплект инструмента каждого модуля из 8...26 шт.

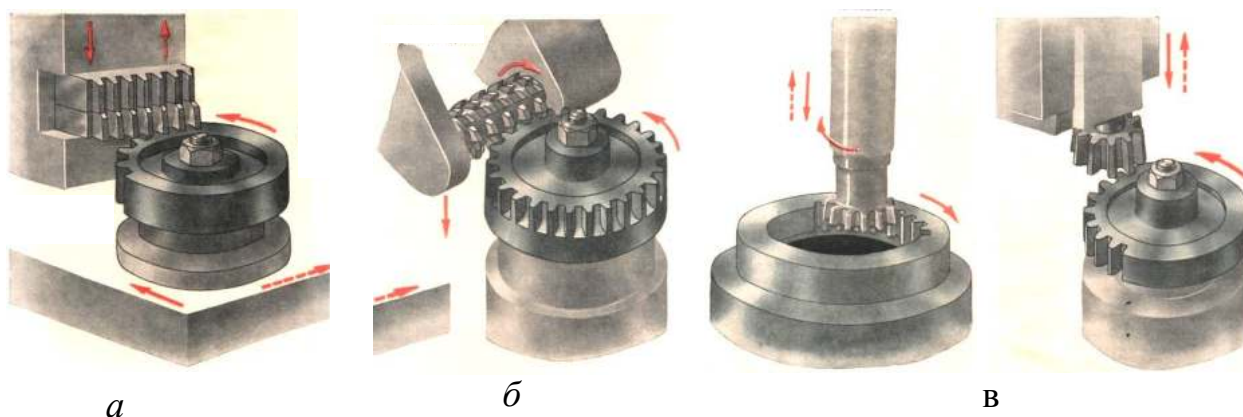
Основное применение имеет *метод огибания*. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки-гребенки (рисунок 6.7 а), червячной фрезы (рисунок 6.7, б) или шестерни-долбяка (рисунок 6.7 в). Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту дополнительно сообщается движение, обеспечивающее резание.

Метод *огибания* дает непрерывный процесс нарезания (без периодического деления), что обеспечивает повышенную производительность и точность по сравнению с методом копирования.



а – дисковой фрезой; *б* – пальцевой фрезой
 Рисунок 6.6 – Нарезание зубьев методом копирования

Нарезание зубьев червячными фрезами широко применяется для изготовления цилиндрических колёс с внешним расположением зубьев. Для нарезания колёс с внутренним расположением зубьев применяют дисковые долбяки. Гребёнками нарезают прямозубые и косозубые колёса с большим модулем зацепления.



а – рейкой-гребёнкой; *б* – червячной фрезой; *в* – шестернёй-долбяком
 Рисунок 6.7 – Нарезание зубьев методом огибания

Нарезание зубьев конических колёс методом огибания производится строганием (рисунок 6.8), фрезерованием инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками.

Отделка зубьев. Отделку зубьев зубчатых колес применяют в тех случаях, когда требуется получить точность до 1-го класса, шероховатость поверхности $R_a = 0,32$ мкм. К отделочным видам обработки относятся обкатывание, шевингование, шлифование и притирка, причем шевингование и обкатывание применяют для обработки незакаленных колес, а шлифование и притирку – для закаленных.

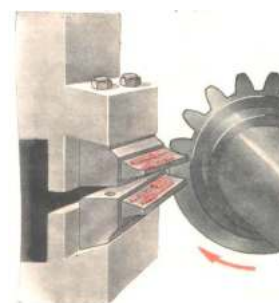


Рисунок 6.8 – Нарезание зубьев конических колёс

Обкатка применяется для сглаживания шероховатостей, устранения заусенцев и неровностей на рабочих поверхностях зубьев незакалённых колёс. Зубчатое обрабатываемое колесо обкатывается под нагрузкой одним или несколькими закалёнными колесами-эталоном в масляной среде без абразивного порошка. Для обкатки используются специальные зубообкатные станки или горизонтально-фрезерные с применением специальных приспособлений. Колеса-эталон сжимают обкатываемое колесо со значительной силой гидравлическим или пневматическим устройством.

В процессе обкатывания происходит сглаживание шероховатостей, создается наклеп зубьев колес, но шаг зуба не исправляется. Этот процесс применяют в тех случаях, когда не требуется высокая точность.

Шевингование применяется для тонкой обработки незакалённых колёс. Для процесса шевингования в качестве инструментов применяют круглый шевер и шевер-рейку. Шевер изготавливают по 1-му классу точности с зубьями, у которых поверхности имеют узкие прорезы и поперечные канавки, образующие режущие кромки. Шевингование происходит в результате срезания с поверхности зуба тонких (толщиной 0,001...0,005 мм) волосообразных стружек при взаимном скольжении зацепляющихся зубьев шевера и колеса. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

Шлифование применяется для тонкой обработки закалённых зубьев.

Закалённые зубчатые колеса обрабатывают тарельчатыми кругами методом обкатки и профильным кругом методом копирования. Этот способ отделки зубчатых колес позволяет получить наиболее точные и высококачественные поверхности. Для процесса шлифования необходимо ввести в зацепление пару рейка – зубчатое колесо с сообщением возвратно-поступательного движения вдоль оси колес аналогично воображаемой рейке. Шлифование методом копирования производят фасонным копировальным кругом соответствующего профиля. Этот метод более производительный по сравнению с методом обкатки, но менее точный.

Кинематика шлифования зубьев червячным шлифовальным кругом в основном подобна кинематике фрезерования зубьев червячной фрезой, но осевое движение при шлифовании придается обрабатываемой заготовке. Этот способ наиболее производителен по сравнению с другими методами шлифования зубьев и обеспечивает достижение 6-й степени точности.

Притирка используется для отделки зубчатых колес высокой твердости. Их обрабатывают абразивами на зубопритирочных станках инструментом – притиром. В качестве притира используют точно изготовленное зубчатое колесо из мелкозернистого чугуна, шаржированного абразивом путем смазки смесью мелкозернистого порошка с маслом.

6.5 Точность изготовления и её влияние на качество передачи

При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонении шага, биении колёс, в отклонениях от теоретиче-

ского профиля зубьев, непараллельности зубьев, в отклонениях межосевого расстояния и др. Все эти ошибки нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи, вызывают шум и дополнительные динамические нагрузки, неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТ1643-81 и СТ СЭВ 641-77, которые предусматривают 12 степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1) нормой кинематической точности, регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения;

2) нормой плавности работы, регламентирующей повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота;

3) нормой контакта зубьев, регламентирующей ошибки изготовления зубьев и сборки передач.

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6, 7 и 8-я степени точности (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Степень точности изготовления зубчатых колёс

Степень точности, не ниже	$V_{окр}$, м/с не более		Примечание
	прямозубые	косозубые	
6 (высокоточная)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи, отсчётные и т.д.
7 (точная)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется видом сопряжения зубчатых колёс. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения:

А – увеличенный зазор; В – нормальный зазор; С и D – уменьшенный зазор; Е – малый зазор; Н – нулевой зазор.

Сопряжения Н, Е и С требуют повышенной точности и применяются для реверсивных передач при высоких требованиях к кинематической точности.

Стандартом предусмотрено шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI.

Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния (для сопряжений H и E – II класс; для сопряжений D, C, B и A – III, IV, V и VI класс соответственно).

Точность изготовления зубчатых колёс и передач задаётся степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора.

7 КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения двух тел в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т.п.). Если значение контактных напряжений больше допускаемого, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются у зубчатых, червячных, фрикционных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

При расчете контактных напряжений различают два характерных случая: *первоначальный контакт в точке* (два шара, шар и плоскость и т.п.); *первоначальный контакт по линии*. Например, два цилиндра с параллельными осями (рисунок 7.1), цилиндр, плоскость и т.п.

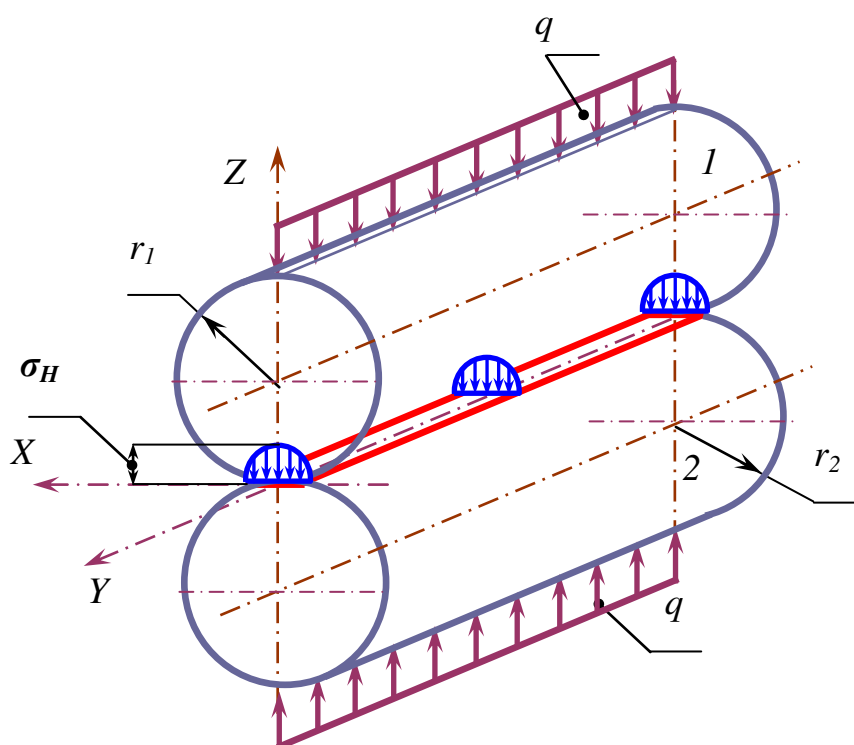


Рисунок 7.1 – Схема нагружения при первоначальном контакте по линии

Рассмотрим пример взаимодействия двух цилиндров с параллельными осями (рисунок 7.1). До приложения удельной нагрузки q цилиндры соприкасались по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке. При этом точки максимальных нормальных напряжений a_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Величину этих напряжений вычисляют по формуле

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{2E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot [E_1 \cdot (1 - \mu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \mu_1^2)]}},$$

где q – удельная (расчётная) нагрузка;
 μ – коэффициент Пуассона.

Для конструкционных металлов коэффициент Пуассона равен $\mu=0,25\dots 0,35$. Принимая $\mu=\mu_1=\mu_2=0,3$, получаем

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}},$$

где E_{np} – приведённый модуль упругости контактирующих материалов,

$$E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2};$$

ρ_{np} – приведённый радиус кривизны контактирующих цилиндров,

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}.$$

Формула справедлива не только для круговых, но и для любых других цилиндров. Знак минус в формуле относится к случаю внутреннего контакта. При контакте цилиндров с плоскостью $r_2=\infty$.

При вращении цилиндров отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по отнулевому циклу. Каждая точка нагружается при прохождении зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Если детали работают в масле, то оно проникает в микротрещины. В зоне контакта микротрещины закрываются и в них образуется высокое давление, способствующее развитию трещины до выкрашивания частицы металла. Выкрашивание не наблюдается, если значение контактных напряжений не превышает допустимого.

Ускорение развития трещин не означает, что без масла разрушение контактирующих поверхностей будет замедлено. **Во-первых**, масло образует на поверхности защитную плёнку, которая частично или полностью устраняет непосредственный металлический контакт и уменьшает трение, которое имеет место благодаря упругому скольжению контактирующих поверхностей. При контакте через масляную пленку контактные напряжения уменьшаются, срок службы до зарождения трещин увеличивается. **Во-вторых**, при работе без масла увеличивается интенсивность абразивного износа, который становится главным критерием работоспособности и существенно сокращает срок службы.

7.1 Критерии работоспособности и расчета

Условия работы зуба в зацеплении. При работе зубчатой передачи между зубьями сопряжённых зубчатых колёс возникает сила давления F (рисунок 7.2), направленная по линии зацепления.

Кроме того, от скольжения зубьев между ними действует сила трения

$$F_{mp} = f \cdot F,$$

где f – коэффициент трения.

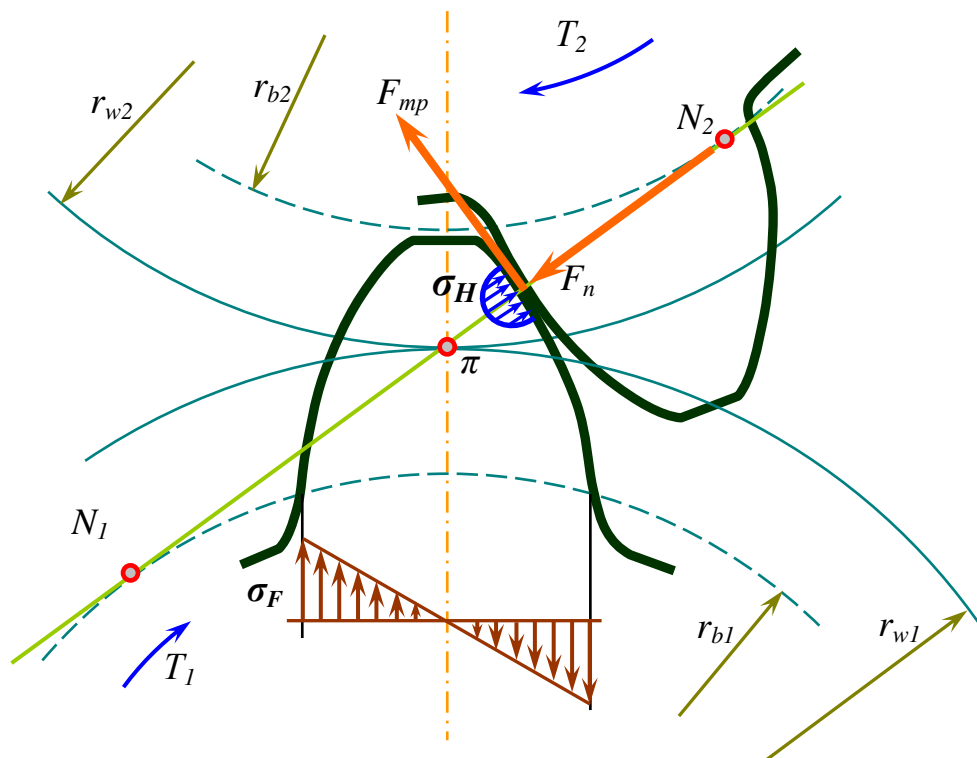


Рисунок 7.2 – Схема нагружения зуба в зацеплении

Под действием силы F_{mp} и F_n зубья находятся в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на их работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения σ_H в поверхностных слоях зубьев и напряжения изгиба σ_F в поперечных сечениях зубьев. Для каждого зуба эти напряжения не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу. Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2) (рисунок 7.3). Напряжение σ_H действует ещё меньшее время, которое равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учётом зоны распространения контактных напряжений (на схеме напряжения σ_H не показаны).

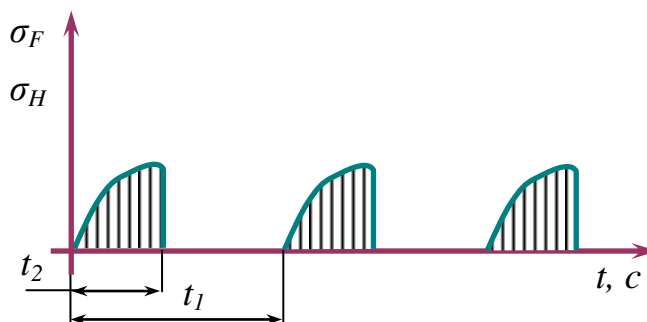


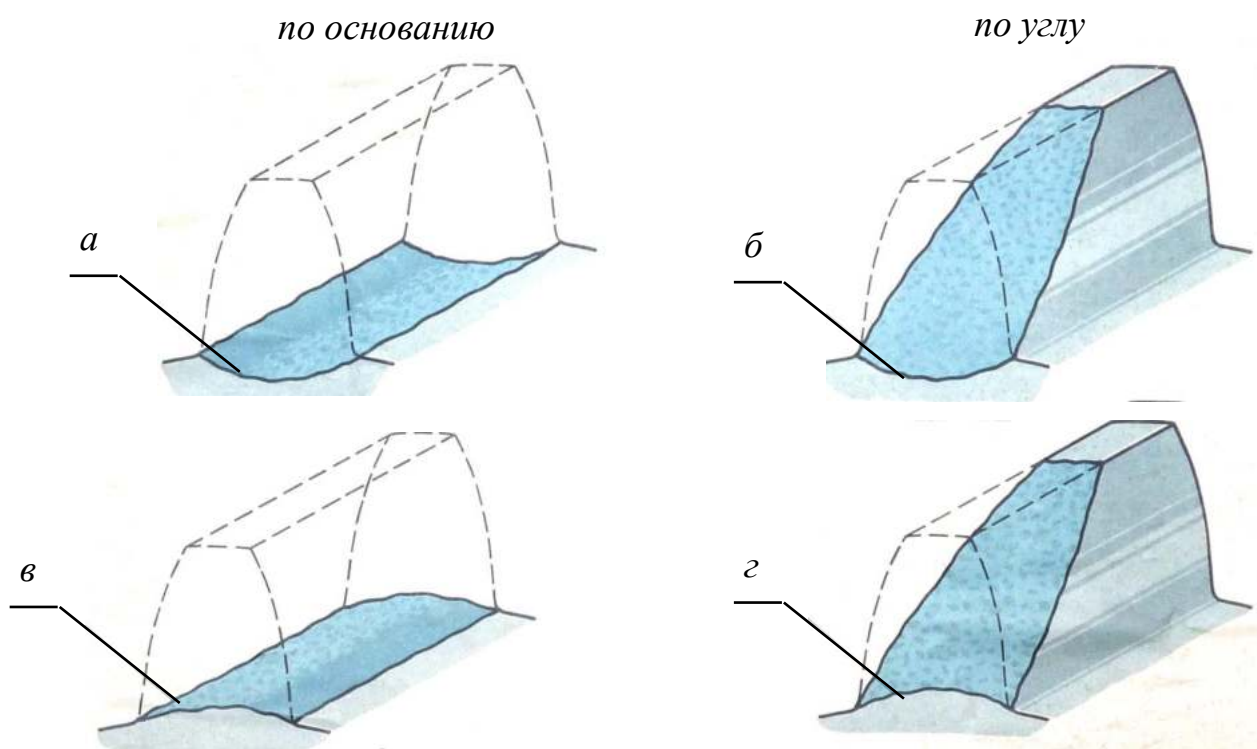
Рисунок 7.3 – Схема отнулевого цикла напряжений изгиба σ_F

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка зубьев. Поломка связана с напряжениями изгиба. По характеру поломка зуба возникает: по основанию или по углу (рисунок 7.4 а, в). На практике чаще наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. В зависимости от профиля различают два вида поломки зубьев:

– *выпуклый* (рисунок 7.4 в, г), т.е. поломка от больших перегрузок ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете);

– *вогнутый* (рисунок 7.4 а, б), т.е. усталостная поломка, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы (предупреждают определением размеров из расчета на усталость). Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микротрещин от термообработки и т.п.).



а и б – вогнутый, вследствие усталости;
в и г – выпуклый, вследствие кратковременной перегрузки

Рисунок 7.4 – Профиль поломки зубьев

Общие меры предупреждения поломки зубьев – увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп,

уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезаемыми углами).

К повреждениям поверхности зубьев относят:

- 1) усталостное выкрашивание;
- 2) абразивный износ;
- 3) заедание;
- 4) пластические сдвиги;
- 5) отслаивание твёрдого поверхностного слоя.

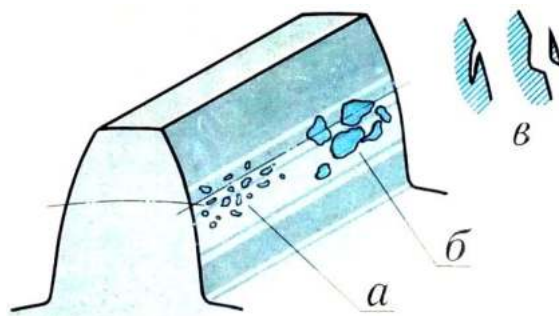
Все виды повреждения поверхности зубьев связаны с контактными напряжениями и трением.

1. *Усталостное выкрашивание* (рисунок 7.5) от контактных напряжений является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые, сравнительно быстроходные передачи, защищенные от пыли и грязи). Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины зубьев ведомого элемента и способствует выкрашиванию частиц металла.

В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои снимаются раньше, чем появляются трещины усталости.

Основные меры предупреждения выкрашивания: определение размеров из расчета на усталость по контактным напряжениям; повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности и в особенности по норме контакта зубьев.

2. *Абразивный износ (износ боковых поверхностей)* (рисунок 7.6) является основной причиной выхода из строя передач



a – начальное; *б* – прогрессирующее; *в* – образование трещины и отделение кусочка металла

Рисунок 7.5 – Усталостное выкрашивание на поверхности

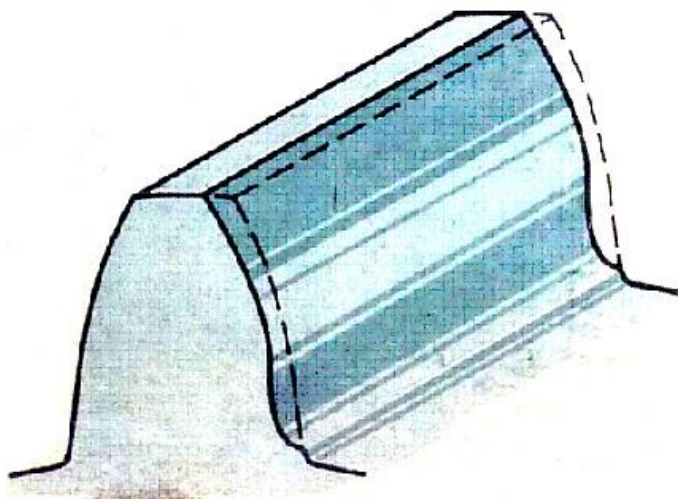


Рисунок 7.6 – Абразивный износ

при плохой смазке. К таким передачам относятся, прежде всего, открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т.п.).

Расчет на износ затруднен тем, что интенсивность износа зависит от многих случайных факторов, в первую очередь, от интенсивности загрязнения смазочного материала.

Основные меры предупреждения износа – повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

3. *Заедание* (рисунок 7.7) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

Меры предупреждения заедания те же, что и против износа. Желательно интенсивное охлаждение. Эффективно применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками. Правильным выбором сорта масла можно поднять допускаемую нагрузку по заеданию над допускаемыми нагрузками по другим критериям.

4. *Пластические сдвиги* (рисунок 7.8) 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. В результате у полусной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего – соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочих поверхностей зубьев.

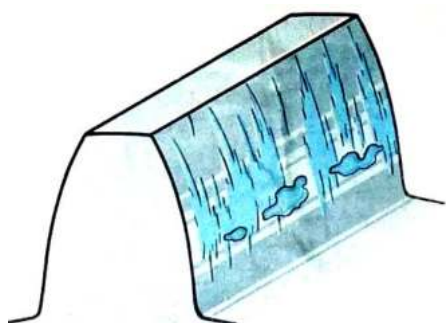


Рисунок 7.7 – Заедание, контактное схватывание и образование задиров на поверхности

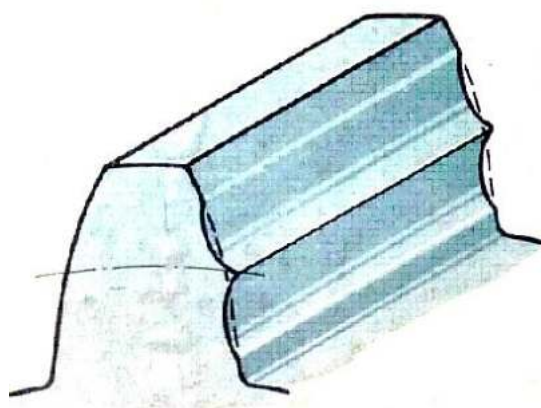


Рисунок 7.8 – Пластические сдвиги

5. *Отслаивание* твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка ТВЧ и т.п.). 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 изучено выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы. Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили широкое распространение.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать путем увеличения модуля.

7.2 Расчетная нагрузка и коэффициент расчетной нагрузки

За **расчетную нагрузку** принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = \frac{F_n \cdot K}{\ell_\Sigma},$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении;
 K – коэффициент расчетной нагрузки.

$$K = K_\beta \cdot K_V,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки;
 K_V – коэффициент динамической нагрузки;
 ℓ_Σ – суммарная длина линии контакта зубьев.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β учитывает концентрацию нагрузки при перекосах зубчатых колёс, при деформации валов, опор и корпусов. Зависит от относительной ширины зубчатых колёс $\frac{b}{d} = \psi_{bd}$, твёрдости материала и расположения зубчатых колёс относительно опор.

Коэффициент динамической нагрузки K_V учитывает колебания нагрузки от окружной скорости v . Он выбирается с учётом твёрдости материала (НВ), окружной скорости v и степени точности изготовления.

Концентрация нагрузки от перекосов и динамические нагрузки по-разному влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают: $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$ – в расчетах по контактным напряжениям; $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ – в расчетах по напряжениям изгиба.

8 РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

8.1 Прямозубые цилиндрические передачи

Силы в зацеплении

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления π (рисунок 8.1). Распределённую по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей F_n – нормальной силой, которая направлена по линии зацепления $N-N$. Силами трения в зацеплении при расчёте на прочность пренебрегают, так как они малы. Для расчёта зубьев, валов и опор нормальную силу F_n раскладывают на составляющие:

– *окружная сила*

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{T_1(u+1)}{a_w};$$

– *радиальная сила*

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне.

На ведомом колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем – противоположно ему.

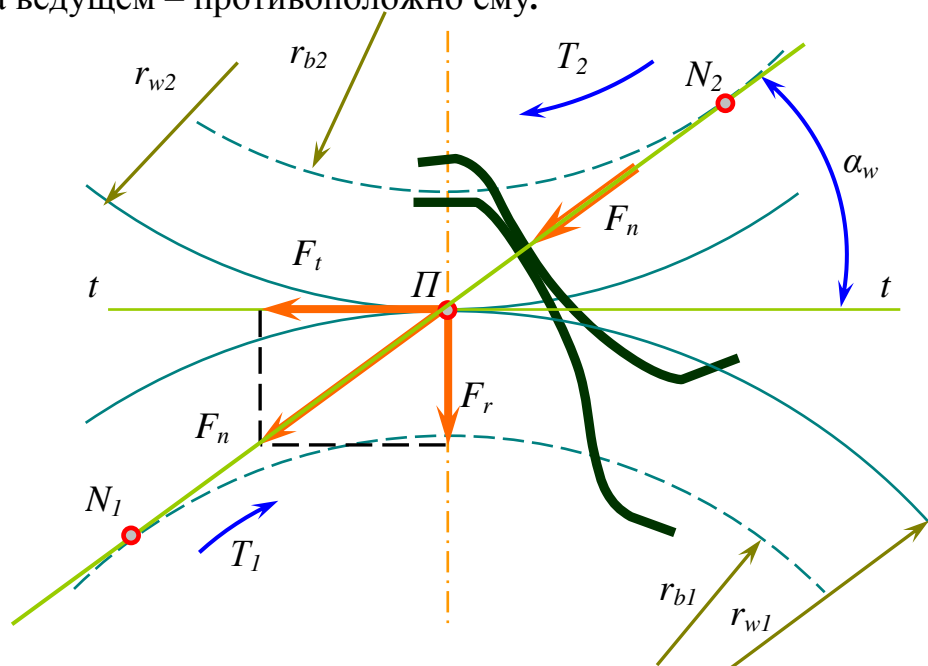


Рисунок 8.1 – Схема сил в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

Расчёт прочности зубьев по контактным напряжениям

Расчёт зубьев на контактную прочность выполняют для зацепления в полюсе (рисунок 8.2), так как выкрашивание зубьев начинается у полюсной линии.

При выводе формул приняты следующие допущения:

- 1) зубья рассматривают как два находящихся в контакте цилиндра с параллельными образующими (радиусы этих цилиндров принимают равными радиусам кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления);
- 2) нагрузку считают равномерно распределённой по длине зуба;
- 3) контактирующие профили предполагают неразделёнными масляной плёнкой.

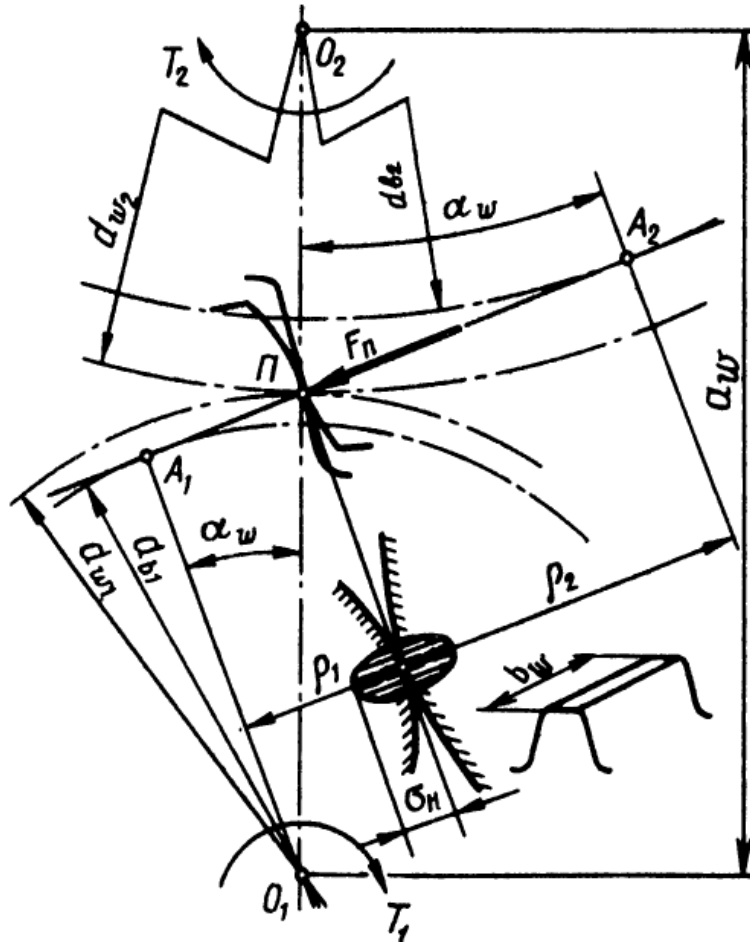


Рисунок 8.2 – Схема нагружения зубьев при контакте в полюсе зацепления

Наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}$$

Для прямозубых передач расчётная нагрузка определяется

$$q = \frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{2T_1 \cdot K_H}{d_{w1} \cdot b_w \cdot \cos \alpha_w},$$

где b_w – ширина прямозубого колеса.

Радиусы кривизны эвольвент зубьев в точке контакта

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w}{2}; \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \cdot \sin \alpha_w}{2}.$$

Тогда по известной зависимости получаем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \cdot \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right),$$

где u – передаточное число (по ГОСТ 16532-70), $u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}} = \frac{z_2}{z_1}$.

Знак «+» – для наружного, «-» – для внутреннего зацепления.

Тогда с учётом некоторых преобразований получаем формулу проверочного расчёта

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_{\omega} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Передаточное число u – отношение большего числа зубьев к меньшему и поэтому всегда $u > 1$, кроме того, u не зависит от того, какое из зубчатых колёс является ведущим, в отличие от передаточного отношения $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$,

кое может быть и $i > 1$, и $i < 1$. Однозначное определение u позволяет уменьшить вероятность ошибки при расчёте.

Значения расчётных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчёт выполняют для того из пары колёс, у которого меньше допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ (чаще это бывает колесо, а не шестерня).

В проектном расчёте определяют размеры передачи по заданным относительным характеристикам: крутящему моменту T_1 или T_2 и передаточному числу u .

С этой целью формулу проверочного расчёта решают относительно диаметра шестерни d_1 или межосевого расстояния a_{ω} . Другие неизвестные параметры оценивают приближённо или выбирают по рекомендациям. В данном случае принимаем $d_{\omega 1} \approx d_1$; $\alpha_{\omega} \approx \alpha = 20^{\circ}$; $\sin 2\alpha \approx 0,643$, $K_{H\beta} \approx 1,15$.

Далее вводим обозначение $\psi_{bd} = \frac{b_{\omega}}{d_1}$ – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра. Диаметр шестерни из условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

$$d_1 = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}.$$

Решая относительно межосевого расстояния a_{ω} , заменяем $T_1 = \frac{T_2}{u}$;

$d_1 = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{u \pm 1}$ и вводим $\psi_{ba} = \frac{b_{\omega}}{a}$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

После преобразований с учётом зависимости $\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u \pm 1)$ получаем

$$a_{\omega} = 0,85 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}.$$

Из проверочной формулы контактных напряжений и проектной формулы межосевого расстояния следует, что контактная прочность зубьев колёс

зависит от материала и габаритных размеров передачи и не зависит от модуля и числа зубьев в отдельности.

Далее определяют модуль m по одной из зависимостей:

$$- m = (0,001 \dots 0,002) \cdot a_{\omega};$$

$$- m = \frac{b_w}{\psi_{bm}};$$

$$- m = \frac{2a}{z_1 \cdot (u+1)}.$$

Для силовых передач рекомендуется принимать $m \geq 1,5$ мм. Параметры a_{ω} , ψ_{ba} , u согласуют по СТ СЭВ 229-75.

При известном модуле определяют остальные параметры передачи:

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad z_2 = z_1 \cdot u; \quad d_2 = m \cdot z_2; \quad a = \frac{d_2 + d_1}{2}; \quad b_2 = \psi_{ba} \cdot a; \quad b_1 = b_2 + 5 \dots 10 \text{ мм}.$$

Для уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуется брать $z_1 \geq 25$. Для окончательного утверждения выбранного значения модуля необходимо проверить прочность по напряжениям изгиба.

В случае неудовлетворительного результата изменяют m и определяют новые значения z .

При проверке можно получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, что не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчётное значение σ_F превышает допускаемое, то применяют колёса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают m .

Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба

Основным критерием работоспособности открытых зубчатых передач является прочность зубьев на изгиб. Зуб в зацеплении находится в сложном напряжённом состоянии (рисунок 8.3). Наибольшие напряжения изгиба возникают у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Для получения основных расчётных зависимостей рассмотрим приближённый расчёт на изгиб с учётом следующих допущений:

1) вся нагрузка зацепления передаётся одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. При этом вместо теоретического двупарного зацепления будет однопарное;

2) зуб рассматривают как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов.

Нормальная сила F_n в зацеплении равна:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}.$$

где α_{ω} – угол зацепления.

Угол α' на расчётной схеме зуба (рисунок 8.3) несколько больше угла зацепления, т.е. $\alpha' = \alpha_{\omega} + \Delta \alpha$.

Силу F_n переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие:

– окружная сила

$$F_t' = F_n \cdot \cos \alpha' = \frac{F_t \cdot \cos \alpha'}{\cos \alpha_w};$$

– радиальная сила

$$F_r' = F_n \cdot \sin \alpha' = \frac{F_t \cdot \sin \alpha'}{\cos \alpha_w}.$$

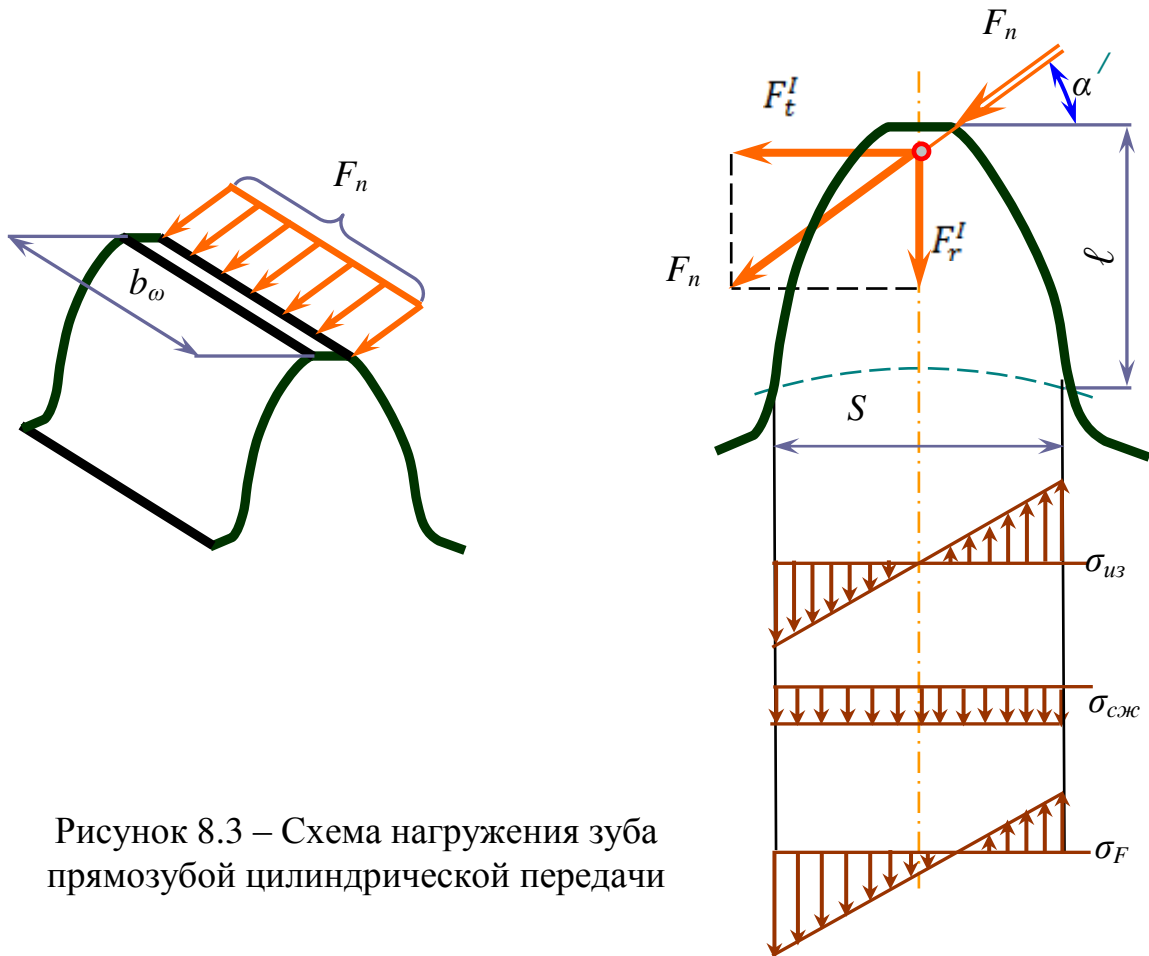


Рисунок 8.3 – Схема нагружения зуба прямозубой цилиндрической передачи

Напряжение в опасном сечении у основания зуба

$$\sigma_F = \frac{F_t' \cdot l}{W} - \frac{F_r'}{A};$$

где W – момент сопротивления сечения при изгибе, $W = \frac{b_w \cdot S^2}{6}$;

A – площадь опасного сечения, $A = b_w \cdot S$;

b_w , S и l – геометрические размеры зуба.

Формула проверочного расчёта прямозубых передач принимает вид

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба;

Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от относительных размеров

$$\text{зуба } s' = \frac{s}{m} \text{ и } \ell' = \frac{\ell}{m}.$$

Для проектных расчётов по напряжениям изгиба полученную зависимость решают относительно модуля путём замены $b_{\omega} = \psi_{bm} \cdot m$, $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, $d_1 = m \cdot z_1$, тогда получаем

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{z_1 \cdot \psi_m \cdot m^3} \leq [\sigma_F]$$

Формула проектного расчёта имеет вид

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

Полученное значение модуля округляют по ГОСТ 2185-66.

8.2 Косозубые и шевронные зубчатые передачи

Общие сведения и геометрические параметры

У косозубых и шевронных колёс (рисунок 8.4 б, в) зубья расположены наклонно и, в отличие от прямозубых, входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. При этом увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят в зацепление новые пары зубьев, нагрузка передаётся по большему числу контактных линий, что снижает шум и динамические нагрузки. Кроме этого косозубые передачи имеют большую нагрузочную способность по сравнению с прямозубыми.

Шевронные зубчатые колёса представляют собой разновидность косозубых колёс. Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями, называют шевронным колесом.

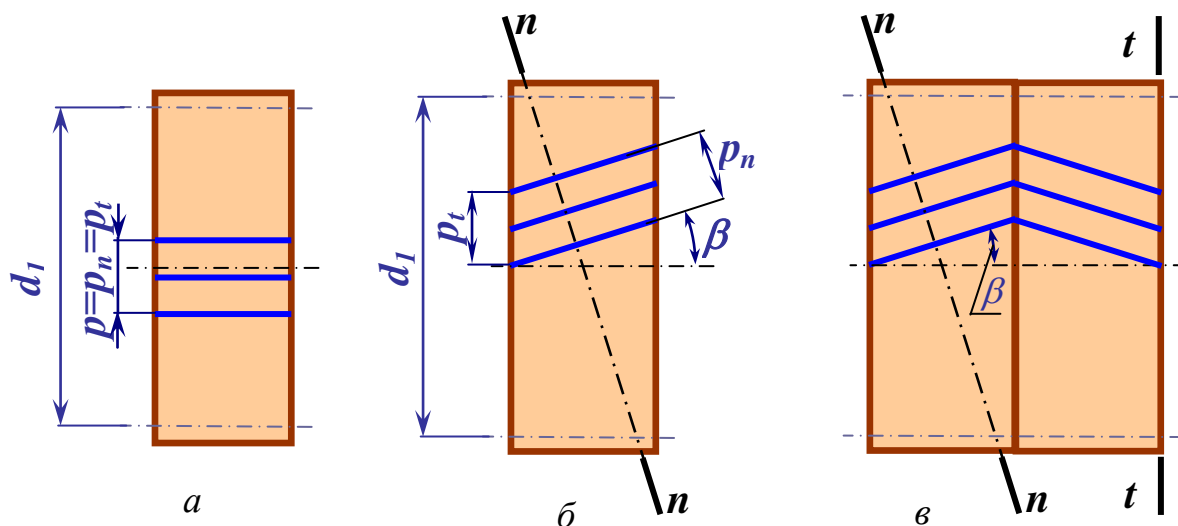
При увеличении угла наклона зубьев β возрастает плавность зацепления. Угол β принимают: для косых зубьев $\beta = 8^\circ \dots 18^\circ$; для шевронных – $\beta = 25^\circ \dots 40^\circ$.

У косозубых и шевронных колёс (рисунок 8.4 б, в) расстояние между зубьями измеряют в торцовом, или окружном ($t-t$), и нормальном ($n-n$) направлениях. В первом случае получают окружной шаг p_t , а во втором – нормальный шаг p_n .

$$p_t = \frac{\pi \cdot d}{z},$$

где d – диаметр делительной окружности зубчатого колеса;

z – число зубьев зубчатого колеса.



a – прямозубое; *б* – косозубое; $\beta = 8 \dots 18^\circ$; *в* – шевронное; $\beta = 25 \dots 40^\circ$
 Рисунок 8.4 – Виды зубчатых колёс в зависимости от расположения зубьев

Окружному шагу соответствует **окружной модуль** – часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб,

$$m_t = \frac{p_t}{\pi} = \frac{d}{z}$$

Делительный диаметр $d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$.

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форма косого зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, параметры которого определяются

– диаметр

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta};$$

– число зубьев

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cdot \cos^2 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Нормальный шаг p_n – кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профильными поверхностями двух смежных зубьев.

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta,$$

где β – угол наклона зубьев по делительному цилиндру.

Соответственно нормальный модуль

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta.$$

Для прямозубых передач окружные и нормальные шаги и модули соответственно совпадают (рисунок 8.4 *a*). Модули стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм по ГОСТ 2185-66.

Для косозубых цилиндрических колес и шевронных колёс стандартизован нормальный модуль m_n .

Силы в зацеплении косозубой передачи

Силы, действующие в косозубом зацеплении (рисунок 8.5), принято выражать через окружную силу $F_t = \frac{2T}{d}$.

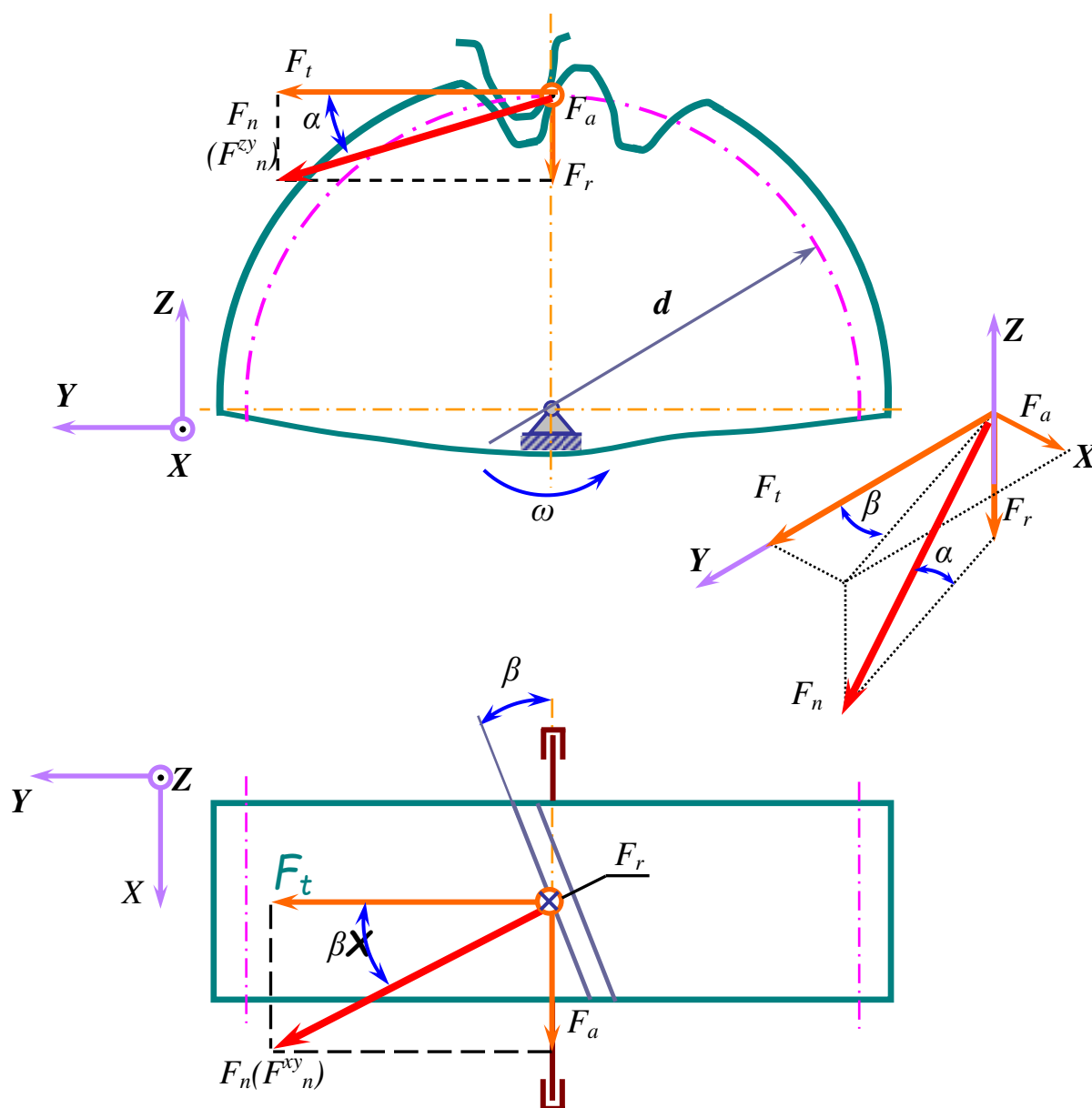


Рисунок 8.5 – Схема сил в зацеплении косозубой передачи

Нормальную силу F_n раскладывают на три составляющие:

- окружную силу $F_t = F_n^{xy} \cdot \cos \beta = F_n \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha$, $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$;
- осевую силу $F_a = F_n^{xy} \cdot \sin \beta = F_n \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta$, или $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$;
- радиальную $F_r = F_n \cdot \sin \alpha$, или $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$.

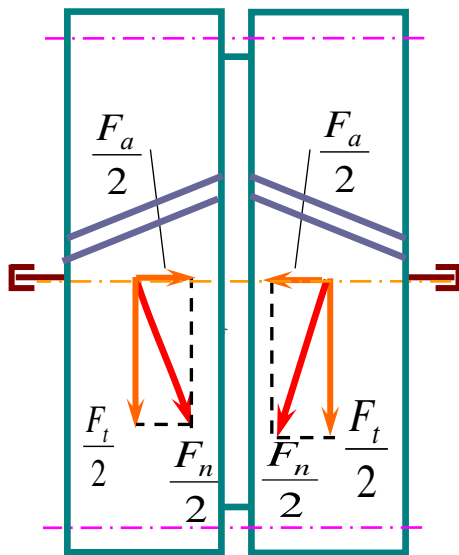


Рисунок 8.6 – Схема сил нагружения зубьев шевронной передачи

Наличие в зацеплении осевых сил, которые дополнительно нагружают опоры валов, является недостатком косозубых колёс. С увеличением угла β возрастает F_a . По этой причине для косозубых колёс принимают $\beta=8\dots18^\circ$. Этот недостаток устраняется в шевронной передаче (рисунок 8.6), которая подобна сдвоенной косозубой передаче с противоположным направлением зубьев.

Как видно из рисунка 8.6, осевые силы равны по величине и противоположны по направлению, следовательно, они взаимно уравновешиваются.

Расчёт прочности зубьев косозубой передачи по контактным напряжениям

Проверочный расчёт на контактную прочность косозубых и шевронных колёс производится аналогично расчёту прямозубых колёс. Расположение зубьев в косозубом зацеплении повышает коэффициент перекрытия, так как одновременно находится в зацеплении несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб и повышает его контактную прочность, увеличивает прочность зубьев на изгиб, уменьшает динамические нагрузки.

Расчётная нагрузка для косозубых передач определится по известной зависимости

$$q = \frac{F_n \cdot K}{l_\Sigma},$$

где l_Σ – суммарная длина линии контакта зубьев.

$$l_\Sigma = \frac{b_w \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta},$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия.

Для передач без смещения

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

Знак «+» – для внешнего, а «-» – для внутреннего зацепления. Для прямозубых передач рекомендуют принимать $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, а для косозубых передач $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$. С увеличением z увеличивается ε_α . Поэтому выгодно применять колёса с большими z или при заданном диаметре d колеса с большим z . С увеличением β растёт окружной шаг p_t , что приводит к уменьшению ε_α . Уменьшение ε_α является одной из причин ограничения больших углов β .

С учётом зависимостей для определения сил в зацеплении расчётная нагрузка для косозубой передачи составит:

$$q = \frac{F_n \cdot K_H \cdot K_{H\alpha}}{l_\Sigma} = \frac{F_t \cdot K_H \cdot K_{H\alpha}}{(b_\omega \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha)},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев.

По аналогии с прямозубым зацеплением получаем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{d_{w1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Сравнивая отношение $\frac{q}{\rho_{np}}$ для прямозубых передач и косозубых колёс,

находим

$$\left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{\text{кос}} = \left(\frac{q}{\rho_{np}} \right)_{\text{прм}} \cdot \frac{K_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha},$$

или

$$(\sigma_H)_{\text{кос}} = (\sigma_{np})_{\text{прм}} \cdot \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Обозначим $Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$ – коэффициент повышения прочности

косозубых передач по контактным напряжениям.

Тогда по аналогии с прямозубым зацеплением имеем

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_\omega \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Дополнительный коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает последствия ошибок при нарезании зубьев. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ оценивают приближённо с учётом степени точности изготовления, окружной скорости, твёрдости поверхностей зубьев и т.п. Различают коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для расчётов по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба.

При проектном расчёте значения β и ε_α окружной скорости и степень точности ещё неизвестны. Поэтому значение $Z_{H\beta}$ предварительно оценивают приближённо. При некоторых средних значениях $\beta = 12^\circ$, $\varepsilon_\alpha = 1,5$ и $K_{H\alpha} = 1,1$ получаем $Z_{H\beta} \approx 0,85$, тогда формулы проектного расчёта для косозубых передач запишем относительно диаметра:

$$d_1 \approx 1,23 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}.$$

Решая относительно межосевого расстояния a_ω , получаем

$$a_\omega \approx 0,75 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}.$$

Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба

Расчёт выполняют по аналогии с прямозубыми передачами с учётом увеличения прочности косозубых передач. При этом получают

– формулу проверочного расчёта

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Z_{F\beta} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F];$$

– формулу проектного расчёта

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Z_{F\beta}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

Здесь $Z_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев;

Y_β – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба

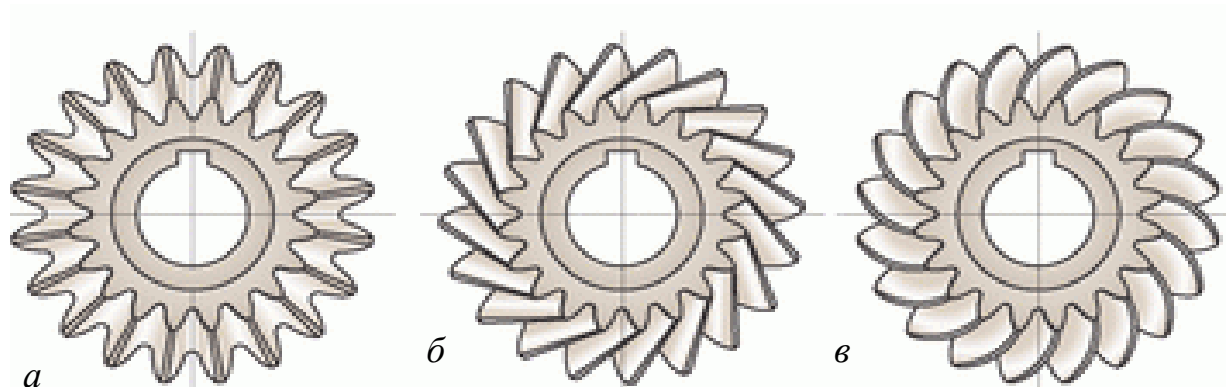
и неравномерного распределения нагрузки, $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$.

8.3 Конические зубчатые передачи

Общие сведения и характеристика

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ . Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$.

Конические зубчатые колёса выполняют с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями (рисунок 8.7).



a – с прямыми зубьями; *б* – с тангенциальными зубьями;
в – с круговыми зубьями

Рисунок 8.7 – Виды конических зубчатых колёс

Внутреннее зацепление с коническими колёсами практически не приме-

няется. По сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами конические имеют большую массу и габаритные размеры, дороже в изготовлении и требуют тщательной регулировки зацепления при монтаже и в процессе эксплуатации. Кроме допусков на размеры зубьев здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Кроме того, в коническом зацеплении действуют осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники, что усложняет конструкцию опор. Нагрузочная способность конической прямозубой передачи приближенно на 15% ниже цилиндрической. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент.

Область применения конических колёс с прямыми зубьями ограничена окружной скоростью до 3 м/с. Колёса с косыми (тангенциальными) зубьями используют редко, так как они очень чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа и трудоёмки в изготовлении.

При окружных скоростях более 3 м/с в основном применяют зубчатые колёса с круговыми зубьями. Они проще в изготовлении, менее чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа. Такие зубья обладают высокой изгибной прочностью, а передачи с такими колёсами – большой плавностью зацепления. Существенный недостаток передач с косыми и круговыми зубьями – возникающие в них осевые усилия при изменении направления вращения колёс меняются по значению и направлению.

Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов иногда необходимо располагать валы под углом.

Кинематические и геометрические параметры

Основные зависимости для определения геометрических параметров прямозубых конических передач указаны в ГОСТ 19624-74, а для колёс с круговыми зубьями – в ГОСТ 19326-73.

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 (рисунок 8.8). При коэффициентах смещения инструмента $X_1 + X_2 = 0$ начальные и делительные конусы совпадают. У конических зубчатых колёс различают внешнее, среднее и внутреннее торцевое сечение. Размеры, относящиеся к внешнему торцевому сечению, обозначают индексом «e», а размеры в среднем сечении – индексом «m».

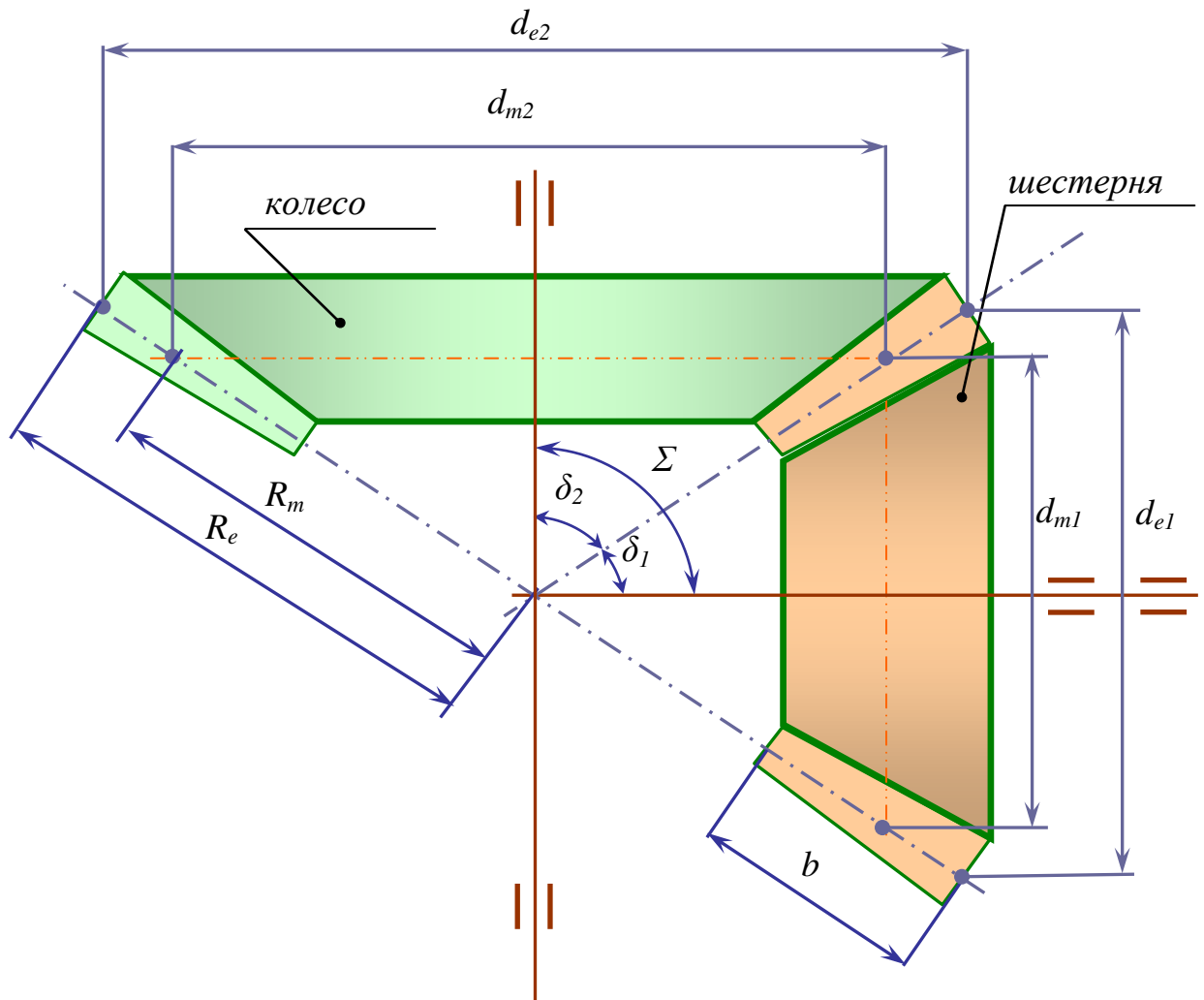


Рисунок 8.8 – Схема зацепления конических зубчатых колёс

Обозначения:

z_1, z_2 – число зубьев шестерни и колеса;

m_m – средний нормальный модуль, мм;

m_e – внешний нормальный модуль, мм;

d_{m1}, d_{m2} – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

d_{e1}, d_{e2} – внешние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

b – ширина зубчатого венца (длина зуба), мм;

R_m, R_e – среднее и внешнее (полное) конусные расстояния, мм;

δ_1, δ_2 – углы делительных конусов шестерни и колеса, град;

Σ – угол между осями валов передачи, град;

u – передаточное отношение.

Размеры по внешнему торцу удобнее для измерения, их указывают на чертежах. Размеры в среднем сечении используют при силовых расчётах. Зависимости размеров в среднем и торцевом сечениях:

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b; \quad d_e = \frac{d_m \cdot R_e}{R_m}; \quad m_{te} = \frac{m_{tm} \cdot R_e}{R_m}.$$

Для прямозубых передач торцовое t и нормальное n сечения совпадают. При этом $m_{te}=m_{ne}$ округляют до стандартного.

Передаточное число определяют как и у цилиндрических передач

$$u = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Кроме того, выразив d_1 и d_2 через конусное расстояние R_e и углы делительных конусов δ_1 и δ_2 ,

$$\frac{d_2}{2R_e} = \sin \delta_2, \text{ и } \frac{d_1}{2R_e} = \sin \delta_1,$$

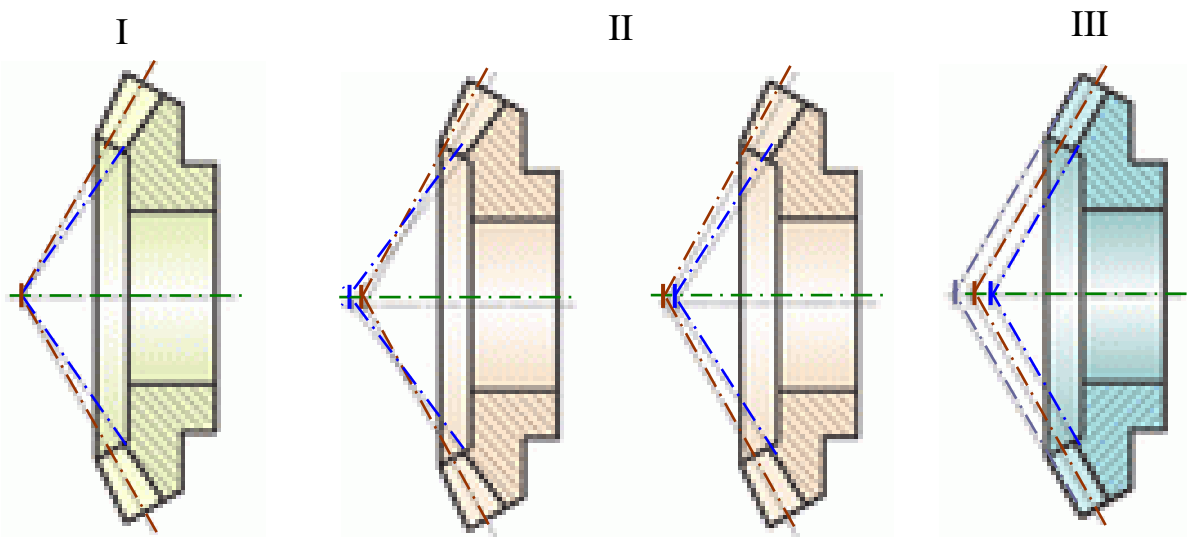
получим

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

При $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ получаем

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

В зависимости от размеров сечений по длине зуба конических колёс выполняют трёх форм (рисунок 8.9). Осевую форму *I* применяют для конических передач с прямыми и тангенциальными (косыми) зубьями, а также для передач с круговыми зубьями при нормальном модуле $m_n = 2 \dots 2,5$ мм, угле наклона линии зуба $\beta_m \leq 45^\circ$ и общем числе зубьев $z_\Sigma = 20 \dots 100$. Для этой формы характерны нормально понижающие зубья, у которых совпадают вершины делительного и внутреннего конусов. Высота ножки зуба пропорциональна конусному расстоянию.



I – пропорционально понижающие зубья; II – понижающие зубья;
III – равновысокие зубья

Рисунок 8.9 – Формы зубьев конических зубчатых колёс

Осевая форма *II* характеризуется равноширокими зубьями и несовпадением вершин делительного и внутреннего конусов. При такой форме ширина впадины постоянная, а толщина зуба по делительному конусу увеличивается

пропорционально расстоянию от вершины. Это основная форма для колёс с круговыми зубьями, так как позволяет обрабатывать одновременно обе поверхности зубьев.

Осевой форме III присущи равновысокие зубья, так как образующие делительного и внутреннего конусов параллельны между собой. Такую форму применяют для круговых зубьев при $z_{\Sigma} \geq 40$ и средних конусных расстояниях от 75 до 750 мм.

Силы в зацеплении

В зацеплении конической передачи действуют силы (рисунок 8.10):

- окружная F_t ;
- радиальная F_r ;
- осевая F_a .

По нормали к зубу действует сила F_n , которую раскладывают на F_t и F_r' .

В свою очередь F_r' раскладывают на F_a и F_r .

Расчёт усилий производится по окружной силе

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; F_r' = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

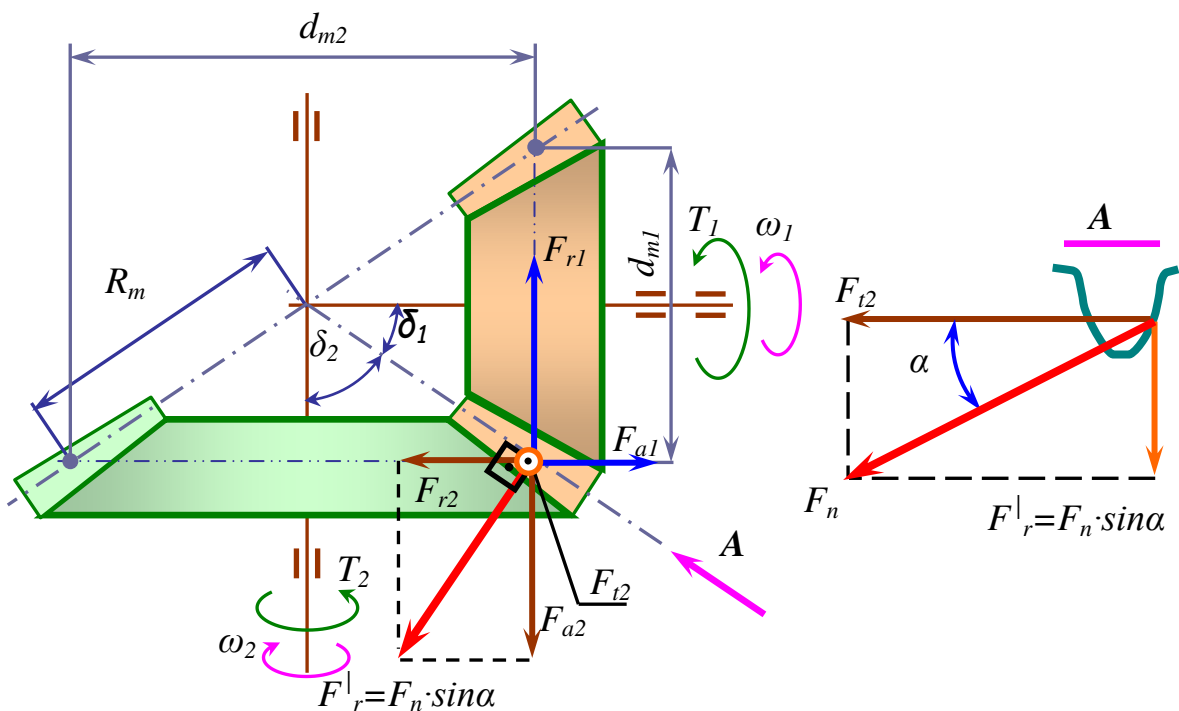


Рисунок 8.10 – Схема сил в зацеплении конических зубчатых колёс

Тогда радиальная сила равна:

$$F_r = \frac{F_r'}{\cos \delta_1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1.$$

Осевая сила определится

$$F_a = F_r' \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1.$$

Для колеса направление сил противоположно, т.е.

$$F_{t2} = -F_{t1}; F_{r2} = -F_{a1}; F_{a2} = -F_{r1}.$$

Эквивалентное колесо

Параметры эквивалентных колёс используют при расчётах на прочность. Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом φ_1 (рисунок 8.11) такая же, как у цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное цилиндрическое колесо получим как развёртку дополнительного конуса, которая ограничена углом φ_2 . Диаметры эквивалентных колёс

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

Выражая параметры через z и m , запишем

$$z_{v1} \cdot m_e = \frac{z_1 \cdot m_e}{\cos \delta_1}$$

или числа зубьев эквивалентных колёс

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

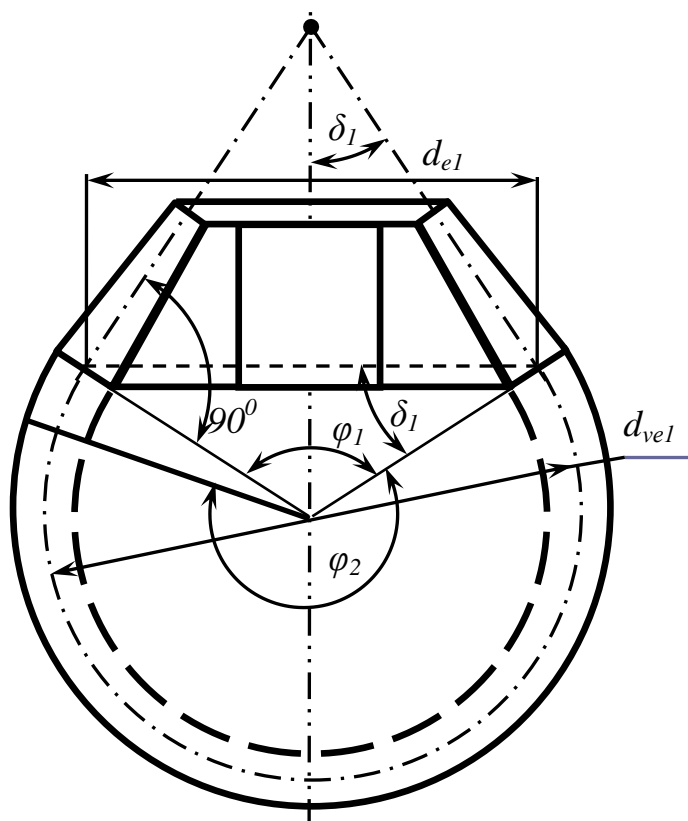
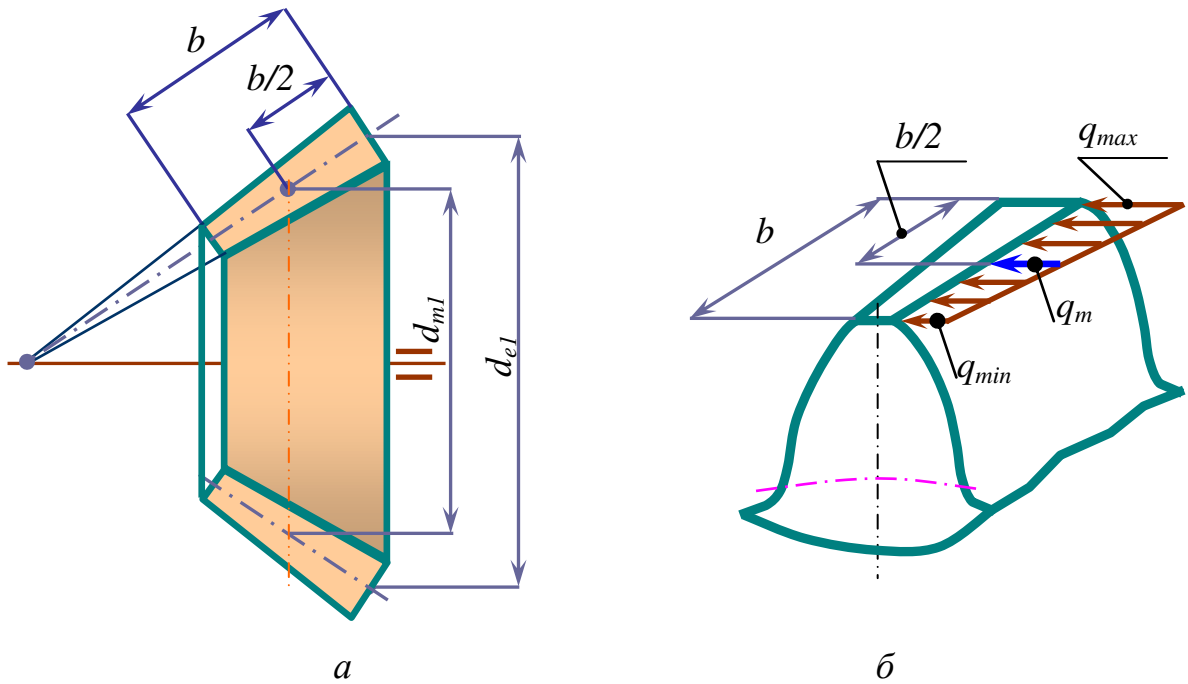


Рисунок 8.11 – Схема построения эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса

Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рисунок 8.12 а). Все поперечные сечения зуба геометрически подобны. При этом удельная нагрузка q распределяется неравномерно по длине зуба. Условно принимается, что удельная нагрузка q распределяется вдоль зуба по закону треугольника (рисунок 8.12 б), вершина которого совпадает с вершиной делительного конуса, при этом напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба.



а – расположение зуба; б – нагружение зуба

Рисунок 8.12 – Схема к расчёту конических зубчатых колёс

Это позволяет вести расчёт по любому из сечений. На практике за расчётное сечение принято среднее сечение зуба с нагрузкой q_m .

Проверочный расчёт на изгиб зубьев конической передачи выполняется по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{\mathcal{G}_F \cdot b_\omega \cdot m_m} \leq [\sigma_F]$$

где \mathcal{G}_F – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической по напряжениям изгиба;

m_m – модуль в среднем нормальном сечении зуба.

В проектном расчёте на изгиб определяют модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{\mathcal{G}_F \cdot z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

Расчёт прочности зубьев по контактными напряжениям

Для конического зацепления ρ_{np} определяется по диаметрам эквивалентных цилиндрических колёс. Для среднего сечения зуба конического колеса

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_w} \pm \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{d_{m2} \cdot \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(\cos \delta_1 \pm \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая связь тригонометрических функций $\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}}$;

$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}}$, а также формулу $u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$, подставляем с преобразова-

нием и получаем
$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right).$$

Из этой формулы видно, что приведённый радиус ρ_{np} пропорционален диаметрам сечений или расстоянию от вершины начального конуса. И так как нагрузка q также пропорциональна этим расстояниям, то и отношение $\frac{q}{\rho_{np}}$ постоянно для всех сечений зуба. При этом постоянными по всей длине зу-

ба остаются и контактные напряжения. Удельная нагрузка в среднем сечении

$$q_m = \frac{q_{\max} + q_{\min}}{2} = \frac{F_t \cdot K_H}{b \cdot \cos(\alpha_w)}.$$

Подставив выражения $\frac{1}{\rho_{np}}$ и q_m в формулу σ_H и проведя преобразования,

получим условие контактной прочности для проверочного расчёта прямозубых конических передач

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{\mathcal{G}_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \frac{(\sqrt{u^2 + 1})}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где \mathcal{G}_H – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности прямозубой конической передачи по сравнению с цилиндрической по контактными напряжениям.

В проектном расчёте для конических передач определяется внешний делительный диаметр колеса (ведомого конического зубчатого колеса):

$$d_{e2} = 1,73 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_H}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}},$$

где K_{be} – коэффициент длины зуба относительно внешнего конусного

расстояния, $K_{be} = \frac{b_w}{R_e} \leq 0,3$.

Наиболее оптимальное значение $K_{be} = 0,285$, тогда получаем

$$d_{e2} \approx 2,93 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_H}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2}}.$$

Если основным критерием работоспособности зубьев зубчатых колёс является прочность на изгиб, например для зубьев, закалённых до высокой твёрдости рабочей поверхности, то при проектировочном расчёте передачи следует сначала определить модуль m зубьев из расчёта зубьев на изгибную прочность, а затем выполнить проверочный расчёт зубьев на контактную прочность.

8.4 Допускаемые напряжения

Расчёт контактной усталостной прочности

Контактные напряжения при расчёте на усталость определяются так же, как и при расчёте циклических нормальных и касательных напряжений.

Расчёт базируется на кривых усталости. Кривая усталости строится в полулогарифмических координатах. По вертикали σ_H – максимальное контактное напряжение цикла; по горизонтали N_H – число циклов нагружения (рисунок 8.13).

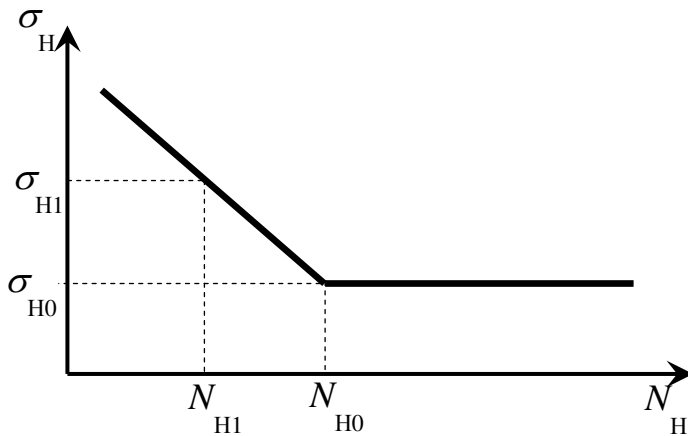


Рисунок 8.13 – Полулогарифмическая кривая выносливости по контактным напряжениям

Действительное число циклов при постоянной нагрузке определяется частотой n (об/мин), сроком службы t (час) и числом c нагружений за один оборот $N_i = 60 \cdot n \cdot t \cdot c$.

N_{H0} – базовое число циклов, т.е. число циклов, условно принятое в зависимости от твёрдости материала за базовое значение:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} \cdot K_{HL}}{S_H},$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости, предельное напряжение при базовом числе циклов;

$$K_{HL} – \text{коэффициент долговечности, } K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}};$$

S_H – коэффициент безопасности, $S_H \geq 1,1 \dots 1,3$.

Показатель степени m определяет наклон логарифмической кривой, для контактных напряжений $m = 6$.

При переменных режимах нагрузки коэффициент долговечности K_{HL} определяют по эквивалентному числу циклов N_{HE}

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum_1^n \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H0}} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i, \text{ или } N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum_1^n \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m1} \cdot n_i \cdot t_i,$$

где T_i – крутящие моменты, которые учитывают при расчёте на усталость;

T_{\max} – максимальный из моментов, учитываемый при расчёте на усталость.

Если $m = 6$, то $m_1 = 3$.

Для колёс, выполненных из сталей твёрдостью $HB \leq 350$, определяется меньшее значение $[\sigma_H]$ из двух $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ для материала зубчатых колёс.

Для колёс, выполненных из стали с твёрдостью $HB > 350$ (или хотя бы одного из них), т.е. при значительной разнице в твёрдости зубьев ($HB_1 - HB_2 = 70$) за расчётное $[\sigma_H]$ принимают среднее допустимое напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 \cdot [\sigma]_{\min} \text{ для цилиндрических колёс;}$$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,15 \cdot [\sigma]_{\min} \text{ для конических.}$$

Расчёт изгибной усталости

По аналогии с контактными напряжениями допустимые напряжения

$$\text{при изгибе } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F},$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба по кривой усталости (для отнулевого цикла);

S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,55 \dots 1,75$;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверсивные передачи). Для неревверсивной передачи $K_{FC} = 1$; для реверсивной передачи $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;

K_{FL} – коэффициент долговечности, при постоянной нагрузке $K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$.

Показатель $m \approx 6$ при $HB < 350$, а также при $HB > 350$ для зубчатых колёс со шлифованной поверхностью. Тогда коэффициент долговечности принимает значения $1 \leq K_{FL} \leq 2,0$.

Показатель $m \approx 9$ при $HB > 350$ и не шлифованной поверхностью зубьев. Коэффициент долговечности $1 \leq K_{FL} \leq 1,6$.

Базовое число циклов при изгибе принимают $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, а действительное число циклов при постоянной нагрузке так же, как для контактных напряжений.

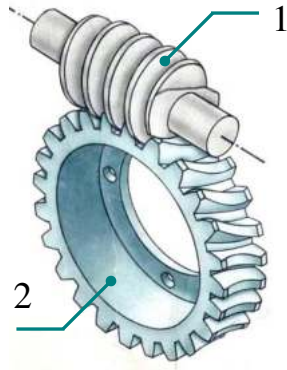
При переменных режимах нагрузки коэффициент долговечности K_{FL} определяют по эквивалентному числу циклов N_{FE} :

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum_1^n \left(\frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{F0}} \right)^{m1} \cdot n_i \cdot t_i, \text{ или } N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum_1^n \frac{T_i}{T_{\max}} \cdot n_i \cdot t_i.$$

9 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1 Общие сведения, классификация и сравнительная оценка

Червячная передача – механизм (рисунок 9.1) для передачи вращения между перекрещивающимися валами посредством винта 1 (червяка) и сопряжённого с ним червячного колеса 2. При вращении червяка его витки



1 – червяк; 2 – червячное колесо
Рисунок 9.1 – Червячное зацепление

плавно входят в зацепление с зубьями колеса и приводят его во вращение.

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Геометрические оси валов при этом скрещиваются под углом 90° (возможны и другие, но редко). Ведущим звеном является червяк (как правило, это винт с трапециевидальной резьбой); ведомым – червячное колесо с зубьями особой формы, получаемыми в результате взаимного огибания с витками червяка.

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой

осуществляют по принципу винтовой пары. Если в зубчато-винтовой передаче углы наклона зубьев принять такими, чтобы зубья шестерни охватывали её вокруг, то эти зубья превращаются в витки резьбы, шестерня – в червяк, а передача из винтовой зубчатой в червячную. Преимущество червячной передачи по сравнению с винтовой зубчатой в том, что начальный контакт звеньев происходит по линии, а не в точке.

Червячное колесо представляет собой разновидность косозубого колеса. В отличие от косозубого колеса обод червячного колеса имеет вогнутую форму, способствующую некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Направление и угол подъёма зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

Классификация. Червячные передачи классифицируют по следующим признакам:

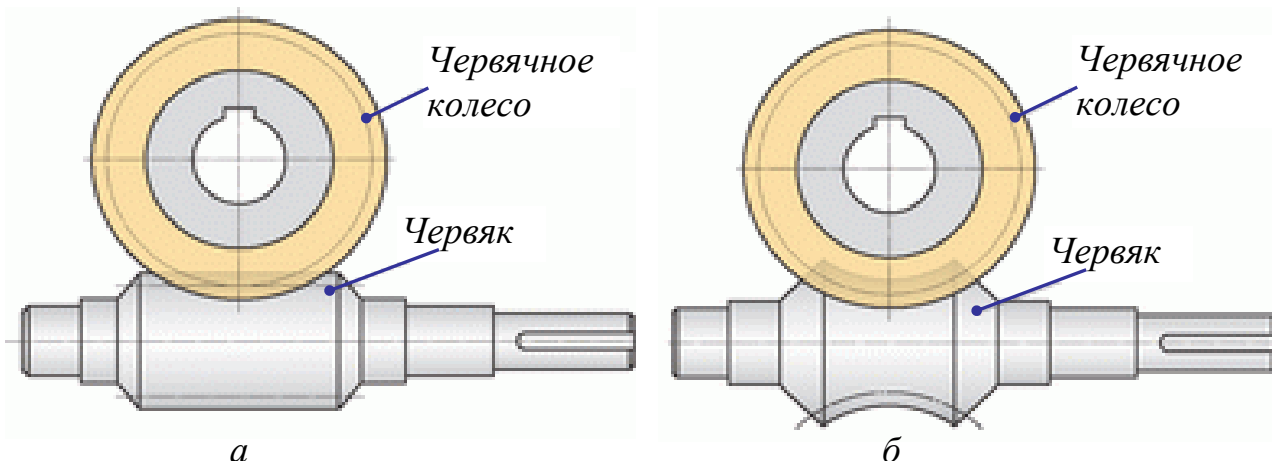
1. В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают:

- цилиндрические (с цилиндрическими червяками, рисунок 9.2 а);
- глобоидные (с глобоидными червяками, рисунок 9.2 б).

Глобоидная передача характеризуется повышенным КПД и более высокой (в 1,5 раза) несущей способностью за счёт увеличения длины линии контакта, но одновременно сложностью в изготовлении, сборке и большой чувствительностью к осевому смещению червяка, вызываемому, например изнашиванием подшипников.

Цилиндрической червячной называют передачу, у червяка и колеса которой делительные и начальные поверхности цилиндрические.

2. В зависимости от числа заходов резьбы червяка: однозаходные и многозаходные.

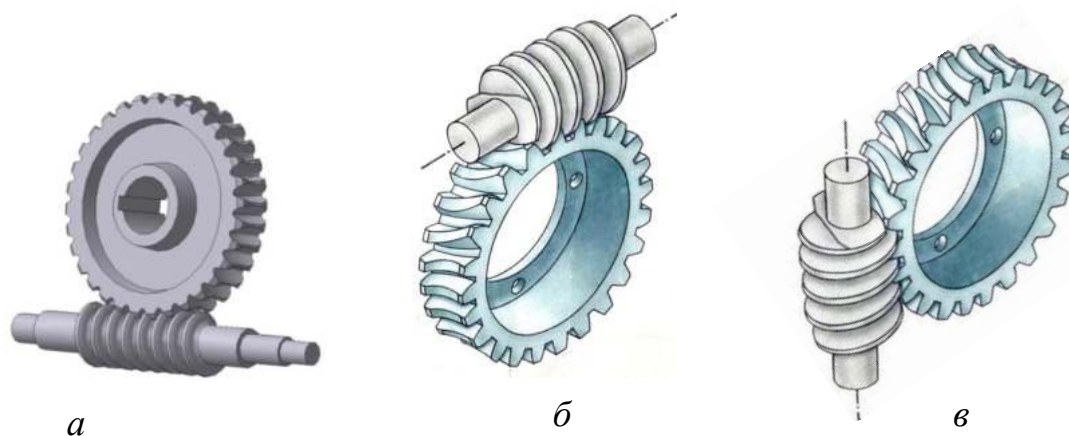


а – с цилиндрическим червяком; *б* – с глобоидным червяком

Рисунок 9. 2 – Виды червячных передач по форме червяка

3. В зависимости от направления линии витка червяка: с правым (предпочтительнее для применения) и левым направлениями линии витка. Наиболее распространена правая резьба с числом заходов $z_1=1, 2, 4$.

4. В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рисунок 9.3): с нижним (рисунок 9.3 а), верхним (рисунок 9.3 б) и боковым (рисунок 9.3 в) расположением червяка. Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления. При картерном способе смазывания и окружной скорости червяка $v_1 < 5$ м/с обычно применяют нижнее расположение червяка. При больших скоростях во избежание повышенных потерь на перемешивание и разбрызгивание масла применяют верхнее расположение червяка.

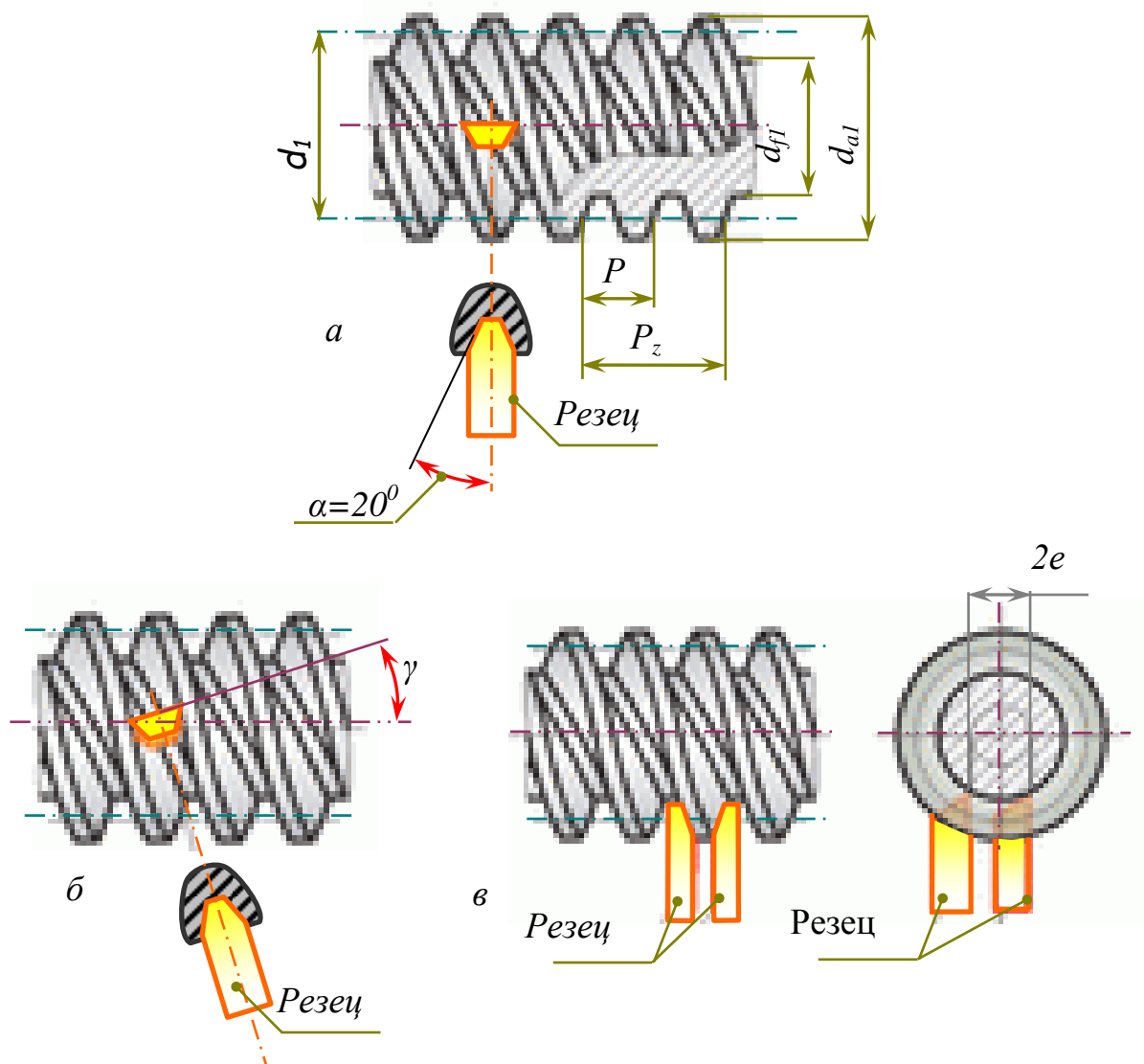


а – с нижним расположением; *б* – с верхним; *в* – с боковым

Рисунок 9.3 – Червячные передачи по расположению червяка относительно колеса

5. В зависимости от формы профиля поверхности витка червяка червячные передачи различают: с архимедовым, эвольвентным, конволютным червяком и с нелинейчатой поверхностью профиля витка червяка. Каждый из них требует своего способа нарезания.

Если резец, имеющий в сечении форму трапеции (рисунок 9.4 а), установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца проходила через ось червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют **архимедовым**. Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль витка, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.



а – архимедов, ZA; б – конволютный, ZN; в – эвольвентный, ZI
Рисунок 9.4 – Виды червяков по форме профиля витка

Если тот же резец повернуть на угол подъёма винтовой линии червяка γ так, чтобы верхняя плоскость резца была перпендикулярна винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, пер-

пендикулярном оси червяка, даст кривую – конволюту (удлинённая или укороченная эвольвента окружности), а червяк соответственно будет называться **конволютным** (рисунок 9.4 б).

При невысоких требованиях к нагрузочной способности и ресурсу в условиях мелкосерийного производства применяют архимедовы и конволютные червяки. Нарезание архимедовых и конволютных червяков выполняют на универсальных токарно-винторезных станках. Для шлифования архимедовых червяков требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение. Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к небольшому искривлению прямолинейного профиля витка, поэтому такие червяки называют «нелинейчатыми». Червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость его, смещённая на некоторую величину e (рисунок 9.4 в), была параллельна оси червяка, то это даст кривую – эвольвенту окружности, а червяк будет называться **эвольвентным**. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков червяка.

Практика показала, что при одинаковом качестве изготовления форма профиля нарезки червяка мало влияет на работоспособность передачи.

Выбор профиля нарезки червяка зависит от способа изготовления и связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

Достоинства червячных передач

1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (до 60...80).
2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей движение только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колес (например, под действием силы тяжести поднимаемого груза).
5. Возможность получения точных и малых перемещений.

Недостатки

1. Низкий КПД вследствие высокой скорости скольжения в зоне контакта витков червяка с зубьями колеса и значительное в связи с этим тепловыделение.
2. Необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов.
3. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.
4. Необходимость регулировки зацепления.
5. Повышенные требования к точности изготовления и сборки.

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи.

Червячные передачи широко применяют в транспортных и подъемно-транспортных машинах, а также с целью получения малых и точных перемещений (делительные устройства станков, механизмы настройки, регулировки и др.).

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического, а не непрерывного действия.

9.2 Геометрические параметры и соотношения

Червячная передача без смещения

Параметрам червяка приписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рисунок 9.5):

1. Угол профиля витка в осевом сечении $\alpha=20^{\circ}$.
2. Осевой шаг червяка

$$p = \pi m,$$

откуда расчётный модуль

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

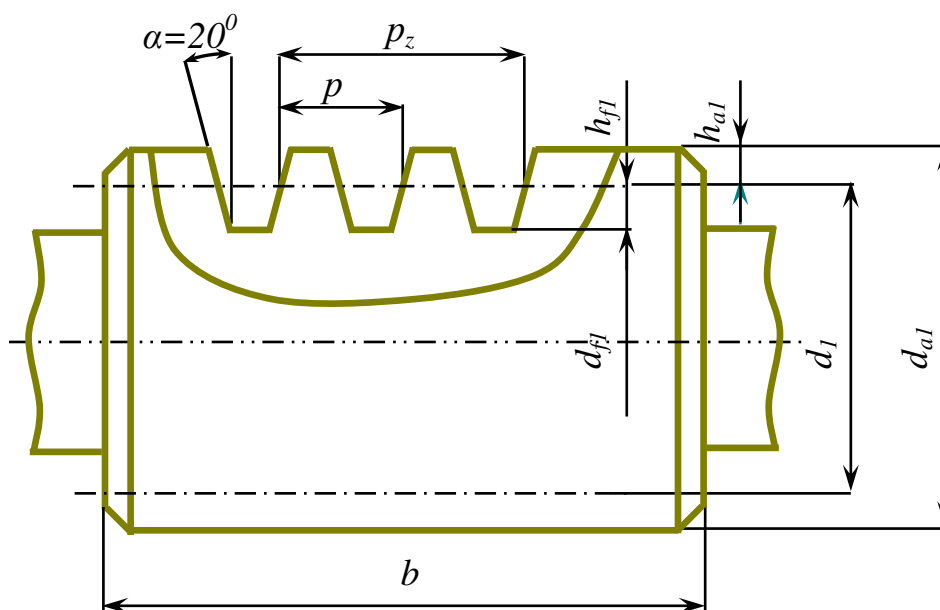


Рисунок 9.5 – Схема червяка

3. Ход витка

$$p_z = p \cdot z_1,$$

где z_1 – число заходов червяка.

4. Высота головки витка червяка и зуба колеса

$$h_{a1} = h_{a2} = m;$$

высота ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2 \cdot m.$$

5. Делительный диаметр червяка, т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d_1 = q \cdot m,$$

где q – число модулей в делительном диаметре червяка или коэффициент диаметра червяка.

Чтобы червяк не был слишком тонким, q увеличивают с уменьшением m . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает плавность зацепления. Значения коэффициентов диаметра червяка q выбирают по ГОСТ 19672-74.

6. Делительный угол подъёма линии витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{P_z \cdot z_1}{\pi \cdot q \cdot m} = \frac{z_1}{q}.$$

7. Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = m \cdot (q + 2).$$

8. Диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = m \cdot (q - 2,4).$$

9. Длина нарезанной части червяка зависит от числа витков:

при $z_1 = 1; 2$, $b_1 = m \cdot (11 + 0,06 \cdot z_2)$;

при $z_1 = 4$, $b_1 = m \cdot (12,5 + 0,09 \cdot z_2)$,

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Для фрезеруемых и шлифовальных червяков по технологическим причинам b_1 увеличивают приблизительно на $(3 \cdot m)$.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рисунок 9.6 б). К ним относят:

1. Делительный диаметр

$$d_2 = m \cdot z_2.$$

2. Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = m \cdot (z_2 + 2).$$

3. Диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4).$$

4. Межосевое расстояние передачи

$$a_{\omega} = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2}.$$

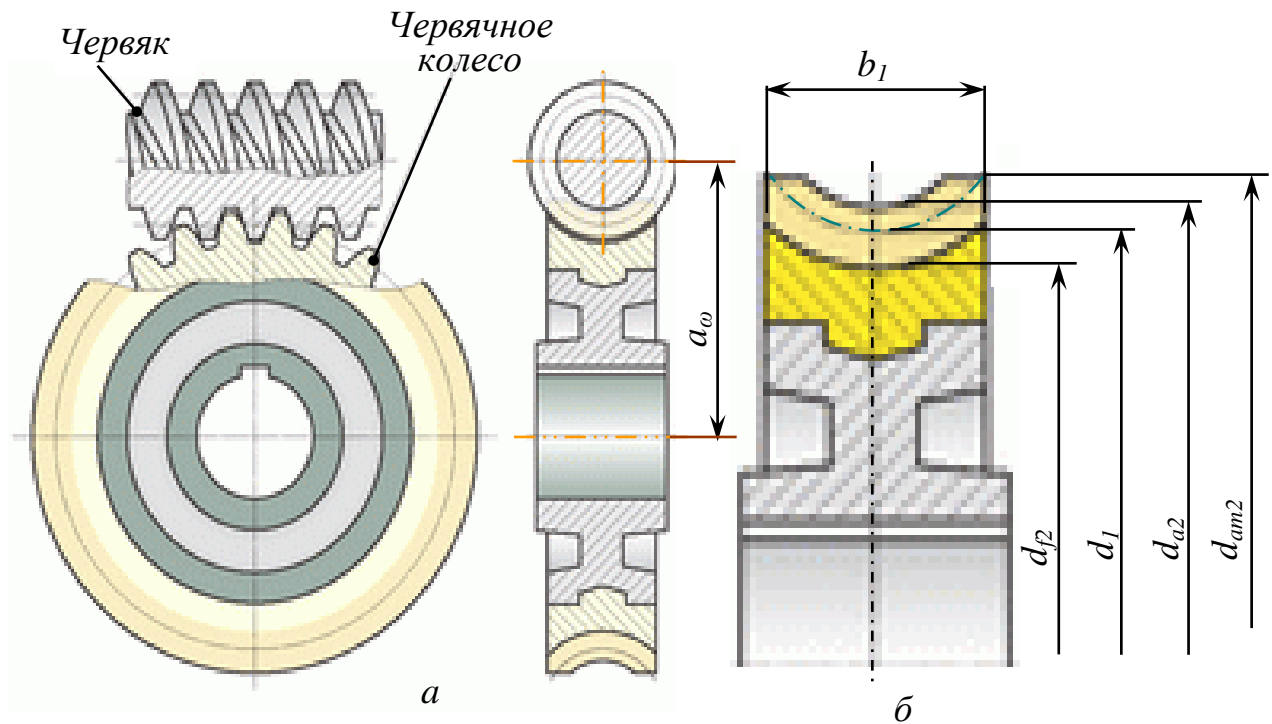
5. Наибольший диаметр червячного колеса

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

6. Ширина венца червячного колеса зависит от диаметра вершин витков червяка:

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

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



a – зацепление; $б$ – колесо
Рисунок 9.6 – Червячная передача

7. Условный угол обхвата червяка колесом $2 \cdot \delta$ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d_{a1} - 0,5 \cdot m$ с контуром венца:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m}.$$

Червячная передача со смещением (корригированная). Корригированные червячные передачи применяют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения для использования стандартных корпусов. Осуществляется так же, как и в зубчатых передачах, смещением инструмента относительно заготовки. Некорригированные и корригированные червячные колёса нарезают одним и тем же инструментом, при этом смещение осуществляют только при изготовлении колеса.

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2).$$

По условию неподрезания зубьев x выбирают в пределах ± 1 .

У червячного колеса со смещением:

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x);$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x).$$

Все другие размеры остаются неизменными.

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2 \cdot x).$$

Точность изготовления. Стандартом на червячные передачи установлено 12 степеней точности. Степени точности 3, 4, 5 и 6 рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность; степени 5, 6, 7, 8 и 9 – для силовых передач. Основы стандарта на точность червячных передач такие же, как и для зубчатых. Некоторые значения и условия применения степеней точности для червячных передач указаны в таблице 9.1

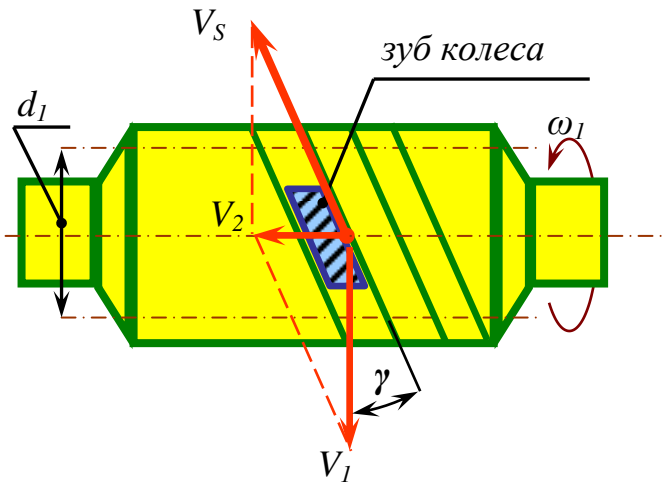
Особое внимание уделяют нормам точности монтажа передачи, так как в червячной передаче ошибки положения колеса относительно червяка более вредны, чем в зубчатых передачах. В зубчатых передачах осевое смещение колёс и небольшие изменения межосевого расстояния не влияют на распределение нагрузки по длине зуба. В червячных передачах это влияние весьма существенно и поэтому здесь устанавливают более строгие допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкциях обычно предусматривают возможность регулировки положения средней плоскости колеса относительно червяка, а при монтаже это положение проверяют по пятну контакта (краске).

Таблица 9.1 – Степень точности червячных передач

Степень точности, не ниже	Скорость скольжения V_s , м/с	Обработка	Примечание
7	≤ 10	Червяк закалён, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифовальными червячными фрезами	Передача с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	≤ 5	Допускается червяк с твёрдостью ≤ 350 НВ, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой. Рекомендуется обработка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритам и точности
9	≤ 2	Червяк с твёрдостью ≤ 350 НВ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями

9.3 Кинематические и силовые параметры. КПД передачи

Скольжение в зацеплении. Одной из причин повышенного износа зубьев червячного колеса (и заедания) является скольжение витков червяка по зубьям червячного колеса при отсутствии разделяющей масляной плёнки. Скорость скольжения V_s направлена по касательной к винтовой линии (рисунк 9.7) делительного цилиндра червяка d_1 . Являясь относительной скоростью, скорость скольжения легко определяется через окружные (абсолютные) скорости червяка V_1 и колеса V_2 (м/с):



$$V_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60};$$

$$V_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}; \quad \frac{V_2}{V_1} = \operatorname{tg} \gamma;$$

Рисунок 9.7 – Схема к определению скорости скольжения в червячной передаче

где γ – угол подъёма винтовой линии червяка;

d_1, d_2 – делительные диаметры соответственно червяка и колеса, м;

ω_1, ω_2 – угловые скорости соответственно червяка и колеса, с^{-1} ;

n_1, n_2 – частоты вращения соответственно червяка и колеса, мин^{-1} .

Тогда скорость скольжения равна:

$$V_s = \frac{\sqrt{V_1^2 + V_2^2}}{\cos \gamma} = \frac{V}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot \cos \gamma} = \frac{m \cdot n_1}{19,1} \sqrt{z_1^2 + q^2}.$$

При проектном расчёте, когда геометрические параметры передачи неизвестны, значение скорости скольжения можно предварительно найти по формуле

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где T_2 – номинальный вращающий момент на валу колеса, Н·м.

Передаточное отношение. В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости V_1 и V_2 не совпадают. Они направлены под углом 90° и различны по значению. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением $\frac{d_2}{d_1}$, в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а

скользят. При одном обороте червяка колесо повернётся на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо $\frac{z_2}{z_1}$ оборотов червяка, т.е. передаточное число чер-

вячной передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \text{ или } u = \frac{d_2}{\operatorname{tg} \gamma \cdot d_1};$$

передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Число заходов червяка выполняет здесь функцию числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Так как z_1 может быть небольшим и часто равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение.

На практике в силовых передачах применяют червяки с числом заходов $z_1=1 \dots 4$. С увеличением z_1 возрастают технологические трудности изготовления передачи и увеличивается число зубьев червячного колеса z_2 .

Во избежание подреза основания ножки зуба в процессе нарезания зубьев принимают $z_2 \geq 28$. Оптимальным является $z_2=50 \dots 60$. Диапазон передаточных чисел $u=10 \dots 80$. В кинематических цепях приборов и делительных механизмов встречаются передаточные числа до 300 и выше.

КПД червячной передачи. Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт-гайка.

Общий КПД червячной передачи

$$\eta = \eta_{\Pi}^z \cdot \eta_P \cdot \eta_{3,3} \cdot \eta_{В.П},$$

где η_{Π} – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников; для подшипников качения $\eta_{\Pi} = 0,99 \dots 0,995$; для подшипников скольжения $\eta_{\Pi} = 0,97 \dots 0,99$;

z – число пар подшипников в передаче;

η_P – КПД, учитывающий гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе передачи, при средних скоростях принимают $\eta_P=0,97 \dots 0,98$;

$\eta_{3,3}$ – КПД, учитывающий потери в зубчатом зацеплении, принимают $\eta_{3,3}=0,97 \dots 0,98$, так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к виткам червяка;

$\eta_{В.П}$ – КПД, учитывающий потери в винтовой паре, которые составляют главную часть всех потерь передачи. Определяют по формуле для потерь винтовой пары

$$\eta_{В.П} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}.$$

Угол трения φ зависит не только от материала червяка и зубьев колеса, шероховатости рабочих поверхностей, качества смазки, но и от скорости скольжения V_S . Величины φ и f (коэффициент трения) значительно снижаются при увеличении V_S . Это объясняется тем, что повышение V_S приводит к постепенному переходу от режимов полужидкого трения к жидкостному трению.

Для предварительных расчётов, когда размеры γ и V_S передачи ещё неизвестны, КПД можно оценивать ориентировочно по таблице 9.2.

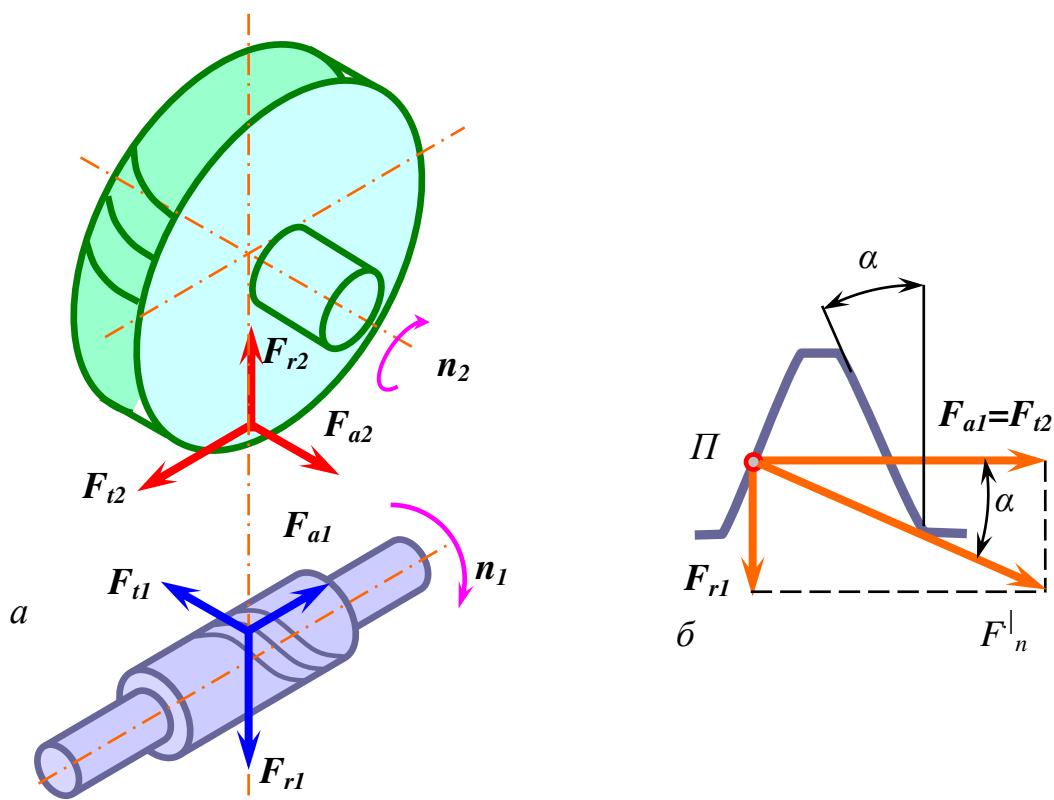
Таблица 9.2 – Зависимость КПД η червячных передач от числа витков z_1

z_1	1	2	3	4
η	0,70–0,75	0,75–0,82	0,82–0,87	0,87–0,92

После определения размеров передачи величину КПД уточняют расчётом по формуле общего КПД.

Силы в зацеплении. В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, сила червяка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса.

Для упрощения расчёта силу взаимодействия червяка и колеса F_n (рисунок 9.8) принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления Π по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда F_n раскладывают по трём взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} .



a – в зацеплении; b – в сечении витка
Рисунок 9.8 – Схема сил

Окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на червячном колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на червяке.

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2},$$

где T_2 – вращающий момент на червячном колесе.

Радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

В осевой плоскости силы F_{t2} и F_r являются составляющими $F'_n = F_n \cdot \cos \gamma$ (проекция нормальной силы на осевую плоскость).

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением скорости вращения червяка.

9.4 Материалы червячной пары

Ввиду того, что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей. В частности, одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала (материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу).

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. Жёсткость и прочность червяка обеспечивают за счет изготовления его из стали. Поскольку при приработке на червяк возлагается роль формообразующего элемента, его прочность и твердость поверхности должны быть выше соответствующих свойств колеса.

Материалы червяка делят на группы: 1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию. Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRC. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости 45...55HRC. Во всех этих случаях является обязательным шлифование и полирование червяка. Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка. Червяки, улучшенные и без термообработки, применяют лишь во вспомогательных, малонагруженных передачах.

Материалы червячного колеса выбирают с учетом условий работы проектируемой передачи и скорости скольжения: при $V_s \leq 2$ м/с допустимо применять чугунные червячные колеса (СЧ15, СЧ20 и др.), работающие в паре

со стальными червяками. При больших значениях V_S червячное колесо делают составным: венец (бандаж) из бронзы, а колесный центр – из чугуна. Материалы зубчатых венцов червячных колёс разделяют на группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу):

1. При скоростях скольжения $V_S = 5...25$ м/с применяют оловянные бронзы. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянно-фосфорные бронзы – БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1. Часто применяют также и оловянно-цинково-свинцовые бронзы, например БрО5Ц5С6 и др.

2. При скоростях скольжения $V_S = 2-5$ м/с используют безоловянистые бронзы и латуни – БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2 и др. Безоловянистые бронзы значительно дешевле оловянных, имеют высокие механические характеристики, но антифрикционные свойства их несколько хуже. Для безоловянистых бронз допустимая скорость скольжения до 7–8 м/с (в крайнем случае до 10 м/с) при работе в паре со стальным шлифованным или полированным червяком, имеющим твердость рабочих поверхностей не ниже HRC 45 (закалка обеспечивает HRC 45...50, а цементация и закалка – HRC 56-62).

9.5 Критерии работоспособности червячных передач

Причины выхода из строя червячных передач (в порядке убывания частоты проявления отказов):

1. **Абразивный износ** зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач (рисунок 9.9). Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей поверхности червяка. Чаще абразивный износ возникает в передачах с низкими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из безоловянистой бронзы или чугуна). Износ обусловлен значительным скольжением в зацеплении.



Рисунок 9.9 – Абразивный износ

2. **Заедание** возникает в высоконагруженных передачах (рисунок 9.10). В ярко выраженной форме происходит с использованием колёс из твёрдых материалов. Наступает вследствие разрыва масляной плёнки и нагрева с последующим схватыванием сопряжённых поверхностей (частицы колеса привариваются к червяку), и образованием следов задира в направлении скольжения



Рисунок 9.10 – Заедание витка червяка по зубу колеса. При мягких материалах колес заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала колеса на рабочую поверхность червяка. Повышают сопротивление заеданию соответствующим подбором материалов для червяка и червячного колеса, тщательной

отделкой поверхностей зубьев и витков, использованием только рекомендуемых смазок.

3. Усталостное выкрашивание наблюдается (рисунок 9.11) только на

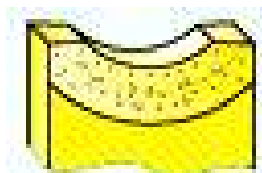


Рисунок 9.11 – Выкрашивание

поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов с высокими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из оловянной бронзы). Выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев червячного колеса. Может быть ограниченным или прогрессирующим.

4. Пластическая деформация рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

5. Усталостная поломка зубьев колеса (рисунок 9.12) встречается крайне редко и характерна для мелко модульных передач с числом зубьев червячного колеса более 100. Возникает после значительного их износа, чаще при наличии динамических нагрузок.

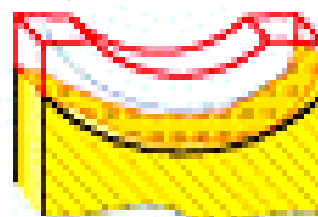


Рисунок 9.12 –
Поломка зубьев

9.6 Расчёт на прочность червячных передач

Червячные передачи, как и зубчатые, рассчитывают по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. В связи с тем, что в червячных передачах при работе происходит выделение большого количества тепла (что, в свою очередь, ухудшает условия смазки, увеличивает износ и опасность заедания), закрытые передачи рассчитывают дополнительно на нагрев.

Интенсивность износа червячных передач во многом зависит от величины контактных напряжений, поэтому расчёт по контактным напряжениям является основным. Он должен обеспечивать не только отсутствие усталостного выкрашивания зубьев, но и отсутствие заедания. Для червячных передач (открытых и закрытых) расчёт на контактную прочность является, как правило, косвенным расчётом на заедание. Расчёт червячных передач по напряжениям изгиба производят как проверочный. Обычно расчётные напряжения изгиба в зубьях колёс, размеры которых найдены из расчёта на контактную прочность, значительно ниже допускаемых. Только при мелко модульных колёсах с большим числом зубьев ($z_2 > 100$) напряжения изгиба могут оказаться решающими.

Расчёт по напряжениям изгиба выполняют как основной для передач с ручным приводом. Напомним, что открытые зубчатые передачи не рассчитывают на контактную прочность.

Расчёт на прочность по контактным напряжениям

Основным уравнением для получения расчётной зависимости для червячных передач по контактным напряжениям является формула Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_H \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}$$

Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении $\rho_1 = \infty$. При этом

$$\frac{1}{\rho_{np}} \approx \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos^2 \gamma}{d_2 \cdot \sin \alpha}$$

По аналогии с косозубой передачей, удельная нагрузка для червячных передач

$$q_H = \frac{F_n \cdot K_H}{\ell_\Sigma} = \frac{F_{t2} \cdot K_H}{\ell_\Sigma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \lambda} = \frac{2T_2 \cdot K_H}{d_2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \cos \alpha},$$

где ℓ_Σ – суммарная длина контактной линии, $\ell_\Sigma = \frac{d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi}{\cos \gamma}$;

ε_α – торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса, $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$;

ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата, $\xi \approx 0,75$.

Тогда формула проверочного расчёта принимает вид

$$\sigma_H = 1,8 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]$$

Приблизённо при $\alpha = 20^\circ$ и $x = 0$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}$$

Для проектного расчёта формулу проверочного расчёта решают относительно d_2 , заменяя $d_1 = q \cdot m = q \cdot d_2 / z_2$ и принимая $\alpha = 20^\circ$, $K_H \approx 1,1$, $\gamma \approx 10^\circ$, $2\delta = 100^\circ = 1,75$ рад, $\varepsilon_\alpha = 1,9$, $\xi = 0,75$. Получаем

$$d_2 = 1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot (q / z_2)}}$$

Учитывая $a_w = 0,5 \cdot d_2 \cdot (q / z_2 + 1)$, из предыдущей формулы получаем

$$a_w = 0,625 \cdot (q / z_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot (q / z_2)}}$$

В представленных формулах $E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведённый модуль упру-

гости, где E_1 и E_2 – модули упругости материалов червяка и колеса, $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа – сталь, $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа – бронза, чугун.

Расчет зубьев червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба (зубья колеса обладают меньшей прочностью, чем витки червяка). Выполняют по формуле

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \xi}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{0,6 \cdot F_{t2} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \xi}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба;

T_2 – расчетный момент на валу червячного колеса;

F_{t2} – окружная сила на червячном колесе;

K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба, принимаемый в зависимости

от эквивалентного числа зубьев червячного колеса $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 y}$;

ξ – коэффициент, учитывающий ослабление зубьев в результате износа, для закрытых передач $\xi = 1,0$, для открытых передач $\xi = 1,5$;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба ($[\sigma_{0F}]$ – при работе зубьев одной стороной, $[\sigma_{-1F}]$ – при работе зубьев обеими сторонами).

В редких случаях для открытых передач при большом числе зубьев колеса ($z_2 > 100$) может оказаться, что изгибная прочность недостаточна. В таком случае модуль зацепления определяют из проектировочного расчета зубьев на изгиб (при $\xi = 1,5$) по формуле

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_F}{[\sigma_F] \cdot z_2 \cdot q}}.$$

Предварительно принимают $q = 12,5$; в дальнейшем его значение уточняют по ГОСТ 19672-74.

В тех случаях, когда в передаче возникают пиковые нагрузки, следует проверять рабочие поверхности зубьев на отсутствие хрупкого разрушения и пластических деформаций; то же относится к общей (изгибной) прочности зубьев. Эти проверки производят так же, как и для зубчатых передач.

Помимо рассмотренных расчетов на контактную выносливость и изгиб, для червячных передач обязательна проверка на жесткость и тепловой расчет редуктора.

9.7 Тепловой расчет. Смазка и охлаждение

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод теплоты недостаточный, передача перегревается и выходит из строя.

Для проектируемого редуктора площадь теплоотводящей поверхности определим по формуле

$$A \approx 20a_{\omega}^{1,7}.$$

Условие работы редуктора без перегрева при продолжительной работе (перепад температур)

$$\Delta t = t_m - t_g = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{K_t \cdot A} \leq [\Delta t];$$

где t_m – температура масла в редукторе, $t_m = 80^0$;

t_g – температура окружающего воздуха, $t_g = 20^0$;

$[\Delta t]$ – допустимый перепад температур, $[\Delta t] = 60^0$;

K_t – коэффициент теплопередачи при хорошей циркуляции воздуха,

$$K_t = 17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Под площадью поверхности охлаждения A_0 понимают только ту часть площади наружной поверхности корпуса редуктора, которая изнутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи – свободно циркулирующим воздухом. По последнему признаку обычно не учитывают площадь поверхности днища корпуса. Допускаемое значение t зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают $60 \dots 70$ °С (наибольшая температура $85 \dots 90$ °С). Авиационные масла допускают $100 \dots 120$ °С.

Если условие выполняется, то естественного охлаждения достаточно. В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1. Обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора. Обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами.

2. Устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой.

3. Применяют циркуляционные системы смазки.

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка в масляную ванну. В червячные редукторы общемашиностроительного применения, а также в редукторы, работающие в режиме частых остановов, масло заливают при $a_w < 80$ мм – до оси колеса, при $a_w > 80$ мм – до оси червяка независимо от его положения (сверху или снизу) относительно колеса. Рекомендуемое количество масла в ванне $\sim 0,35 \dots 0,7$ л на 1 кВт передаваемой мощности.

При циркуляционной смазке масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно прогоняется через фильтр и холодильник. Непрерывная очистка масла является большим преимуществом циркуляционной смазки, ее применяют при окружных скоростях $> 12 \dots 15$ м/с.

10 ВАЛЫ И ОСИ

10.1 Общие сведения, назначение и классификация

Для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении) в конструкциях используют детали в форме тел вращения, называемые **валами**.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на них сил. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в некоторых случаях – дополнительно растяжение или сжатие.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть **неподвижными** или могут **вращаться** вместе с насаженными на них деталями.

Не следует путать понятия «ось колеса» (это деталь) и «ось вращения» (это геометрическая линия центров вращения).

Классификация. Валы классифицируют по следующим признакам:

1. По назначению валы делят:

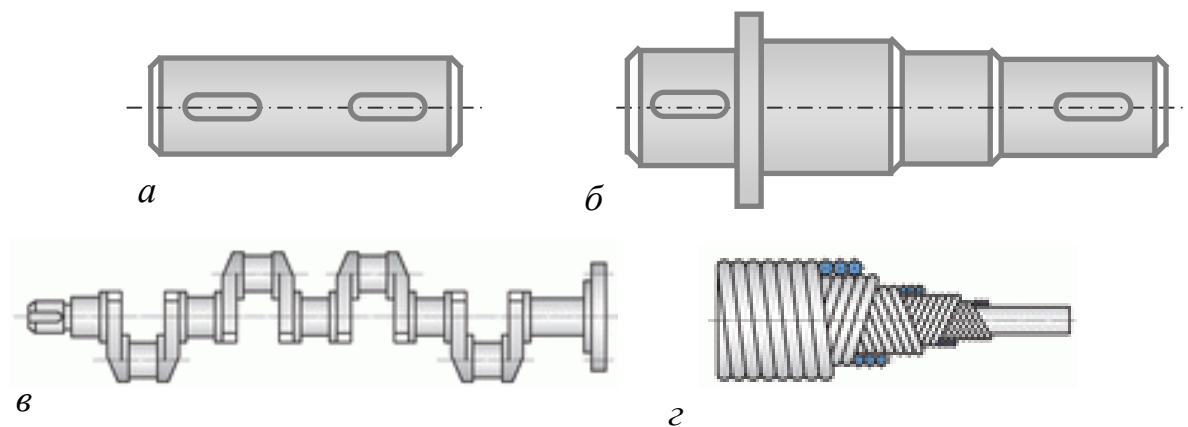
- на валы передач (на них устанавливают детали передач);
- на коренные валы (на них устанавливают дополнительно ещё и рабочие органы машин).

2. По геометрической форме: прямые валы и оси, кривошипные валы, коленчатые валы (рисунок 10.1 в), гибкие (рисунок 10.1 г), телескопические и карданные.

Кривошипные и коленчатые валы используют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот. Гибкие валы применяют для передачи вращающего момента между узлами машин, меняющими своё положение в работе. Впервые конструкции гибких валов предложил шведский инженер Карл де Лаваль ещё в 1889 г. Гибкие валы состоят из нескольких плотно навитых на сердечник слоев стальных проволок с чередующимся направлением навивки. Их подбирают по допустимому крутящему моменту и частоте вращения. Они стандартизированы. С их помощью можно передавать вращение под любым углом. Используют гибкие валики в приводах измерительных приборов и дистанционного контроля, например спидометров, тахометров, роботов. Долговечность и КПД (0,85...0,9) гибких валов зависят от величины радиуса кривизны их оси, который рекомендуют принимать равным 15...20 диаметрам вала.

Телескопические валы применяют при необходимости осевого перемещения одного вала относительно другого. Карданное сочленение – это шарнирный механизм, позволяющий передавать вращение между соединяемыми им валами. Оси валов могут при этом пересекаться с переменным углом. Их широко используют в автомобилестроении и станкостроении.

3. По конструктивным признакам делят: на гладкие валы и оси, и ступенчатые (рисунок 10.1 *а, б*). Ступенчатые валы обеспечивают равнопрочность по длине, более удобны при сборке, установке сопряженных деталей, но менее технологичны. Число и расположение ступеней вала зависят от числа закрепленных на нем деталей (зубчатых колес и т.д.) и от принятого способа сборки, фиксации вала в осевом направлении.



а – гладкий; *б* – ступенчатый; *в* – коленчатый; *г* – гибкий

Рисунок 10.1 – Конструкции валов

4. По типу сечения валы бывают: сплошные, полые и комбинированные. Полое сечение применяют для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

5. В зависимости от расположения валы называют входными, промежуточными и выходными.

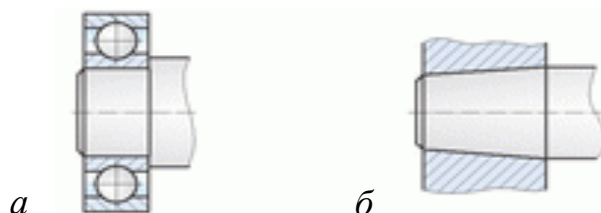
6. В зависимости от скоростного режима работы: тихоходные и быстроходные валы.

10.2 Конструктивные элементы валов и осей. Материалы

Цапфы – опорные участки вала или оси.

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку (рисунок 10.2).

По форме шипы могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими.



а – цилиндрический; *б* – конический

Рисунок 10.2 – Конструкции шипов

Шейкой называют цапфу в средней части вала или оси. Шейка – промежуточная опора (рисунок 10.3). Опорами для шипов и шеек вала служат подшипники.

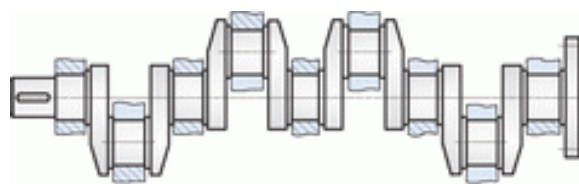
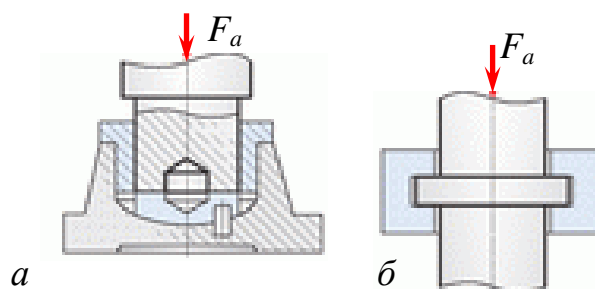


Рисунок 10.3 – Коленчатый вал на промежуточных опорах



a – плоская; *б* – кольцевая

Рисунок 10.4 – Пята

Пятой называют цапфу, воспринимающую осевую нагрузку (рисунок 10.4). Пяты могут быть плоскими, кольцевыми и шаровыми. Если ось неподвижна, ее опорные части необязательно должны иметь форму тел вращения. Обычно цапфы валов и осей выполняют цилиндрическими. Конические цапфы используют при осевом фиксировании валов.

Шаровые цапфы применяют, когда необходимы угловые отклонения осей. Опоры, на которых лежат шипы, называют *подшипниками*, а опоры пят – *подпятниками*.

Посадочные поверхности. Посадочные поверхности осей и валов под ступицы выполняют цилиндрическими и реже коническими. При прессовых посадках диаметр этих поверхностей принимают примерно на 5% больше диаметра соседних участков для удобства запрессовки. Диаметры посадочных поверхностей валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выбирают из стандартного ряда линейных размеров, а диаметры цапф под подшипники качения – из стандартного ряда диаметров внутреннего кольца подшипников качения.

Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными фасками для облегчения посадки деталей и снятия заусенцев, которые могут быть причиной травматизма при сборке.

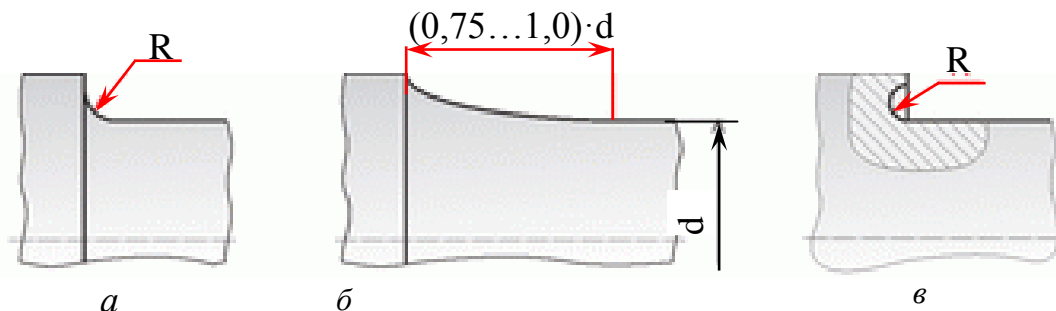
Сопряжение вала с насаженными на него деталями осуществляется, как правило, в системе отверстия по переходным посадкам или посадкам с минимальным зазором $\frac{H}{h}$, обеспечивающим точное центрирование и допускающим разборку и повторную сборку узла.

Размеры посадочных поверхностей вала выполняются по шестому качеству, в особо точных узлах – по пятому, при соответствии требуемой точности параметров шероховатости. Точность отверстия насаженных деталей принимается, как правило, на один качество грубее, т.е. качество отверстия больше качества вала.

Переходные участки между ступенями валов и осей выполняют для снижения концентрации напряжений и увеличения долговечности. Конструктивно переходные участки валов выполняют в виде галтелей (плавных

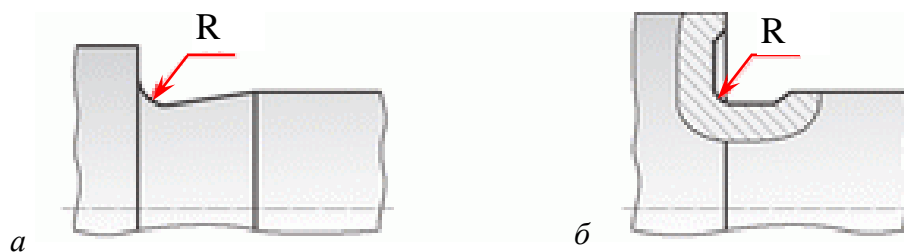
переходов) (рисунок 10.5) или кольцевых проточек (канавок) (рисунок 10.6). Но проточки снижают прочность, их рекомендуют выполнять на концевых участках валов и осей в местах наименьших напряжений.

Конструктивно галтели выполняют: постоянного радиуса, переменного радиуса и с поднутрением. Переходные участки являются концентраторами напряжений. Эффективными средствами для снижения концентрации напряжений в переходных участках являются: протачивание разгрузочных канавок, увеличение радиусов галтелей, высверливание в ступенях большого диаметра. Пластическое упрочнение (наклёп) галтелей обкаткой роликами повышает несущую способность валов и осей.



a – постоянного радиуса; *б* – переменного радиуса; *в* – с поднутрением
Рисунок 10.5 – Галтели

Повышение сопротивления усталости валов в местах посадки конструктивно может выполняться, как показано на рисунке 10.6.



a – шлифование по наружному цилиндру;
б – шлифование по наружному цилиндру и торцу
Рисунок 10.6 – Канавки для выхода шлифовального круга

Материалы валов и осей должны хорошо обрабатываться, быть прочными и иметь высокий модуль упругости. Этим требованиям наиболее полностью удовлетворяют углеродистые и легированные стали, из которых преимущественно изготавливают валы и оси. Для валов и осей без упрочняющей термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой – стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости. Материалы для валов и осей указаны в таблице 10.1.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

10.3 Критерии работоспособности и расчёта валов

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах, начиная с проектирования и заканчивая эксплуатацией.

1. На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.

2. На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.

3. На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Таблица 10.1 – Материалы для валов и осей

Марки сталей	Вид термообработки	Область применения
Стали обыкновенного качества СТ5, Ст6 по ГОСТ 380-94	В состоянии поставки	Малонагруженные валы и оси без термообработки
Малоуглеродистые конструкционные стали Качественные 15,20 по ГОСТ 1050-88 Легированные 15Х, 20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА по ГОСТ 4543-71	Химико-термическое упрочнение с закалкой до твердости Н = 58...83 НRC	Валы и оси при требовании высокой износостойкости – опоры скольжения; – вал-шестерня
Среднеуглеродистые конструкционные стали Качественные 40, 45 по ГОСТ 1050-88 Легированные 35Х, 40Х, 40ХН по ГОСТ 4513-71	Улучшение до твердости Н = 250...320 НВ	Высоконагруженные валы и оси

Основные критерии работоспособности осей и валов – прочность и жёсткость. Прочность осей и валов определяется величиной и характером напряжений, возникающих под влиянием сил, действующих со стороны установленных на них деталей машин. Постоянные по величине и направлению нагрузки вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся валах (и осях) – переменные напряжения.

В зависимости от характера напряжений, возникающих в валах и осях, возможны два вида расчёта их на прочность: расчёт на статическую прочность и расчёт на усталостную прочность.

Усталостная прочность (выносливость) валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности. Неподвижные оси при действии постоянных нагрузок рассчитывают только на статическую прочность. Подвижные быстроходные валы и оси рассчитывают на выносливость. Тихоходные валы и оси, нагруженные переменной нагрузкой, рассчитывают на статическую прочность и выносливость. Основными расчётными силовыми факторами

для осей и валов являются изгибающие M_u и крутящие M_k (только для валов) моменты.

Влияние растягивающих и сжимающих сил незначительно и, как правило, в расчётах не учитывается.

Методом оценки прочности осей и валов является сравнение расчётных напряжений с допускаемыми по следующим условиям прочности:

$$\sigma_{и} \leq [\sigma]_{и}; \tau \leq [\tau].$$

Спроектированные валы и оси с учётом обеспечения статической или усталостной прочности иногда выходят из строя вследствие недостаточной их жёсткости или из-за колебаний. Валы и оси дополнительно рассчитывают на колебания.

Жёсткость валов и осей оценивается прогибом в местах установки деталей, углами поворота или закручивания сечений, колебания – критической угловой скоростью.

Для расчёта валов и осей на прочность и жёсткость составляют расчётную схему. Силы, действующие на оси и валы со стороны расположенных на них деталей, определяют так же, как в передачах. При составлении расчётной схемы принимают, что детали передают осям и валам силы и моменты посередине своей ширины, т.е. усилия и моменты принимают как сосредоточенные. При расчёте на изгиб вращающиеся валы и оси рассматривают как балки на шарнирных опорах. Для неподвижных осей отдельную опору принимают как точку приложения усилий. Влияние силы тяжести валов (и деталей), силы трения в опорах не учитывают.

10.4 Проектный расчёт валов

Проектный расчёт валов производится на статическую прочность для предварительного определения диаметров. В начале расчёта известен только крутящий момент T . Изгибающие моменты M_u определяются после разработки конструкции вала, когда известна его длина. После разработки конструкции вала определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т.п. Поэтому проектный расчёт вала производится из условия прочности на кручение. При этом влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируются понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]$.

При проектном расчёте определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев работает только на кручение:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Диаметры остальных участков ступенчатого вала принимаются конструктивно по стандартному ряду.

В некоторых случаях используют эмпирические зависимости.

Например, диаметр конца вала, соединяемого с валом электродвигателя, принимают в зависимости от диаметра вала электродвигателя $d_6 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{эл}$.

Диаметр промежуточного вала каждой ступени цилиндрического зубчатого редуктора принимают в зависимости от межосевого расстояния ступени $(0,3 \dots 0,35) \cdot a_{\omega}$.

Последовательность проектного расчёта

Исходные данные:

1. Передаваемый вдоль оси вала крутящий момент T .
2. Условия работы.

Расчёт вала:

1. В зависимости от условий работы выбирают материал вала и задаются допускаемым напряжением $[\tau]$.

2. Определяют диаметр выходного конца вала из расчёта прочности на кручение. Для промежуточных валов определяют диаметр под шестерней.

3. Проектируют вал, принимая конструктивно диаметры участков вала. Диаметр каждого последующего участка вала равен предыдущему, увеличенному на 1...3 мм. Диаметры под подшипники качения принимают так, чтобы последняя цифра размера диаметра была бы 0 или 5. Опорные участки вала обычно принимают одинакового диаметра.

10.5 Проверочный (уточнённый) расчёт вала на статическую прочность

Этот расчёт проводится на основе эскизной компоновки редуктора (вала). В нём определяют длины участков вала, расстояния между опорами, положение плоскостей действия сил относительно опор.

При этом расстояние между боковой поверхностью шестерни и внутренней стенкой корпуса принимают в зависимости от размеров передачи, но не меньше 8-ми мм. Предварительно принимают ширину b_n подшипника (ширина подшипника $- b_n \approx \frac{d_n}{2}$, где d_n – диаметр вала под подшипник) и способ их смазки.

Расстояние от торца подшипника до торца шкива (звёздочки) на выходном участке вала необходимо для размещения уплотнительных устройств. Оно принимается в зависимости от вида уплотнения. При использовании пластичных смазок на расстоянии от торца подшипника до внутренней стенки корпуса размещают мазеудерживающее кольцо.

По эскизной компоновке редуктора выполняется эскизная компоновка вала и составляется расчётная схема нагружения вала. При переходе от конструкции к расчётной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. При действии на вал нагрузок в разных плоскостях их обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости. Если силы расположены в плоскостях под углом до 30° , то их можно совместить в одну плоскость. При отклонении сил от координатных плоскостей на угол, меньший 15° , их можно совмещать с последними.

Для определения расчётного момента M_p строятся эпюры: крутящего момента T ; изгибающих моментов по плоскостям M_x, M_y ; эпюра суммарных моментов $M_{сум} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$. По эпюре расчётных моментов $M_p = \sqrt{M_{сум}^2 + T^2}$ находят положение опасных сечений и из условия прочности

$$\sigma = \frac{M_p}{W_{н.о}} \leq [\sigma]$$

определяют диаметры вала в опасных сечениях.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{экр}}{\pi \cdot [\sigma]}}$$

где $[\sigma]$ – допускаемое значение напряжения, выбирается в зависимости от материала и условий работы.

Значения диаметров вала, полученные из двух вышеприведённых расчётов (проектного и проверочного), сравнивают и принимают окончательные значения.

10.6 Проверочный расчёт валов на усталостную прочность

Проводится после выбора и проверки подшипников и шпонок всех шпоночных соединений. Заключается в проверке коэффициента n запаса усталостной прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов суммарного $M_{сум}$, крутящего T и расположением зон концентрации напряжений: шпоночных пазов, кольцевых канавок, сквозных и глухих отверстий, посадок с натягом, галтелей (плавные, скруглённые переходы диаметров).

При расчёте принимают, что напряжения от изгиба σ_u изменяются по симметричному циклу, а напряжения τ – от кручения по отнулевому (пульсирующему) циклу.

Проверочный расчёт вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности, который сравнивается с допускаемым:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

где $[n]$ – допускаемый запас прочности. Для длинных валов, проверяемых на жёсткость, $[n]=1,5 \dots 1,7$, для коротких валов, не проверяемых на жёсткость $[n]=2,5 \dots 3,0$;

$n_\sigma (n_\tau)$ – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом, $\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_b$,
 $\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_b$;
 k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, прессовые посадки и резьбу;
 ε_σ и ε_τ – масштабные коэффициенты диаметра вала;
 σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений;
 σ_m и τ_m – средние напряжения цикла ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$);
 ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений. Принимаются: для углеродистых мягких сталей $\psi_\sigma = 0,05 \dots 0$; для среднеуглеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,1 \dots 0,05$; для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,15 \dots 0,1$, $\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma$. При этом для цементированных образцов $\psi_\sigma = 0,5 \dots 0,6$.

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более.

10.7 Расчёт валов на жёсткость

Расчет валов на жесткость выполняют в тех случаях, когда их деформации (линейные или угловые) существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей.

Необходимая жёсткость валов при изгибе обеспечивает правильную работу зубчатых, фрикционных передач и подшипников.

Прогиб вызывает взаимный наклон колёс и увеличивает концентрацию нагрузки по длине зубьев, а также вызывает раздвигание осей, что неблагоприятно для передач Новикова, а в эвольвентных передачах приводит к небольшому уменьшению продолжительности зацепления.

При больших углах поворота сечений под подшипниками происходит защемление вала.

Различают изгибную и крутильную жесткость вала. Параметрами, характеризующими степень жёсткости вала, являются (рисунок 10.7): прогиб вала – y ; угол наклона поперечного сечения – θ ; угол закручивания вала – φ (на рисунке 10.7 не показан). Жесткость вала обеспечивается при выполнении условий $y \leq [y]$; $\theta \leq [\theta]$; $\varphi \leq [\varphi]$.

Допускаемые упругие перемещения y зависят от конкретных требований к конструкции и определяются в каждом конкретном случае. Так, например, для цилиндрических передач допускаемое значение прогиба – $[y] = 0,01 \cdot m$, для конических – $[y] = 0,005 \cdot m$, для червячных передач $[y] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m$.

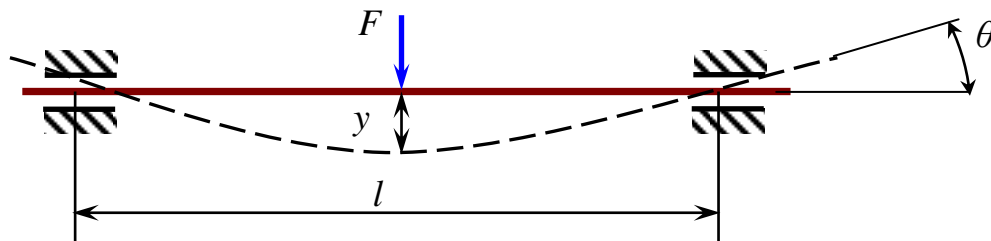


Рисунок 10.7 – Схема деформации вала

Жесткость коротких валов, т.е. валов цилиндрических и конических редукторов, обеспечивается повышенным запасом прочности, и поэтому в этом случае проверка на жёсткость не требуется. Валы червяков червячных редукторов, т.е. длинные валы, обязательно проверяются на жесткость по условию

$$y = \frac{F_{\text{сум}} \cdot \ell^3}{48 \cdot E \cdot I_{\text{но}}} \leq [y],$$

где $F_{\text{сум}}$ – суммарная сила от действия радиальной F_r силы и окружной F_t ,

$$F_{\text{сум}} = \sqrt{F_r^2 + F_t^2};$$

ℓ – расстояние между опорами;

$I_{\text{но}}$ – приведённый момент инерции сечения вала червяка,

$$I_{\text{но}} = \frac{\pi \cdot d_r^4}{64} + (0,375 + 0,625 \frac{d_a}{d_f}).$$

10.8 Расчёт валов на колебания

Для большинства осей и валов колебания вызываются центробежными силами F_u , возникающими от неуравновешенности установленных деталей.

$$F_u = m \cdot \omega^2 \cdot (y + e),$$

где y – величина деформации вала от собственного веса $G=mg$;

e – эксцентриситет центра тяжести;

$$m - \text{масса, } m = \frac{G}{g}.$$

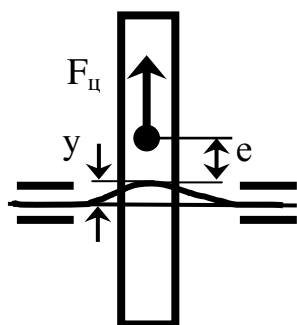


Рисунок 10.8 –
Схема к расчёту
вала на колебания

При совпадении или кратности частоты изменения возмущающих сил и частоты собственных колебаний вала наступает резонанс, амплитуда колебаний резко возрастает и вал разрушается.

Угловую скорость, соответствующую резонансу, называют критической $\omega_{кр} = \sqrt{\frac{F_0}{m}}$.

Если $g = 981 \text{ см/с}^2$, то окончательно $\omega_{кр} = 30 \sqrt{\frac{F_0}{G}}$. По определению коэффициента жёсткости F_0 вала он соответствует силе, вызывающей единичный

прогиб f , т.е. $f = \frac{G}{F_0}$. Отсюда следует, что выражение под корнем в формуле

есть величина обратная прогибу, т.е. $\sqrt{\frac{F_0}{G}} = \sqrt{\frac{1}{f}}$.

Таким образом $\omega_{кр} = \frac{30}{\sqrt{f}}$ или $n_{кр} \approx \frac{300}{\sqrt{f}}$,

Расчёт валов и осей на колебания заключается в проверке отсутствия резонанса при установившемся режиме движения, т.е. $\omega \neq \omega_{кр}$.

Величина деформации y от смещённой массы при вращении

$$y = \frac{-e}{1 - \left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2}.$$

Знак минус перед e означает, что в закритической области прогиб y и эксцентриситет e расположены по разные стороны относительно оси вращения вала. Если $\omega > \omega_{кр}$, то с увеличением угловой скорости ω прогиб вала уменьшается, т.е. $y \Rightarrow |-e|$ и центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения, дисбаланс уменьшается. Эти явления используют в высокоскоростных механизмах. При больших частотах вращения (турбины, центрифуги и др.) применяют валы, работающие в закритической области, т.е. при $\omega > \omega_{кр}$. Для того чтобы быстро пройти область резонанса $\omega = \omega_{кр}$, эти валы изготавливают повышенной податливости. Устанавливаемые на этих валах детали тщательно балансируют. Для предотвращения резонанса частота вращения гибких валов $n \geq 1,3 \cdot n_{кр}$. В докритической зоне нормальная работа вала осуществляется при $n \leq 0,75 \cdot n_{кр}$.

11 ОПОРЫ ВАЛОВ

11.1 Общие сведения

Опорами для валов и вращающихся осей являются подшипники. Подшипники воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение геометрической оси вращения вала.

Без подшипников цивилизации просто не выжить. Подшипники – основа всех движущихся частей любых механических конструкций. От качества подшипников зависит работоспособность и долговечность машин.

Подшипники устанавливаются на опорном участке вала, который называется цапфой.

Подшипники классифицируются:

по способу контакта – бесконтактные магнитные подшипники (не имеющие трущихся поверхностей) и контактные (имеющие соприкасающиеся поверхности);

по виду трения – подшипники скольжения и подшипники качения;

по воспринимаемой нагрузке – радиальные подшипники, упорные, и радиально-упорные.

Радиальные подшипники воспринимают радиальные нагрузки, упорные – воспринимают осевые нагрузки, радиально-упорные – воспринимают и радиальные и осевые нагрузки.

11.2 Подшипники скольжения

Подшипник скольжения (рисунок 11.1) – это опора вала, обеспечивающая вращение вала в условиях относительного скольжения поверхностей цапфы вала и подшипника.

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш с тонким слоем антифрикционного материала. Вкладыш устанавливается в корпусе, который закреплён в металлоконструкции машины.

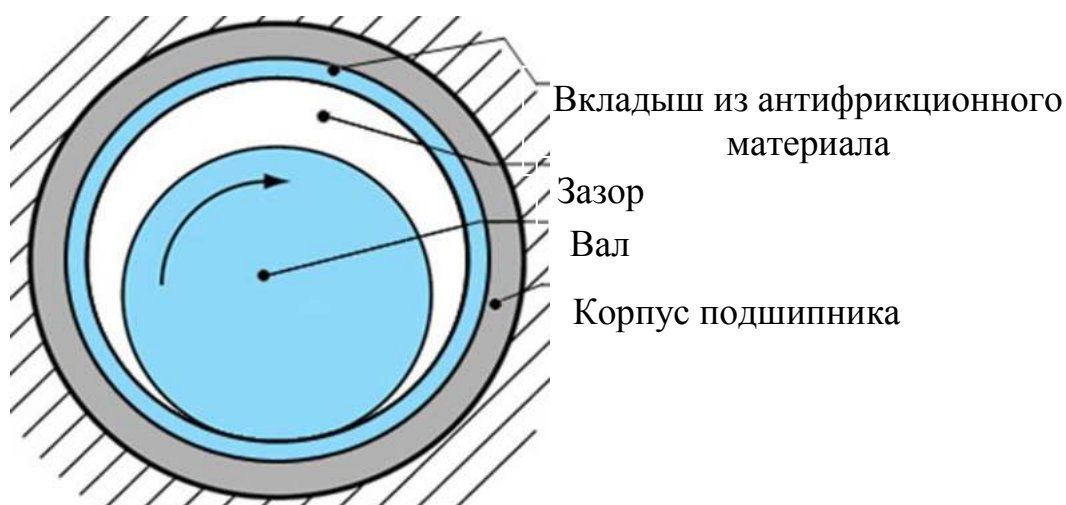
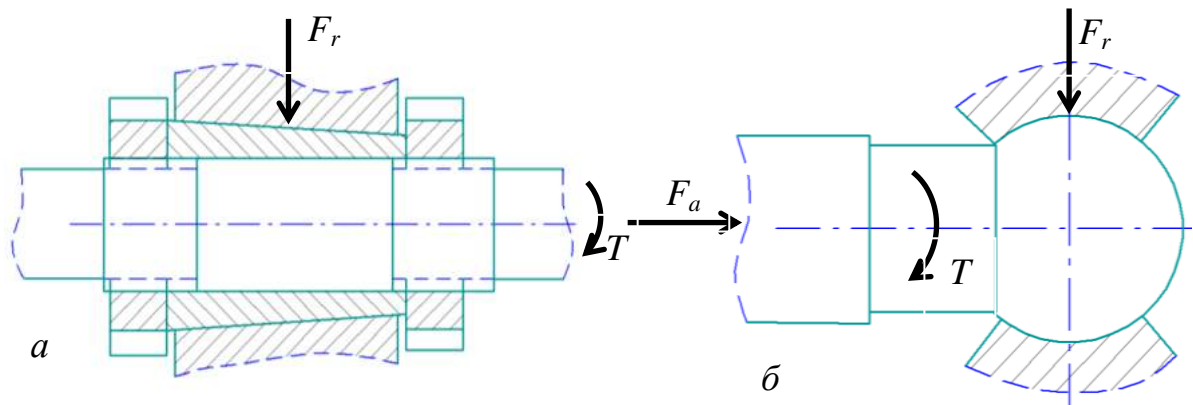


Рисунок 11.1 – Схема подшипника скольжения



a – конические; b – шаровые
Рисунок 11.2 – Виды цапф по форме поверхности

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения, так же как и форма цапфы вала, может быть конической, шаровой, цилиндрической и плоской.

Цапфу называют шипом, если она расположена на конце вала, шейкой при расположении в середине вала и пятой при расположении её в торце вала (рисунок 11.3).

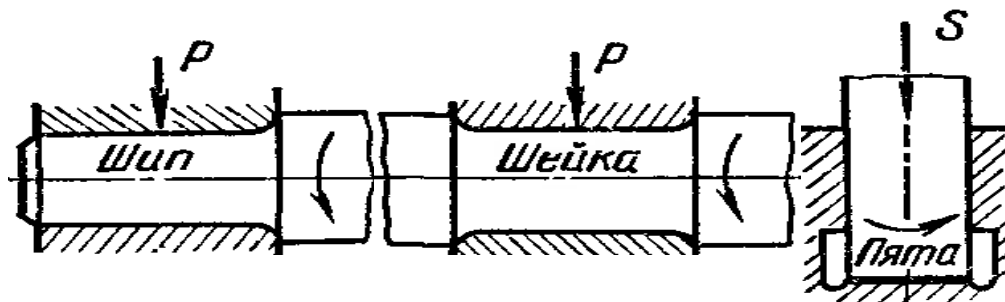


Рисунок 11.3 – Виды цапф в зависимости от расположения на валу

Достоинства подшипников скольжения:

- имеют повышенную долговечность в высокоскоростных механизмах;
- хорошо воспринимают вибрационные и ударные нагрузки;
- работают бесшумно;
- имеют сравнительно малые радиальные размеры;
- допускают установку на шейке коленчатых валов.

Недостатки подшипников скольжения:

- в процессе работы требуют постоянного контроля за состоянием смазочного материала и возможностью перегрева;
- имеют сравнительно большие осевые размеры;
- имеют значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке;
- требуют большого расхода смазочного материала, его очистки и охлаждения.

Применяют подшипники скольжения во многих отраслях техники. Обычно их используют в тех случаях, когда применение подшипников качения невозможно или нецелесообразно:

- для валов изделий, работающих с ударными и вибрационными нагрузками (двигатели внутреннего сгорания, прокатные станы, молоты и др.);
- для валов больших диаметров (валы гидротурбин, валы прокатных станков и др.);
- для валов высокоскоростных машин (центрифуги и др.)
- для устройств повышенной точности (шпиндели станков, опоры механизмов телескопов и др.);
- в тихоходных машинах, бытовой технике;
- в приборах с малыми диаметрами валов и осей (часы, хронометры и др.);
- в машинах, работающих в воде и агрессивных средах.

Виды разрушения

Работа силы трения скольжения при повышенных нагрузках нагревает подшипник и цапфу. При нагреве увеличивается вероятность *заедания* цапфы в подшипнике. Заедание приводит к ещё большему нагреву и *выплавлению* подшипника.

В процессе длительной работы под действием номинальных нагрузок подшипник *изнашивается*.

При переменных нагрузках поверхность вкладыша *выкрашивается* вследствие усталости материала.

Из-за перегрузок ударного характера вкладыши подшипников подвергаются *хрупкому разрушению*.

Смазка подшипников скольжения уменьшает трение, износ и нагрев подшипника, увеличивает его КПД. В зависимости от режима работы подшипника изменяются условия смазки и трения. Различают *граничное*, или *полужидкостное* и *жидкостное трение*.

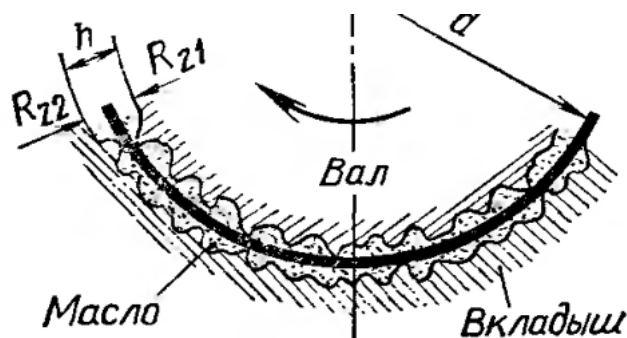


Рисунок 11.4 – Схема расположения поверхностей при жидкостной смазке

При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша (рисунок 11.4) разделены слоем масла толщиной h . Причём высота h слоя масла больше суммы высот R_z шероховатостей поверхностей вала и вкладыша, т.е. $h > R_{z1} + R_{z2}$. Сопротивление движению определяется только внутренним тре-

нием смазочной жидкости. Значение коэффициента трения жидкости $f_{жс} = 0,001...0,005$. В этом случае уменьшается износ поверхностей, увеличивается срок службы подшипника.

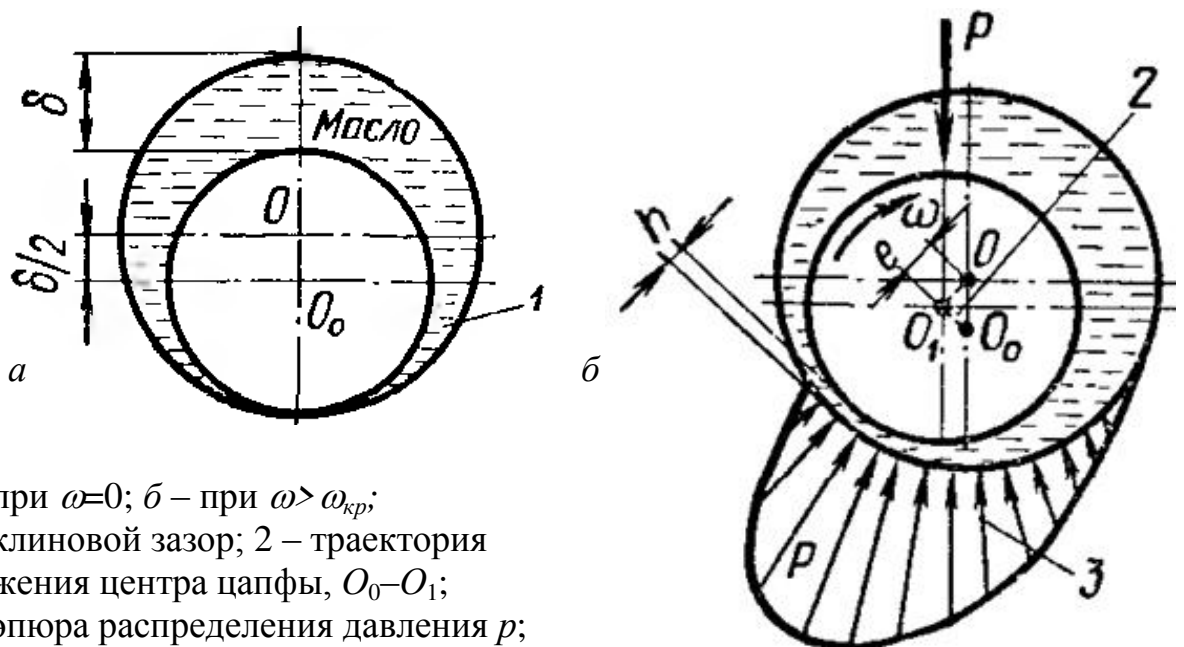
При полужидкостном трении в подшипнике между трущимися поверхностями создаётся смешанное трение. В этом случае выполняется условие равенства высоты h слоя масла и высоты шероховатостей R_z поверхностей цапфы вала и вкладыша $h = R_{z1} + R_{z2}$. Возникает одновременно жидкостное трение и граничное (близкое к сухому). Поэтому даже без попадания внешних абразивных частиц трущиеся поверхности изнашиваются. Коэффициент полужидкостного трения $f_{лжс} = 0,008...0,1$.

Критериями работоспособности подшипников в условиях несовершенной смазки (граничная и полужидкостная) являются износостойкость и сопротивление заеданию.

Для жидкостного трения таким критерием является сохранение минимальной толщины масляного слоя при заданных режимах работы (угловая скорость, удельное давление, температура и вязкость масла). Основным критерием расчёта подшипников скольжения является образование режима жидкостного трения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по износу и заеданию.

По гидродинамической теории смазки гидродинамическое давление может развиваться только в сужающемся зазоре, который называют клиновым.

В радиальных подшипниках клиновая форма зазора l (рисунок 11.5) определяется самой конструкцией подшипника. Она образуется за счёт смещения центров цапфы O_0 и вкладыша O .



a – при $\omega=0$; b – при $\omega > \omega_{кр}$;
 1 – клиновой зазор; 2 – траектория движения центра цапфы, O_0-O_1 ;
 3 – эпюра распределения давления p ;
 e – эксцентриситет; h_{\min} – высота масляного слоя между цапфой и вкладышем

Рисунок 11.5 – Схема расположения поверхностей подшипника скольжения

При вращении цапфы вала с угловой скоростью $\omega > \omega_{кр}$ цапфа захватывает масло. Из-за малой высоты выхода h масла из-под цапфы создаётся давле-

ние p , которое поднимает цапфу, и она, всплывая в масле, смещается в сторону по траектории O_o-O_I .

При увеличении угловой скорости ω расстояние e между центрами O_I и O уменьшается, но полное совпадение центров невозможно, так как нарушается клиновидная форма зазора, как важнейшее условие режима жидкостного трения.

Толщина h_{\min} масляного слоя является функцией характеристики рабочего режима $\frac{\mu \cdot \omega}{p}$:

$$h_{\min} = \Phi\left(\frac{\mu \cdot \omega}{p}\right),$$

где μ – динамическая вязкость масла;

ω – угловая скорость цапфы;

p – условное давление в подшипнике, $p = \frac{F_r}{B \cdot d}$.

Из зависимости видно, что минимальная толщина h_{\min} масляного слоя возрастает при увеличении вязкости μ масла и угловой скорости ω цапфы, и уменьшается с увеличением радиальной нагрузки F_r при постоянных размерах B – ширины и d – диаметра втулки.

Условиями образования жидкостного трения по гидродинамической теории смазки являются:

- 1) клиновидный зазор между скользящими поверхностями;
- 2) масло соответствующей вязкости, заполняющее этот зазор;
- 3) угловая скорость ω относительного движения поверхностей должна быть достаточной (т.е. $\omega > \omega_{кр}$) для того, чтобы в масляном слое создалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку F_r .

Практический расчёт подшипников скольжения

Расчет по удельному давлению гарантирует невыдавливаемость смазки:

$$p = \frac{F_r}{B \cdot d} \leq [p],$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипнике, Н;

d и B – диаметр и длина подшипника, мм;

$[p]$ – давление, выше которого не происходит быстрый износ

в зависимости от материала вкладыша и вала $[p] = (2 \dots 10)$ МПа.

Расчет по отсутствию заедания гарантирует нормальный тепловой режим и отсутствие заедания.

Удельный теплоотвод вычисляют по формуле

$$pv \leq [pv].$$

Значение $[pv]$, так же как и значение $[p]$, зависят от материала трущихся поверхностей и принимаются:

$[p] = 1 \dots 4$ МПа – при отсутствии требований к габаритам;

$[p] = 4 \dots 20$ МПа; и $[pv] = 25 \dots 35$ МПа м/с – для подшипников автомобилей;

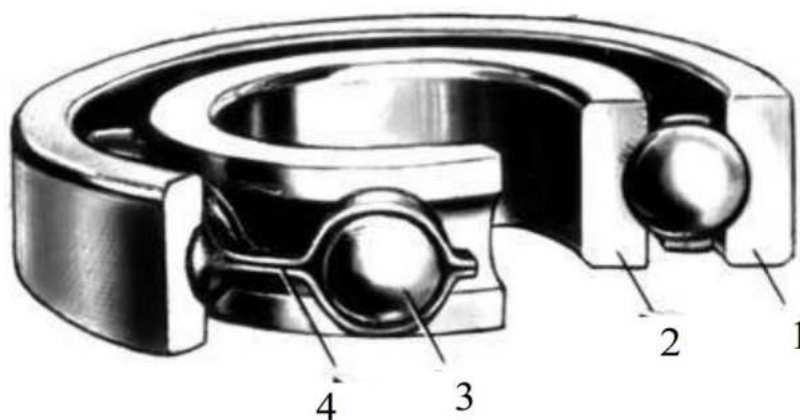
$[p]=10...30$ МПа – для подшипников прессов;
 $[pv]=2...10$ МПа м/с для подшипников стационарных машин.

11.3 Подшипники качения

Подшипники качения (рисунок 11.6) – это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения.

В подшипниках качения трение скольжения заменяется трением качения, и условный коэффициент трения близок к коэффициенту жидкостного трения ($f_k=0,0015...0,006$) ($f_{ж} \approx f_k$).

Подшипники состоят из: 1) наружного кольца с дорожкой качения; 2) внутреннего кольца с дорожкой качения; 3) тел качения; 4) сепаратора, разделяющего и направляющего тела качения.



1 – наружное кольцо с дорожкой качения; 2 – внутреннее кольцо; 3 – тело качения; 4 – сепаратор

Рисунок 11.6 – Подшипник качения

Достоинствами подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения являются:

- меньшие моменты сил трения и теплообразование, малая зависимость моментов сил трения от скорости, меньшие пусковые моменты;
- значительно меньшие требования по уходу, меньший расход смазочных материалов;
- большая несущая способность на единицу ширины подшипника;
- значительно меньший расход цветных металлов, меньшие требования к материалу и к термической обработке валов;
- возможность стандартизации, массового производства, а следовательно и снижение стоимости производства.

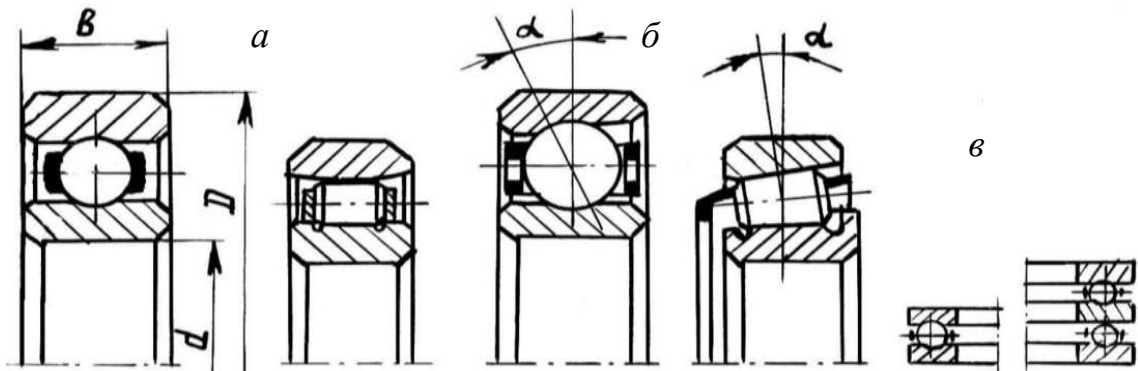
К недостаткам подшипников качения относятся:

- повышенные диаметральные габариты;
- высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы при большом его рассеянии;
- высокая стоимость уникальных подшипников при мелкосерийном производстве;
- меньшая способность демпфировать колебания;

– повышенный шум при высоких частотах вращения.

Классификация подшипников качения

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяются на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные (рисунок 11.7).

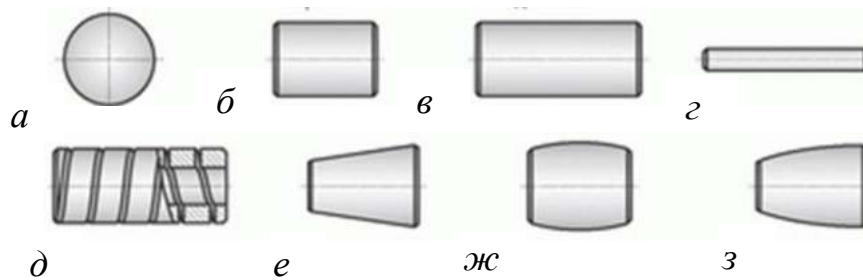


a – радиальные; *б* – радиально-упорные; *в* – упорные
Рисунок 11.7 – Подшипники по воспринимаемой нагрузке

По нагрузочной способности подшипники подразделяют на семь серий по наружному диаметру D и ширине B : две сверх легкие, особо легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжёлую.

По внутреннему диаметру d . Подшипники в диапазоне диаметров от 3 мм до 10 мм стандартизованы через 1 мм, с диаметром до 20 мм – через 2...3 мм, с диаметром до 110 мм – через 5 мм, с диаметром до 200 мм – через 10 мм, с диаметром до 500 мм – через 20 мм.

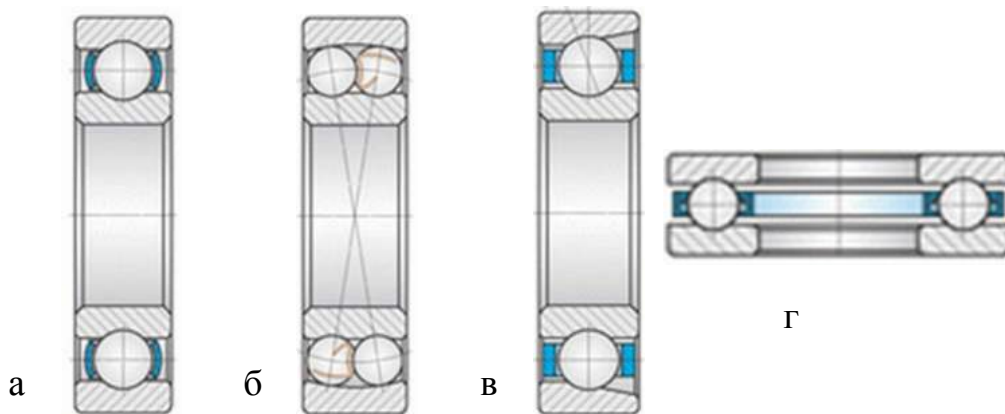
По форме тел качения – подшипники шариковые и роликовые (рисунок 11.8).



a – шарик; *б* – короткий цилиндрический ролик; *в* – гладкий цилиндрический ролик; *г* – длинный цилиндрический ролик; *д* – цилиндрический ролик с винтовыми канавками; *е* – конический ролик; *ж* – бочкообразный цилиндрический ролик; *з* – бочкообразный конический ролик

Рисунок 11.8 – Форма тел качения

Шарикоподшипники (рисунок 11.9) выполняют для всех рассмотренных групп по направлению воспринимаемой нагрузки. Шарикоподшипники в среднем более быстроходны.



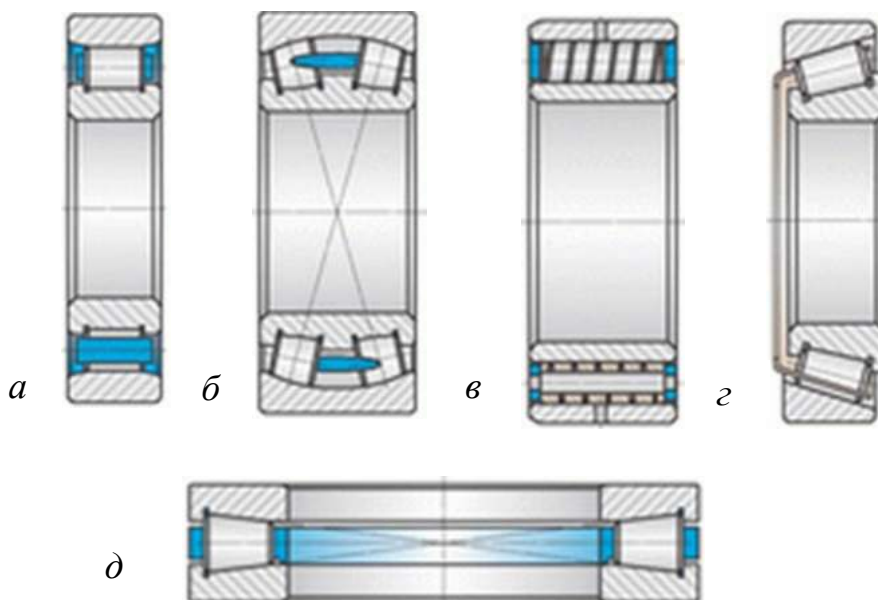
радиальные: *a* – однорядный; *б* – двухрядный (сферический);
в – радиально-упорный; *г* – упорный

Рисунок 11.9 – Шариковые подшипники

Роликоподшипники (рисунок 11.10) по форме роликов могут быть:
 – цилиндрические (с короткими цилиндрическими роликами), сферические (двухрядные с роликами бочкообразной формы) и игольчатые – все радиальные;

– конические (с коническими роликами), или радиально-упорные;
 – с цилиндрическими, коническими и бочкообразными роликами упорные.

Роликоподшипники имеют более высокую (в среднем на 50...70%) грузоподъемность.



a – с короткими цилиндрическими роликами; *б* – сферический;
в – с витыми роликами; *г* – конический; *д* – упорный

Рисунок 11.10 – Роликовые подшипники

Условное обозначение подшипников состоит из цифр и букв и читается справа налево. Две первые цифры (справа) обозначают внутренний диаметр d подшипника. Для малых диаметров $d = 10$ мм – 00; $d = 12$ мм – 01; $d = 15$ мм

– 02; $d = 17$ мм – 03. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5. Для диаметров до 9 мм цифры указывают фактический размер.

Третья цифра справа вместе с седьмой обозначают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм). Основная из особо легких серий обозначается цифрой 1, лёгкая серия – 2, средняя – 3, тяжёлая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и т.д.

Четвёртая справа цифра обозначает тип подшипника:

радиальный шариковый однорядный	0
радиальный шариковый двухрядный сферический	1
радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
радиальный роликовый двухрядный сферический	3
роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами	4
роликовый с витыми роликами	5
радиально-упорный шариковый	6
роликовый конический	7
упорный шариковый	8
упорный роликовый	9

Пятая или пятая и шестая цифры, вводимые не для всех подшипников, обозначают конструктивные особенности, например угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Цифры 6, 5, 4, 2, стоящие через тире перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности. Подшипники повышенной точности – 6; высокой – 5; прецизионной – 4; сверхпрецизионной – 2; нормальной точности – 0; класс 0 не указывается.

Материалы подшипников

Все подшипники изготавливают из высокопрочных подшипниковых сталей и цементируемых сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А; ШХ15; ШХ15СГ с термообработкой, обеспечивающей высокую твёрдость. Для колец HRC60...65. Для тел качения HRC 60...66; роликов HRC 60...65; шариков – HRC62...66. Сепараторы большинства подшипников изготавливают из мягкой углеродистой стали методом штамповки. Для высокоскоростных подшипников применяют массивные сепараторы из латуни, антифрикционных бронз, фторопласта, текстолита.

Смазка подшипников существенно влияет на их долговечность. Она уменьшает трение, снижает контактные напряжения, защищает от коррозии, способствует охлаждению. Для смазки применяют пластичные мази и жидкие масла. В некоторых случаях используют твердые смазочные материалы.

Выбор вида смазочного материала зависит от условий эксплуатации: температуры подшипника, частоты вращения, действующих нагрузок, конструкции подшипника и подшипникового узла. При этом должны быть учте-

ны специальные требования к моменту трения, сроку службы смазочного материала.

Для смазывания подшипников качения, работающих в обычных условиях, преимущественно применяют пластичные смазочные материалы, которые не требуют сложных уплотнительных устройств, имеют более высокие свойства защиты от коррозии, более экономичны.

Применение жидких смазочных материалов позволяет снизить момент трения, увеличить предельную частоту вращения в 1,2–1,5 раза. С их помощью происходит отвод теплоты и удаление продуктов износа. В узлах с упорно-радиальными роликовыми подшипниками предпочтительно применение жидких смазочных материалов.

Различают *смазывание с постоянным количеством смазочного материала*, рассчитанным на весь срок службы подшипника, и с *периодическим добавлением и сменой смазочного материала*. В первом случае срок службы смазочного материала равен или больше срока службы подшипников или цикла ремонта машин с вмонтированными в них подшипниками. К этому виду смазывания относятся закрытые подшипники, заполненные смазочным материалом при изготовлении. В подшипниках закрытого типа в основном используют смазочные материалы: ЦИАТИМ-201, Литол-24, ЛЗ-31, ОКБ-122-7, ЦИАТИМ-221, ВНИИНП-207. Эти же сорта могут быть рекомендованы для обычных подшипников.

Подшипниковые узлы следует тщательно защищать от пыли и грязи, иначе долговечность их резко падает.

Практический расчёт подшипников качения

Проводится по критериям работоспособности. Критериями работоспособности и расчёта являются:

- 1) усталостное выкрашивание, наблюдающееся после длительной работы в нормальных условиях;
- 2) износ, возникающий при недостаточной защите от абразивных частиц;
- 3) разрушение сепаратора, которое даёт довольно высокий процент выхода из строя подшипников, особенно быстроходных;
- 4) раскалывание колец и тел качения, связанное с ударными и вибрационными нагрузками, с неточностью монтажа. При нормальной эксплуатации не наблюдается;
- 5) остаточная деформация на беговых дорожках, которая проявляется в виде лунок и вмятин у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчёт базируется на двух критериях:

- 1) расчёт для предотвращения *остаточной деформации*, который проводится по статической грузоподъёмности;
- 2) расчёт для предотвращения *усталостного выкрашивания*, который проводится по динамической грузоподъёмности. Рассчитывается ресурс подшипника.

Оба критерия предполагают соответствие внутреннего диаметра d подшипника и диаметра вала, на который устанавливается этот подшипник. Методика подбора стандартных подшипников стандартизована ГОСТ 18854-73 и ГОСТ 18855-73.

При $n \geq 10$ об/мин по динамической грузоподъёмности рассчитывается долговечность (ресурс) L подшипника (при $1 < n < 10$ об/мин принимается $n = 10$ об/мин):

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F_{np}} \right)^m \geq T,$$

где L – долговечность подшипника, час;

n – частота вращения, об/мин;

C – динамическая грузоподъёмность подшипника, кН (по каталогу);

F_{np} – приведённая нагрузка, кН;

m – показатель степени, $m = 3$ – для шариковых подшипников,

$m = 10/3$ для роликовых подшипников;

T – ресурс машины, час.

Приведённая нагрузка вычисляется по формуле

$$F_{np} = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_m \cdot K_\delta,$$

где V – коэффициент, учитывающий, какое из колец вращается,

$V=1$ – вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ – вращается наружное кольцо;

F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка;

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

K_m – температурный коэффициент, при $t < 100$ °С $K_m = 1$, при $t = 125-250$ °С

$K_m = 1,05-1,4$ соответственно;

K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки:

спокойная нагрузка $K_\delta = 1$, умеренные толчки $K_\delta = 1,3-1,5$,

с сильными толчками (ударами) $K_\delta = 2,5-3$.

При выборе типа подшипника, если отношение $F_a/F_r < 0,35$, то необходимо выбирать однорядные радиальные шариковые подшипники, если отношение $F_a/F_r = 0$, то можно выбирать однорядные радиальные роликоподшипники.

При $0,35 \leq F_a/F_r \leq 1,5$ рекомендуется применять радиально-упорные шариковые подшипники.

При $F_a/F_r > 1,5$ рекомендуется применять конические радиально-упорные подшипники или спаренные радиально-упорные шарикоподшипники.

При малых частотах вращения ($n \leq 1$ об/мин) выбор подшипников выполняется по статической грузоподъёмности.

Условие подбора: $P_0 \leq C_0$,

где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка, кН;

C_0 – статическая грузоподъёмность подшипников, кН.

Эквивалентная статическая нагрузка определяется по формуле

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \text{ но не менее, чем } P_0 = F_r,$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки;

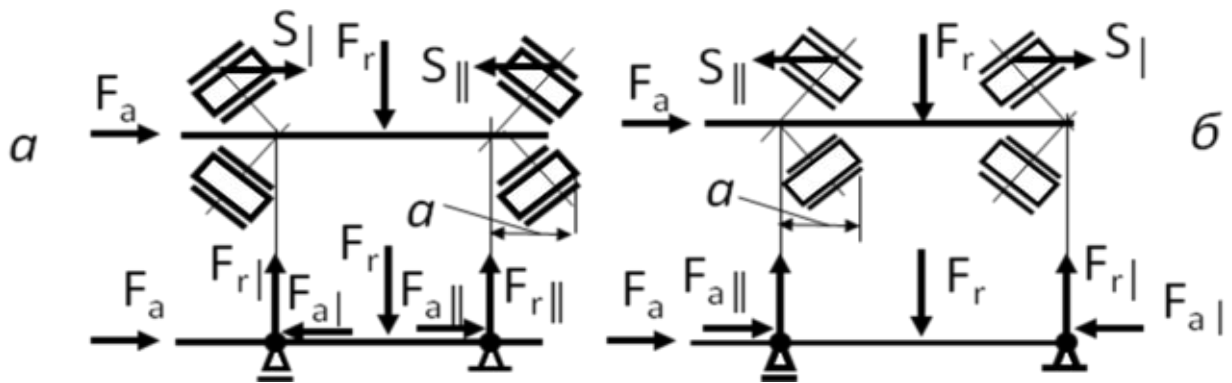
X_o и Y_o – коэффициенты радиальной и осевой $X_o=0,6$ и $Y_o=0,5$ для радиальных подшипников; $X_o=0,5$ $Y_o=0,47\dots 0,28$ – радиально-упорные шарикоподшипники (при $\alpha=12\dots 36^\circ$); $X_o=0,5$ и $Y_o=0,22 \cdot \text{tg}\alpha$ – конические и самоустанавливающиеся шариковые и роликоподшипники.

Особенности расчета нагрузки радиально-упорных подшипников

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок F_r возникают осевые S составляющие:

$S=0,83 \cdot e \cdot F_r$ – для конических роликоподшипников,

$S=e \cdot F_r$ – для радиально-упорных шарикоподшипников



a – враспор; *б* – в растяжку

Рисунок 11.7 – Схема нагружения опор

Поэтому осевая нагрузка F_a на радиально-упорный подшипник определяется с учётом осевой составляющей S радиальной нагрузки F_r .

При отсутствии осевого зазора и предварительного натяга осевая нагрузка на каждый из двух подшипников вала может быть определена по зависимостям, указанным в таблице 11.1:

Таблица 11.1 – Формулы для расчёта осевых нагрузок

1	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$
2	$S_1 < S_{11}$ $F_a \geq S_{11} - S_1$	$F_{a11} = S_1 + F_a$
3	$S_1 \leq S_{11}$ $F_a \leq S_{11} - S_1$	$F_{a1} = S_{11} - F$ $F_{a11} = S_{11}$

12 Муфты

12.1 Общие сведения, назначение и классификация. Выбор

Муфтами в технике называются устройства, которые служат для соединения валов, стержней, труб, электрических проводов и т.д. В курсе «Детали машин и основы конструирования» рассматриваются механические муфты для соединения валов.

Механические муфты в общем случае можно разделить на *неуправляемые, управляемые* и *самоуправляемые*. Кроме соединения валов муфты позволяют включать и выключать исполнительный механизм (управляемые), предохраняют механизм от перегрузок (предохранительные муфты), компенсируют вредное влияние несоосности валов (компенсирующие), уменьшают действие динамических нагрузок (упругие муфты) и т.д.

К *неуправляемым* муфтам относятся глухие, компенсирующие жесткие и упругие компенсирующие.

К *управляемым* муфтам относятся кулачковые муфты, зубчатые и фрикционные.

К *самоуправляемым* муфтам относятся центробежные муфты, муфты свободного хода и предохранительные муфты.

Широко используемые муфты стандартизованы. Основной характеристикой стандартной муфты является крутящий момент T , на передачу которого она рассчитана.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипники качения, по таблицам справочников.

Выбор стандартных муфт проводится по передаваемому расчетному моменту

$$T_p = K_p \cdot T \leq [T],$$

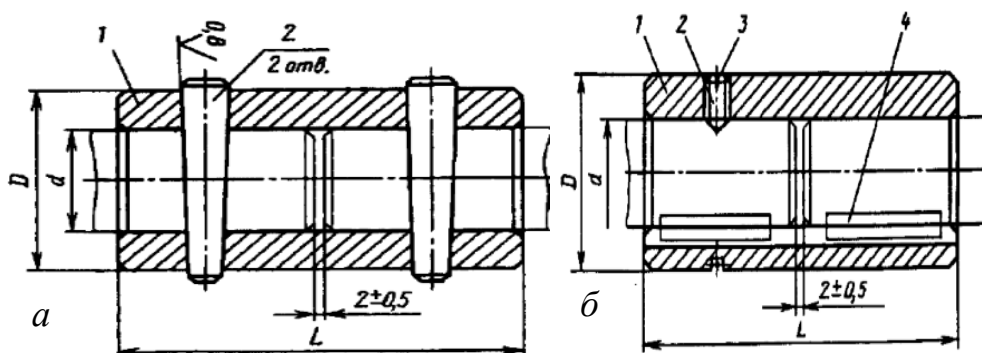
где K_p – коэффициент режима работы;

T – номинальный вращающий момент при установившемся режиме работы.

12.2 Неуправляемые муфты

Глухая муфта образует жесткое и неподвижное соединение валов. Эта муфта не компенсирует неточности изготовления и монтажа и требует точной центровки валов. К глухим муфтам относятся втулочные муфты, фланцевые муфты поперечносвёртные и продольносвёртные.

Втулочная муфта (рисунок 12.1 а, б) – втулка, которая соединяется с валами посредством штифтов, шпонок или шлицов, применяется для соединения валов диаметром до $d < 60...70$ мм в легко нагруженных машинах. Они отличаются простотой конструкции и малыми габаритами.



a – исполнение 1: 1 – втулка; 2 – конический штифт по ГОСТ 3129-70;
б – исполнение 2: 1 – втулка; 2 – установочный винт по ГОСТ 1476-93;
 3 – кольцо по ГОСТ 2833-77; 4 – шпонка по ГОСТ 23360-78

Рисунок 12.1 – Втулочная муфта

Втулочные муфты общемашиностроительного применения предназначены для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента от 1 до 12500 Н·м без уменьшения динамических нагрузок при окружной скорости на наружном диаметре муфт до 70 м/с, ГОСТ 24246-96.

Пример условного обозначения втулочной муфты типа 1, передающей номинальный вращающий момент 280 Н·м, с посадочным отверстием диаметром 38 мм, климатического исполнения У, категории 3:

Муфта втулочная 1-280-38-У3 ГОСТ24246-96

Фланцевая муфта выполняется по ГОСТ 20761-96 и предназначена для соединения соосных цилиндрических валов и передачи вращающего момента без уменьшения динамических нагрузок: стальными муфтами – от 16 до 40000 Н·м при окружной скорости на наружном диаметре муфт до 70 м/с; чугунными муфтами – от 8 до 20000 Н·м при окружной скорости до 35 м/с, климатических исполнений У и Т для категорий 1–3; климатических исполнений УХЛ и О для категорий 4 по ГОСТ 15150-69.

Состоит из двух полумуфт 1 и 2, соединенных болтами 4 (рисунок 12.2 б). Для передачи вращающего момента от вала к полумуфте используют шпоночные или шлицевые соединения. Вращающий момент T между полумуфтами передаётся за счёт сил трения между фланцами, а когда болты вставлены без зазора, то также и болтами.

Фланцевые муфты стандартизованы в диапазоне диаметров $d = 12...250$ мм. В тяжёлых машинах полумуфты приваривают к валам. Они имеют широкое распространение в машиностроении.

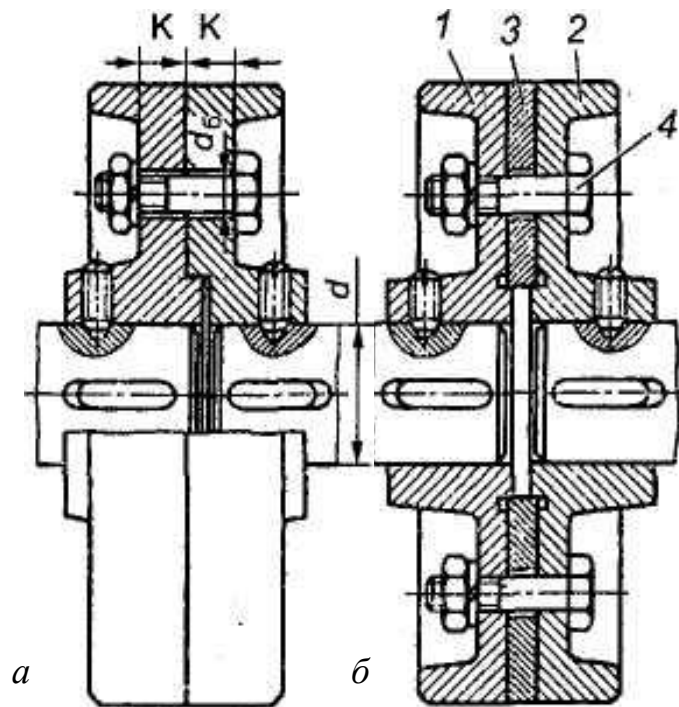
Достоинство фланцевых муфт – простота конструкции и легкость монтажа.

Недостаток – необходимость точного совмещения валов и точного соблюдения перпендикулярности соприкасающихся торцовых поверхностей полумуфт к оси вала.

Пример условного обозначения фланцевой муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 16$ Нм с диаметром посадочного отверстия

$d = 12$ мм, полумуфты исполнения 1, из стали, климатического исполнения У категории 3:

Муфта фланцевая 16-12-11-У3 ГОСТ-20761-96

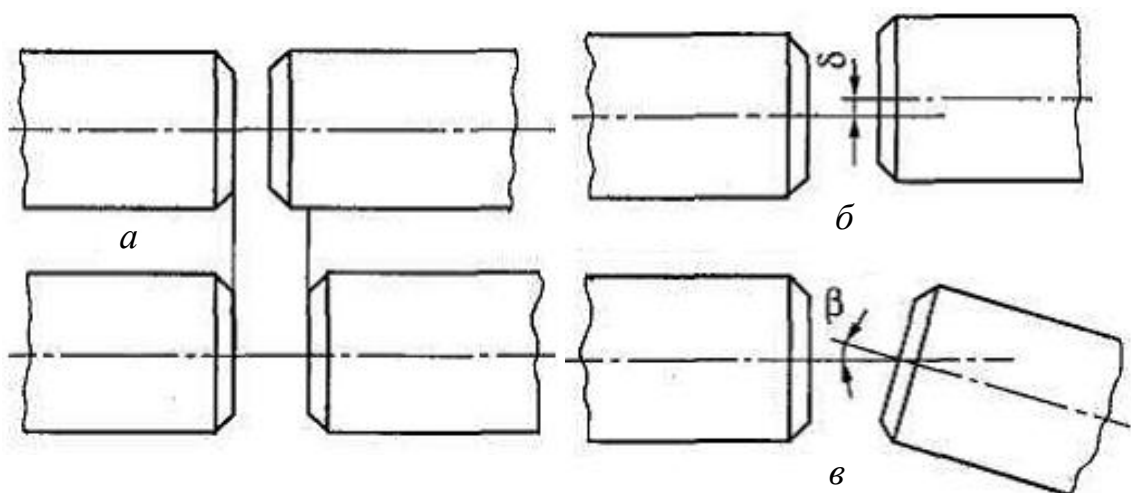


a – центровка за счет выступа; *б* – центровка кольцом

1 и 2 – полумуфты; 3 – кольцо; 4 – болты

Рисунок 12.2 – Муфта фланцевая

Компенсирующие муфты компенсируют некоторые несоосности валов, а именно: осевую, радиальную и угловую несоосность осей валов (рисунок 12.3).

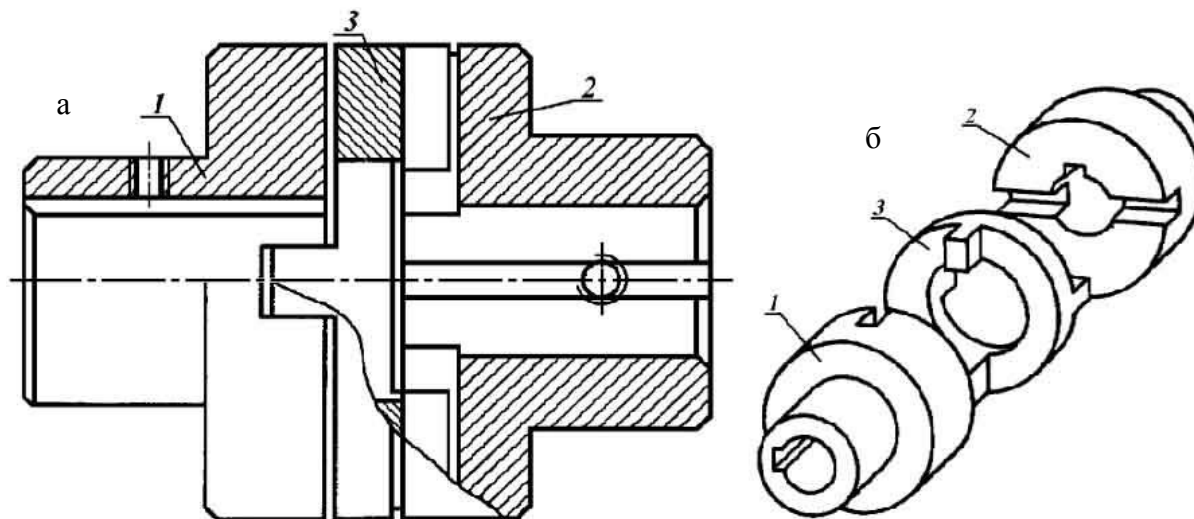


a – осевая; *б* – радиальная; *в* – угловая

Рисунок 12.3 – Несоосность осей валов

Компенсирующие муфты делятся на муфты с *жесткими подвижными элементами* и муфты с *упругими деформируемыми элементами*.

Кулачково-дисковая муфта (рисунок 12.4) относится к муфтам с *жестким подвижным элементом* и состоит из двух полумуфт 1 и 2 с диаметрально-пазами на торцах и промежуточного плавающего диска 3 с взаимно перпендикулярными выступами. Применяется для соединения тихоходных валов (до 250 об/мин).



а – схема; б – общий вид; 1 и 2 – полумуфты; 3 – кулачковый диск

Рисунок 12.4 – Кулачково-дисковая муфта

Преимуществом этих муфт является возможность передачи момента между валами, которые установлены со смещениями:

- радиальными – до 0,04 мм;
- угловыми – до 30'.

Недостатком является повышенная чувствительность к большим перекосам валов.

Пример условного обозначения кулачково-дисковой муфты, передающей номинальный крутящий момент $T = 250$ Нм с диаметром посадочного отверстия $d = 32$ мм, полумуфтами исполнения 1, из стали, климатического исполнения У категории 3:

Муфта 250-32-1-У3 ГОСТ 20720-93

Зубчатая муфта (рисунок 12.5) относится к муфтам с *жесткими подвижными элементами* и состоит из четырех основных деталей: двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и двух обоем 3 и 4 с внутренними зубьями. Обоймы муфты соединены болтами 5. Через отверстие 6 заливается масло (один раз в три месяца).

Зубчатые муфты широко применяются в машиностроении. Они компенсируют радиальные, угловые и комбинированные смещения валов диаметром $d < 560$ мм, но при этом углы между полумуфтами и обоймами не должны превышать $0,5^\circ$.

Муфты надежны в работе, имеют малые габаритные размеры.

Материал полумуфт и обойм. Все детали изготавливают из стали 40 или 45НХ, 45Л – коваными, при диаметре более 150 мм – литыми.

Пример условного обозначения муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом 4000 Нм, диаметром посадочных отверстий во втулках 50 мм, с втулками исполнения 1, климатического исполнения У, категории 2:

M311-4000-50-1У2 ГОСТ Р 50895-96

Компенсирующие муфты с упругими деформируемыми элементами предназначены главным образом для смягчения (амортизации) ударов, толчков и вибрации. Кроме того, они допускают некоторую компенсацию несоосностей валов.

По материалу упругих элементов упругие муфты делят на две группы:

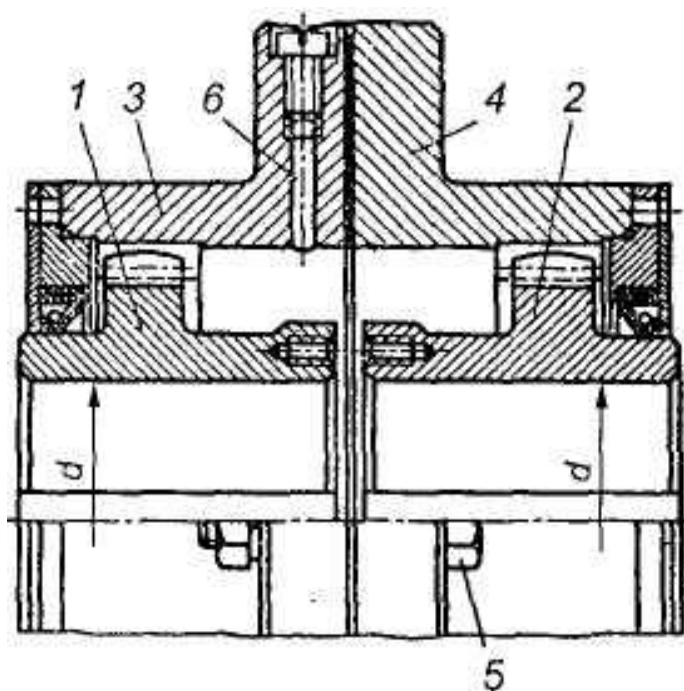
- 1) муфты с металлическими упругими элементами – муфты с цилиндрическими пружинами; с радиальными пружинами; со змеевидными пружинами;
- 2) муфты с неметаллическими упругими элементами – муфты с резиновыми втулками, шпонками, резиновыми звёздочками и др.

Характеристикой упругой муфты является её жёсткость

$$C_{\varphi} = dT/d\varphi,$$

где T – крутящий момент, передаваемый муфтой;

φ – угол закручивания муфты моментом T .



1 и 2 – полумуфты; 3 и 4 – обоймы; 5 – соединительный болт;

6 – маслозаливочное отверстие

Рисунок 12.5 – Зубчатая муфта

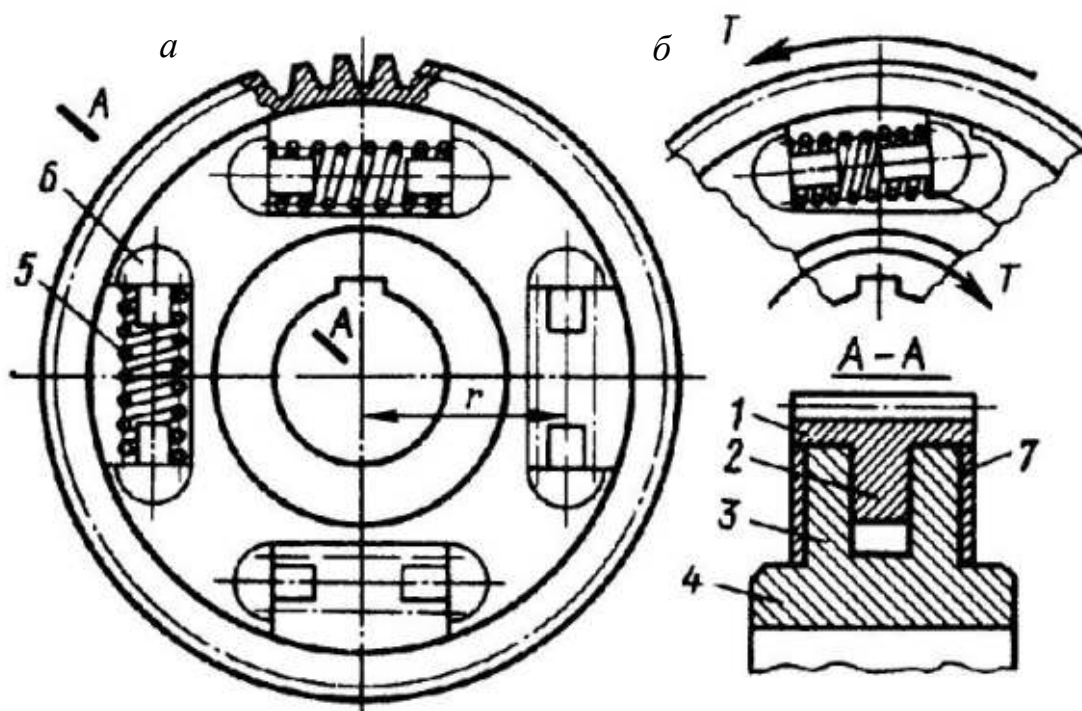
Различают упругие муфты постоянной жёсткости $C_{\varphi} = T/\varphi = \text{const}$ и переменной жёсткости $C_{\varphi} = dT/d\varphi$.

Переменной жёсткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, не подчиняющиеся закону Гука, а также муфты с металличе-

скими упругими элементами, условия деформирования которых ограничиваются конструкцией.

Свойство упругой муфты – демпфирующая способность, которая характеризуется энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл: нагрузка и разгрузка и измеряется площадью петли гистерезиса. Эта энергия расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов, способствует снижению динамических нагрузок и затуханию резонансных колебаний.

Муфта с цилиндрическими пружинами (рисунок 12.6) – это муфта с металлическими упругими элементами. Она состоит из обода 1 с ребром и ступицы с дисками 2. Ребро обода располагается так, что возможен относительный поворот его между дисками. Ребро и диски имеют одинаковые фасонные углубления, в которые закладываются пружины 3 с ограничителями 4. С торцов муфту закрывают дисками, которые крепятся к ступице и предохраняют пружины и ограничители от выпадения и загрязнения.



a – без нагрузки, $T < T_1$; *б* – под нагрузкой, $T > T_1$
 1 – обод; 2 – ребро; 3 – ступица; 4 – диски ступицы;
 5 – пружина; 6 – ограничитель; 7 – предохранительные диски
 Рисунок 12.6 – Муфта с цилиндрическими пружинами

Под нагрузкой ребро перемещается между дисками, а пружины сжимаются. Такие муфты целесообразно использовать как упругие звенья в системе соединения валов с зубчатыми колёсами или в звёздочках цепных передач.

Вследствие предварительного сжатия пружин силой F_1 муфта работает как жёсткая до нагружения моментом T_1 .

Если $T > T_1$, муфта работает как упругая с постоянной жёсткостью.

При этом $T = F \cdot r \cdot z$,

где r – радиус расположения пружин;
 z – число пружин.

Деформацию пружины λ и напряжение в её витках τ определяют по формулам:

$$\lambda = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot i}{G \cdot d^4}; \quad \tau = \frac{8 \cdot K_s \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3},$$

где F – осевая сила, сжимающая пружину;

D – средний диаметр пружины;

d – диаметр проволоки пружины;

i – число рабочих витков пружины;

K_s – коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков.

Угол закручивания муфты при $T > T_1$

$$\varphi = (\lambda - \lambda_0)/r = \frac{8 \cdot (F - F_1) \cdot D^3}{G \cdot d^4 \cdot r} = \frac{8 \cdot (T - T_1) \cdot D^3 \cdot i}{G \cdot d^4 \cdot r^2 \cdot Z}$$

и жёсткость муфты $C = \frac{dT}{d\varphi} = \frac{G \cdot d^4 \cdot r^3 \cdot Z}{8 \cdot D^3 \cdot i}$.

То есть расчет муфты с цилиндрическими пружинами сводится к расчету пружины. Остальные размеры муфты назначают конструктивно.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП) применяется для соединения электродвигателей с исполнительными механизмами (машинами) при $d < 150$ мм для передачи крутящих моментов $T \leq 15000$ Нм.

МУВП (рисунок 12.7) обладает хорошей эластичностью, высокой демпфирующей и электроизоляционной способностью, проста в изготовлении, надежна в работе. Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки 2 или кольца трапецеидального сечения.

Эластичные элементы позволяют компенсировать незначительные осевые (для малых муфт – 1...5 мм; для больших муфт – 2...15 мм), радиальные (0,2...0,6 мм) и угловые (до 30') смещения валов.

Материал полумуфт – сталь 35, 35Л или чугун СЧ25; пальцы 1 изготавливают из стали 45.

Муфты выбирают по передаваемому крутящему моменту T , а проверяют прочность пальцев по напряжениям изгиба $\sigma_{из}$ и резиновых втулок – по напряжениям смятия $\sigma_{см}$. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия $\sigma_{см}$ распределены равномерно по длине втулки.

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{10 \cdot T}{D_1 \cdot d_n^3 \cdot z},$$

где d_n – диаметр пальца.

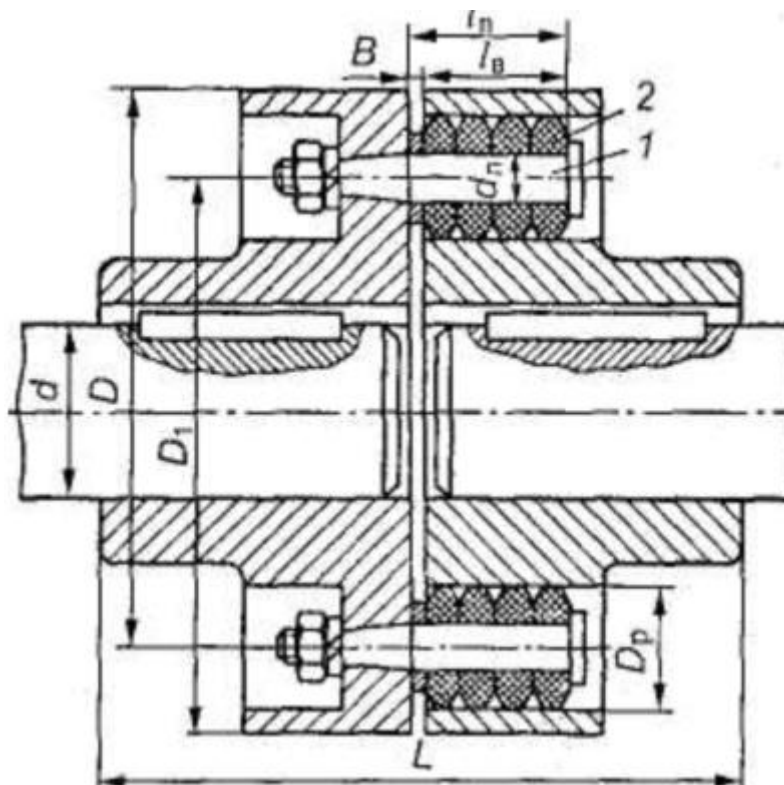
$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot K}{D_1 \cdot d_n \cdot \ell_b \cdot z} \leq [\sigma_{см}],$$

где ℓ_b – длина втулки;

z – число пальцев;

D_1 – диаметр окружности расположения пальцев.

Для резиновых втулок рекомендуют $[\sigma_{см}] = 1,8...2,0$ МПа.



1 – палец; 2 – втулка

Рисунок 12.7 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Условное обозначение муфты должно содержать наименование муфты, цифры, характеризующие номинальный вращающий момент, диаметр посадочного отверстия, исполнение полумуфт и климатическое исполнение муфты по ГОСТ 15150-69.

Пример обозначения упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, диаметром посадочного отверстия $d = 40$ мм, исполнением полумуфт 1, климатическим исполнением У, категории 3:

Муфта 250-40-1-У3 ГОСТ 21424-93

То же, исполнением полумуфт 2:

Муфта 250-40-2-У3 ГОСТ 21424-93

То же, номинальным вращающим моментом 250 Н·м, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, исполнением 1, другая – диаметром $d = 40$ мм, исполнением 4, климатическим исполнением Т, категории 2:

Муфта 250-32-1-40-4-Т2 ГОСТ 21424-93

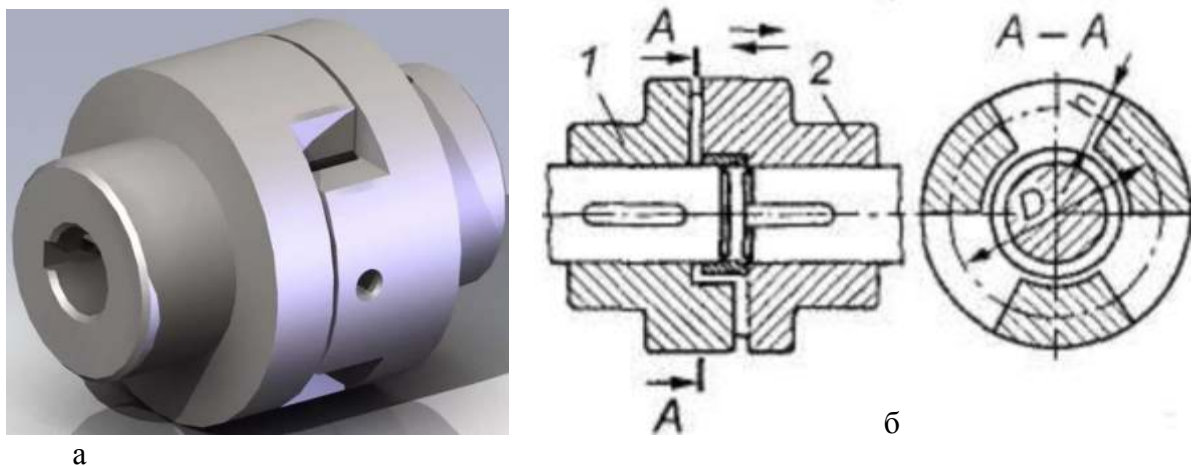
Примечание. В обозначении муфты после значения номинального вращающего момента указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.

12.3 Управляемые муфты

Управляемые муфты, или сцепные, предназначены для соединения и разъединения валов. Некоторые типы сцепных муфт позволяют это делать на ходу, без остановки электродвигателя.

По принципу работы различают кулачковые, зубчатые и фрикционные сцепные муфты.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт 1 и 2, имеющих кулачки на торцовых поверхностях (рисунок 12.8).



а – общий вид; б – схема; 1 и 2 – полумуфты
Рисунок 12.8 – Муфта кулачковая

Включение муфты осуществляется за счет передвижения подвижной полумуфты 2 вдоль вала по направляющей шпонке или по шлицам. Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства – отводки, которая располагается в пазу подвижной полумуфты. Для центровки валов служит кольцо.

Кулачки муфт выполняют прямоугольного и трапецеидального профиля. Включение кулачковых муфт при относительном вращении валов сопровождается ударами. Поэтому включение их рекомендуется осуществлять без нагрузки и при малых скоростях вращения $V = 1$ м/с.

Для устранения ударов и шума при включении муфты применяют специальные соединительные устройства – синхронизаторы.

Кулачковые муфты изготавливают из сталей 20, 15Х, 20Х с последующей цементацией или сталей 40Х, 30ХН с последующей объемной закалкой. Размеры муфт принимают конструктивно, а затем выполняют проверочный расчет кулачков на износостойкость и прочность.

Работоспособность кулачковых муфт определяется в основном износостойкостью кулачков, которая зависит от напряжений смятия на их рабочей поверхности. Эти напряжения определяют приближённо в предположении, что нагрузка распределяется равномерно по всем кулачкам.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot K}{D \cdot b \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $b \cdot h$ – рабочая поверхность кулачка (рисунок 12.8);

z – число кулачков полумуфты;

K – коэффициент запаса крутящего момента, $K = 1,2$.

Зубчатые муфты состоят из следующих элементов: двух полумуфт – ведущей и ведомой, соединительной обоймы, механизма включения, центрирующей втулки-подшипника и ограничительных дисков.

В условном расчёте полагают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья соприкасаются по всей длине b и высоте h . При этом получаем

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T \cdot K}{D_0^2 \cdot b \cdot 0,9 \cdot \psi} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где D_0 – делительный диаметр зубьев;

ψ – коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi = b/D_0 = 0,12 \dots 0,16$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения, для стандартных муфт

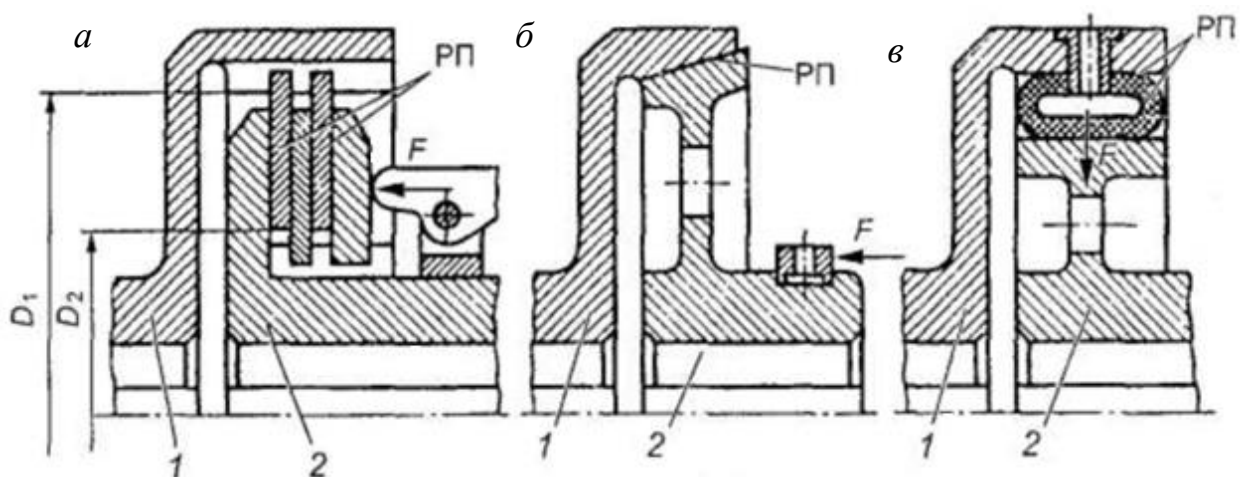
$$[\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 15 \text{ МПа.}$$

В проектном расчёте определяется делительный диаметр зубьев.

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot K}{0,9 \cdot \psi \cdot [\sigma_{\text{см}}]}}.$$

КПД зубчатых и кулачковых муфт на основании опыта принимают $\eta = 0,985 \dots 0,995$.

Фрикционные муфты (рисунок 12.9) допускают включение на ходу и под нагрузкой. Они передают вращающий момент T за счёт сил трения $F_{\text{тр}}$ и допускают плавное сцепление при любой скорости, что успешно используется, например, в конструкции автомобильного сцепления. Отрегулированная на передачу предельного крутящего момента фрикционная муфта одновременно является предохранительной.



a – многодисковая; b – коническая; v – шинопневматическая;

1 – неподвижная полумуфта; 2 – подвижная полумуфта

Рисунок 12.9 – Фрикционная муфта

$$K \cdot T = T_m = F_a \cdot f \cdot r_{\text{ср}},$$

где f – коэффициент трения между трущимися поверхностями;

r_{cp} – средний радиус поверхностей трения, $r_{cp} = (D_1 + D_2) / 4$.

Для уменьшения силы нажатия F_a и габаритов муфты применяют конструкции не с одной, а с несколькими парами поверхностей трения – многодисковые муфты. Для ограничения неравномерности износа фрикционных дисков рекомендуется принимать $D_1/D_2 = 2 \dots 1,5$. В проверочном расчёте про-

веряется удельное давление $p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D_1 - D_2)^2} \leq [p]$.

Работоспособность фрикционных муфт определяется износом трущихся поверхностей. Интенсивность износа зависит от удельной мощности трения

$$a_m = p \cdot f \cdot v_s \leq [a_m],$$

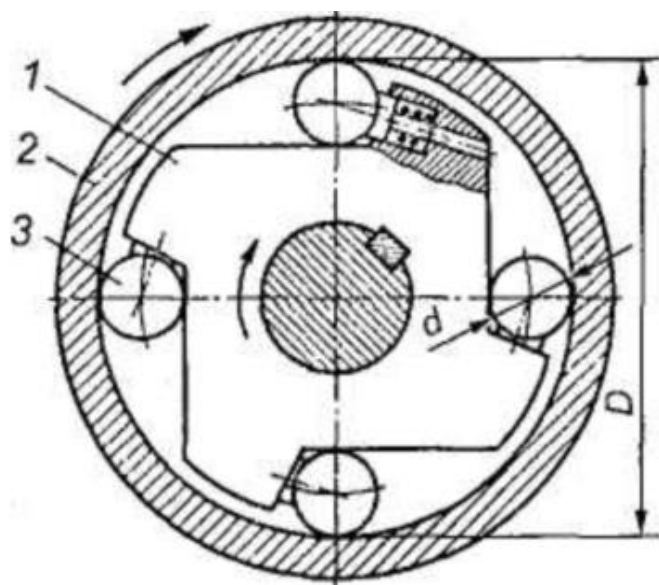
где v_s – средняя скорость скольжения.

Материалы трущихся поверхностей сталь по стали, чугун по чугуну.

12.4 Самоуправляемые муфты

Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в зависимости от изменения одного из следующих параметров:

- вращающего момента – *предохранительные*;
- направления вращения – *обгонные (муфты свободного хода)*;
- и скорости вращения – *центробежные*.



1 – ведущая полушестерня; 2 – ведомая полушестерня; 3 – ролики

Рисунок 12.10 – Обгонная муфта

обгона ролики 3 выкатываются в широкие участки вырезов, и муфта автоматически размыкается.

Муфты свободного хода работают бесшумно, допускают большую частоту включений.

Муфты свободного хода

предназначены для передачи вращающего момента в одном направлении (например, для вращения втулки заднего колеса велосипеда). Муфта включает (рисунок 12.10) ведущую полушестерню 1 с косыми вырезами, ведомую полушестерню 2 и ролики 3.

При вращении ведущей полушестерни 1 ролики 3 за счет сил трения заклиниваются между поверхностями полушестерней 1 и 2 в узких участках вырезов, и крутящий момент передается на ведомую полушестерню 2.

При уменьшении скорости вращения полушестерни 1 вследствие

В качестве материалов для муфт свободного хода применяют стали ШХ15, 20Х, а также высокоуглеродистые инструментальные стали.

Предохранительные муфты (рисунок 12.11) допускают ограничение передаваемого вращающего момента T , что предохраняет машины от поломок при перегрузках.

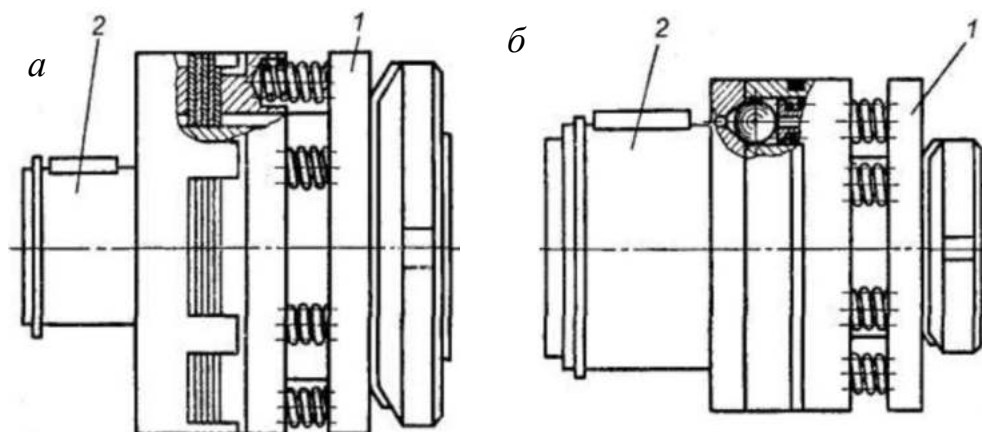
От сцепных (управляемых) муфт они отличаются отсутствием механизма включения. Предохранительные муфты постоянно замкнуты.

Наибольшее распространение получили предохранительные кулачковые, шариковые и фрикционные муфты общемашиностроительного применения. Они предназначены для предохранения привода от перегрузок при передаче вращающего момента от 4 до 400 Нм.

Пример условного обозначения предохранительной фрикционной муфты исполнения 1 с номинальным крутящим моментом 63 Нм, посадочным отверстием диаметром 25 мм, климатическим исполнением У, категории 3:

Муфта предохранительная фрикционная 1-63-25-У3 ГОСТ 15622-96

У **кулачковых** и **шариковых** муфт при перегрузках кулачки или шарики полумуфты 1 выдавливаются из впадин полумуфты 2, и муфта размыкается (рисунок 12.11 б).



а – фрикционная по ГОСТ 15622-96; *б* – шариковая по ГОСТ 15621-77;
1 и 2 – полумуфты

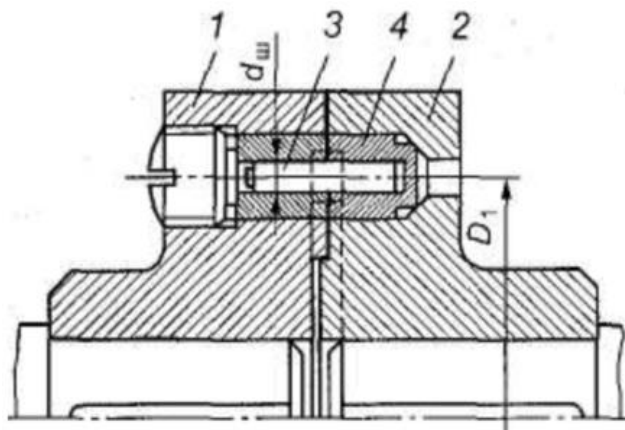
Рисунок 12.11 – Предохранительная муфта

Иначе работает предохранительная фрикционная муфта (рисунок 12.11 *а*). При перегрузках за счет проскальзывания фрикционных дисков происходит пробуксовывание полумуфт друг относительно друга. При этом ведомый вал останавливается.

Предохранительные муфты с **разрушающимся элементом** применяют при маловероятных перегрузках, например муфты со срезным штифтом (рисунок 12.12).

Такая муфта состоит из дисковых полумуфт 1 и 2, соединяемых металлическим штифтом 3, вставленным в термически обработанную втулку 4. При возникновении перегрузки штифт срезается, и муфта разъединяет валы.

Эти муфты просты по конструкции и малогабаритны.



1 и 2 – полумуфты; 3 – штифт; 4 – втулка
Рисунок 12.12 – Муфта со срезным элементом

Для изготовления деталей предохранительных муфт в зависимости от типа муфты применяют конструкционные стали, чугун СЧ30, фрикционные материалы, сталь ШХ12 и др. Штифты для муфт с разрушающимся элементом изготавливают из стали 45, втулки – из стали 40Х с закалкой.

13 СОЕДИНЕНИЯ

13.1 Общие сведения, назначение и классификация

Взаимодействие деталей между собой называют связями. Эти связи делятся на подвижные (шарниры, зубчатые зацепления, подшипники, ременные и цепные передачи) и неподвижные (заклепочные, резьбовые и другие). Неподвижные связи в технике называют соединениями.

Соединения делятся по возможности разборки на разъемные и неразъемные.

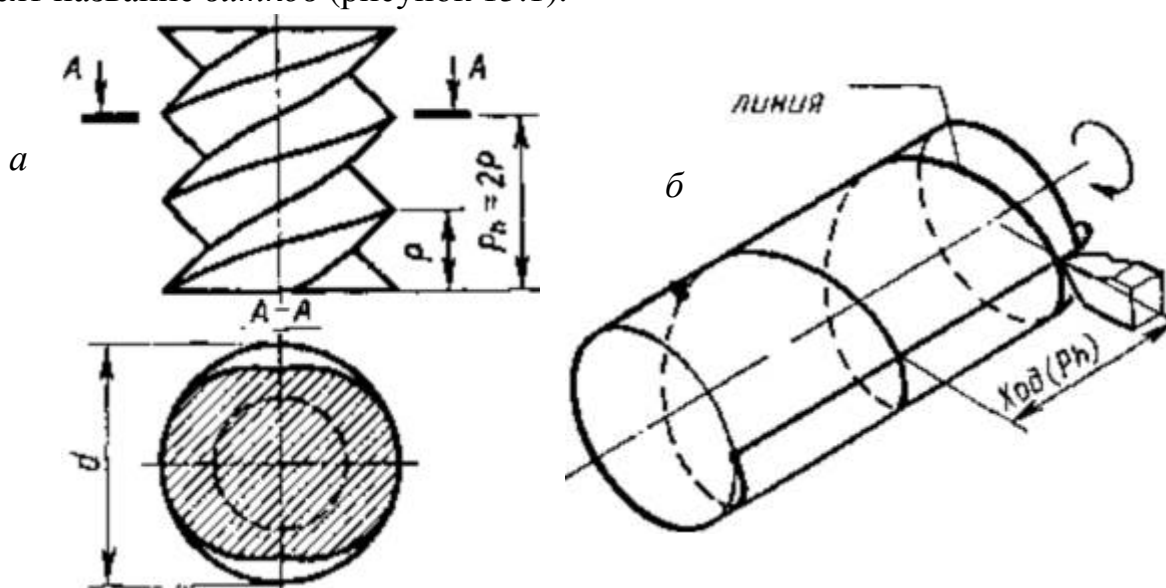
Разъемными называют соединения, которые разъединяются без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые и профильные соединения.

Неразъемными называют соединения, разъединение которых невозможно без разрушения соединяемых деталей или соединяющего материала. К ним относят заклепочные, сварные клеевые, паяные соединения, а также соединения с натягом.

Основным расчетом для всех соединений является расчет на прочность. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы прочность соединяемых и соединительных деталей была одинаковой.

13.2 Резьбовые соединения

Резьбовое соединение – это разъемное соединение деталей с помощью резьбы или с помощью деталей, имеющих резьбу – винтов, болтов, шпилек, гаек и винтовых стяжек. **Резьба** – это выступы на поверхности расположенные по винтовой кривой, с сечением согласно профилю резьбы. Эти выступы носят название *витков* (рисунок 13.1).



a – общий вид; *б* – винтовая кривая

Рисунок 13.1 – Резьба

Классификация резьбы

- 1) по форме поверхности, на которой нарезается резьба, различают цилиндрическую и коническую резьбы;
- 2) по форме профиля резьбы различают треугольную, прямоугольную, круглую, трапециевидную и др.;
- 3) по назначению: крепёжная (метрическая, трубная, круглая);
– крепёжно-уплотняющая (без зазоров);
– резьба винтовых механизмов (трапециевидная, прямоугольная, упорная);
- 4) по направлению винтовой линии: левая и правая;
- 5) по числу заходов: одно-, двух- и трёхзаходная.

Способы изготовления резьбы:

- 1) нарезка вручную;
- 2) нарезка на токарно-винторезных станках;
- 3) фрезерование на резьбофрезерных станках (большие диаметры и высокоточная резьба);
- 4) накатка на станках автоматах (серийное производство);
- 5) литьём на деталях из пластмассы, керамики и др.;
- 6) выдавливанием на тонкостенных изделиях.

Геометрические параметры метрической резьбы (рисунок 13.2):

d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; p – шаг резьбы, т.е. расстояние по линии, параллельной оси резьбы между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля резьбы, лежащими в одной осевой плоскости; α – угол профиля резьбы, т.е. угол между смежными боковыми сторонами резьбы осевого сечения; p_1 – ход резьбы (осевое перемещение гайки за один оборот). Для однозаходной резьбы $p_1 = p$, а для многозаходной $p_1 = n \cdot p$, где n – число заходов.

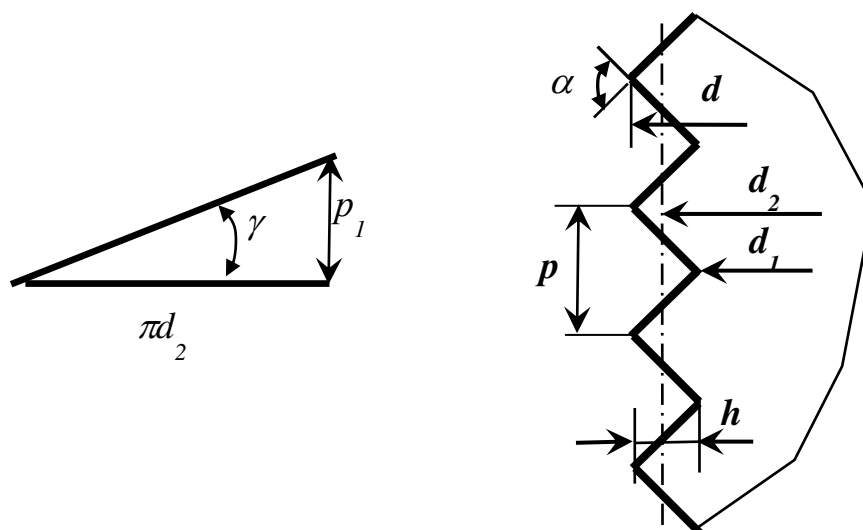


Рисунок 13.2 – Схема для определения геометрических параметров резьбы

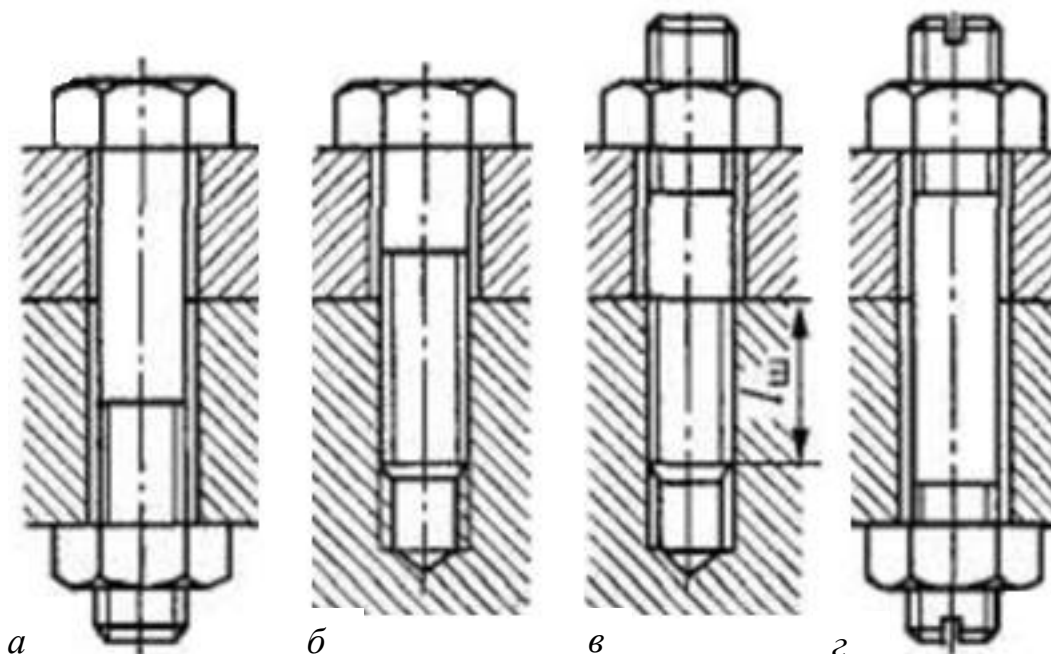
Угол γ подъёма винтовой линии по среднему диаметру

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_1}{\pi \cdot d_2}$$

Основные типы крепёжных деталей. Для соединения деталей применяют болты, винты, шпильки.

Болт – цилиндр с головкой и наружной резьбой, на которую навинчивают крепежную гайку. **Гайка** – деталь с резьбовым отверстием, имеющая форму, приспособленную для захвата ключом или рукой. Болт проходит сквозь соединяемые детали, которые стягиваются гайкой (рисунок 13.3 а).

Винт – внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей (рисунок 13.3 б). **Шпилька** – стержень с резьбой на обоих концах: или вкручивается в резьбу одной из соединяемых деталей (рисунок 13.3 в), или используется для стяжки детали с помощью гаек (рисунок 13.3 г).



а – болтовое; б – соединение винтом;
в и г – соединение шпилькой

Рисунок 13.3 – Типы резьбовых соединений

Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда постановка болта невозможна или нерациональна.

Достоинства резьбовых соединений:

- возможность создания больших осевых сил благодаря клиновому действию резьбы;
- возможность фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению;
- небольшие габариты и простота изготовления;
- надежность и удобство сборки и разборки;
- возможность точной установки соединяемых деталей и любой степени затяжки крепежными деталями.

Недостатки – наличие концентраторов напряжения, понижающих прочность деталей; низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации).

Теория винтовой пары

Если винт нагружен осевой силой F , то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить завинчивающий момент $T_{зав}$, при этом стержень винта должен удерживаться реактивным моментом T_p от вращения (рисунок 13.4). Следовательно,

$$T_{зав} = T_{тр} + T_p,$$

где $T_{тр}$ – момент трения на опорном торце

$$\text{гайки, } T_{тр} = \frac{F \cdot f \cdot D_{cp}}{2};$$

D_{cp} – средний диаметр торцевой

$$\text{поверхности гайки } D_{cp} = \frac{D_1 + d_{омс}}{2};$$

D_1 – наружный диаметр опорной поверхности гайки;

$d_{омс}$ – диаметр отверстия под винт;

f – коэффициент трения на торце гайки.

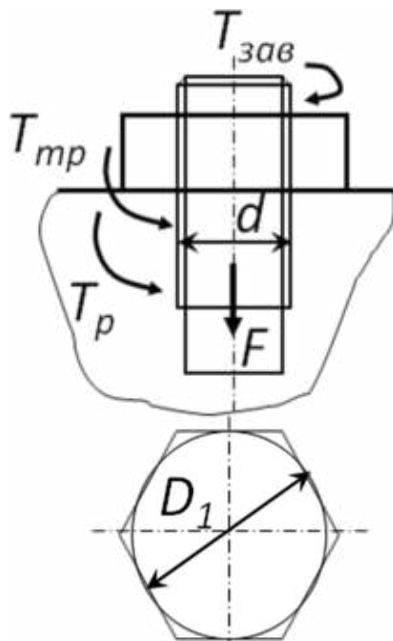


Рисунок 13.4 – Схема нагружения стержня винта

Момент сил трения в резьбе определяется, если рассмотреть гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы как по наклонной плоскости. Ползун находится в равновесии, если равнодействующая сила F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ (рисунок 13.5).

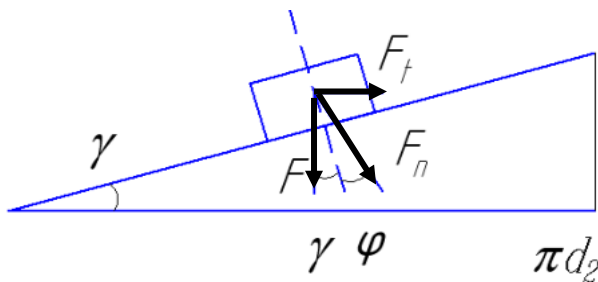


Рисунок 13.5 – Схема сил при завинчивании гайки

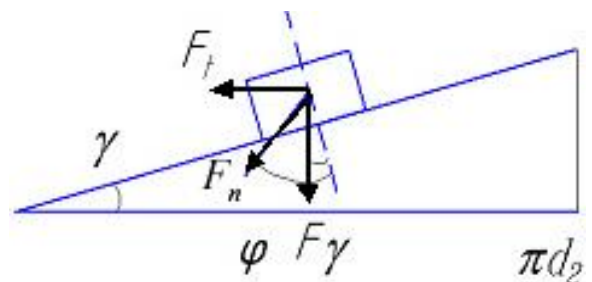


Рисунок 13.6 – Схема сил при отвинчивании гайки

В этом случае внешняя осевая сила F определяет окружную силу

$$F_t = F \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi) \text{ и так как } F_t = \frac{2 \cdot T_p}{d_2}, \text{ то } T_p = \frac{d_2}{2} F \text{ tg}(\varphi + \gamma),$$

где γ – угол подъёма винтовой линии резьбы;

φ – угол трения в резьбе, $\varphi = \arctg(f_{np})$;
 f_{np} – коэффициент трения в резьбе.

$$F_k \cdot \ell_k = T_{зав} = 0,5F \cdot d_2 \cdot \left[\frac{D_{cp}}{d_2} \cdot f + \operatorname{tg}(\varphi + \gamma) \right],$$

где ℓ_k – длина ручки ключа.

При отвинчивании гайки (рисунок 13.6) окружная сила F_t и силы трения меняют направление тогда $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \gamma)$. Момент отвинчивания $T_{омв}$ с учётом сил трения на торце гайки и по аналогии с предыдущей формулой

$$T_{омв} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \left[\frac{D_{cp}}{d_2} \cdot f + \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) \right].$$

По этим формулам можно отметить следующее.

1. Отношение $\frac{F}{F_k}$ силы F вдоль оси винта к силе F_k , приложенной на ручке ключа, даёт выигрыш в силе. Для стандартной резьбы при стандартной длине ключа $\ell_k \approx 15 \cdot d$ и $f = 0,15$ соотношение $\frac{F}{F_k} = 70 \dots 80$.

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

Стопорение резьбовых соединений

Самоотвинчивание нарушает работу и может привести к аварии. Во избежание самоотвинчивания гаек, винтов применяют особые устройства, называемые гаечными замками.

Классификация

1. Стопорение дополнительным трением (рисунок 13.8 а) за счёт создания дополнительных сил трения контргайкой, воспринимающей основную осевую нагрузку, после затяжки основной гайки, необходима взаимная затяжка гаек:

а) контргайкой;

б) самоконтрящиеся гайкой с радиальным натягом резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс;

в) самоконтрящиеся гайкой с несколькими радиальными прорезями;

г) гайкой с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании; обеспечивают большие силы трения, в винте применяют полиамидную пробку;

д) контргайкой цангового типа (сверху) – при навинчивании обжимается на конической поверхности и арочного типа (снизу) – при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу;

е) пружинными шайбами, усиливающими трение в резьбе;

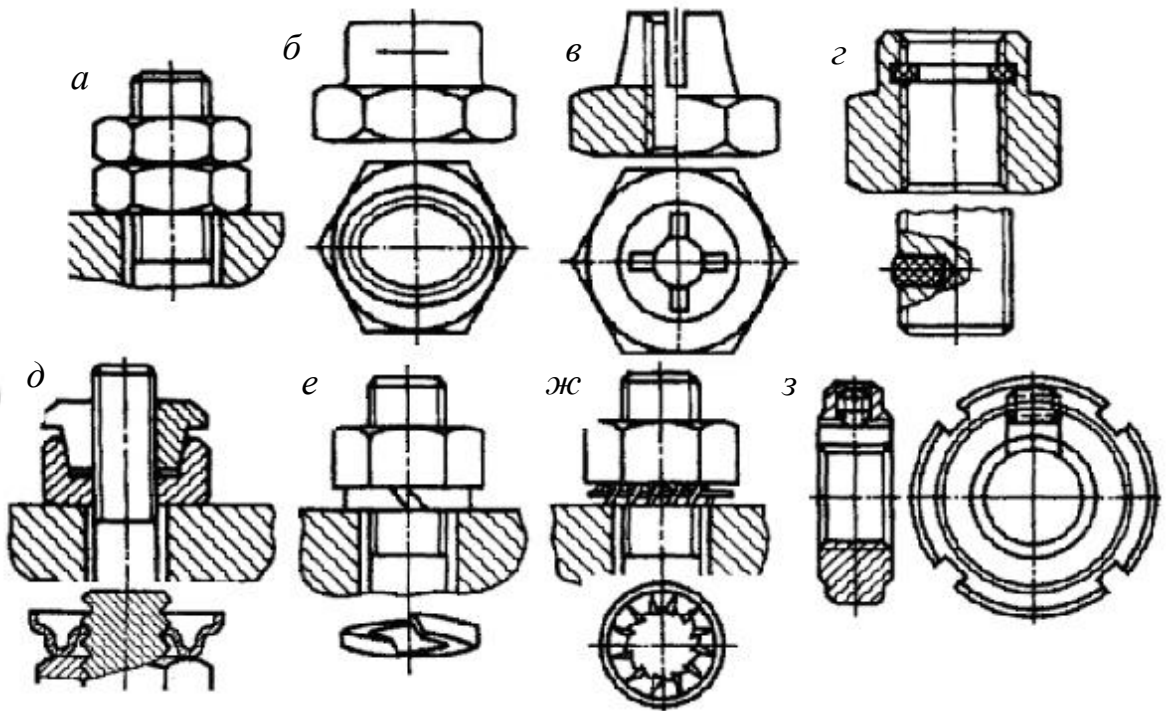


Рисунок 13.8 – Стопорение за счёт дополнительной силы трения

ж) пружинными шайбами с несколькими отогнутыми усиками;
 з) специальными винтами через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси.

Все эти способы применяют при спокойных нагрузках.

2. Стопорение специальными запирающими элементами (рисунок 13.9), полностью исключаями самопроизвольный проворот гайки:

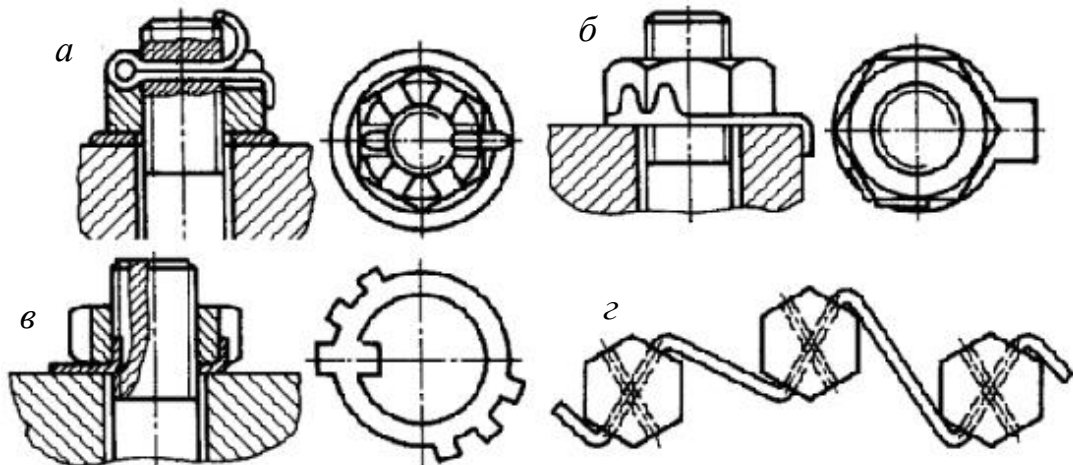


Рисунок 13.9 – Стопорение запирающими элементами

а) шплинтами по ГОСТ 397-79, сгибаемыми из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь; их выпадению препятствуют петля и разогнутые концы;

б) шайбами с лапками по ГОСТ 369395-52, одна из которых отгибается по грани гайки, а другая по грани детали; стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено;

в) шайбами многолапчатыми по ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу; внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки;

г) обвязка головок болтов проволокой через отверстия в групповых соединениях с натяжением проволоки в сторону затяжки болтов.

3. И, наконец, стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

Самоторможение винтовой пары и КПД механизма

Условие самоторможения будет обеспечено при $T_{омв} > 0$. Самоторможение в резьбе без учёта $F_{тр}$ трения на торце гайки выполняется, если $\text{tg}(\varphi - \gamma) > 0$, т.е. если угол трения в резьбе больше угла подъёма винтовой линии ($\varphi > \gamma$).

Для крепёжной резьбы угол подъёма $\gamma = 2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}30'$, а угол трения составляет

$$\varphi = 6^{\circ} \dots 16^{\circ} \quad (\text{tg}(\varphi) = f = 0,1 \dots 0,3).$$

При вибрации самоторможение нарушается, так как $f \leq 0,02$ (оно возможно при $f > 0,02$).

КПД η винтовой пары имеет смысл только для винтовых механизмов. С учётом трения на торце гайки

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\frac{D_{cp}}{d_2} \cdot f + \text{tg}(\varphi + \gamma)},$$

а учитывая

потери только в резьбе, КПД винтовой пары имеет вид $\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\varphi + \gamma)}$. Из

анализа этой формулы следует, что КПД возрастает с увеличением угла γ подъёма винтовой линии (увеличение угла γ до $20 \dots 25^{\circ}$ обеспечивается увеличением числа заходов) и с уменьшением угла φ трения.

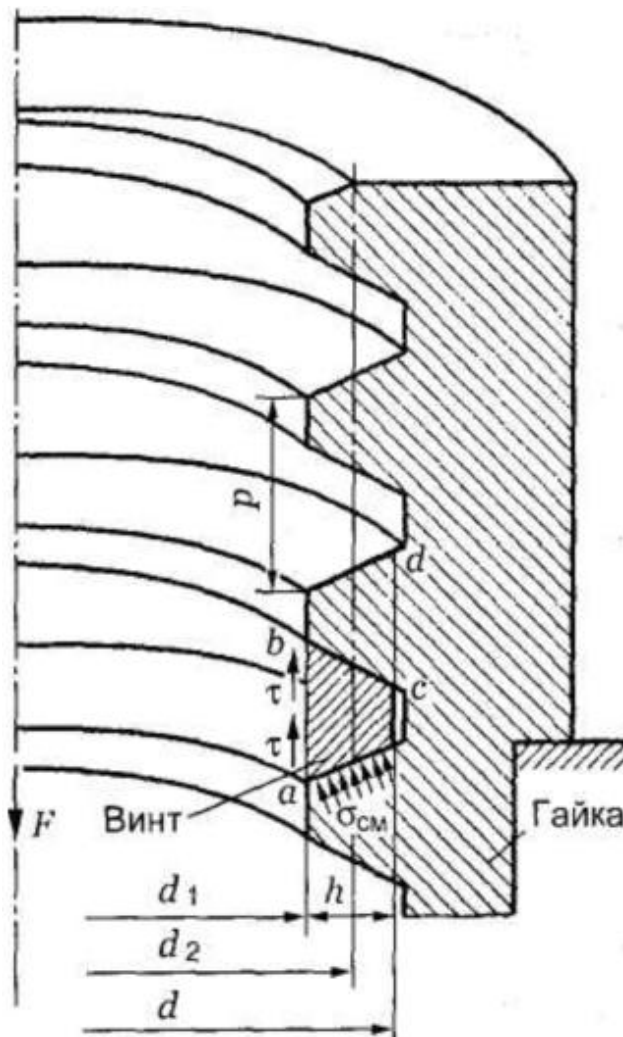


Рисунок 13.10 – Схема нагружения резьбы

Способами увеличения КПД являются:

- 1) увеличение числа заходов;
- 2) понижение трения в резьбе:
 - использованием антифрикционных материалов;
 - улучшением качества обработки;
 - смазкой;
 - использованием шариковых винтов
 - установкой подшипников в торце винта, под гайку.

Расчёт резьбы на прочность

Основной вид разрушения:

- для крепёжной резьбы – срез витков;
- для ходовой резьбы – износ витков.

Поэтому основным критерием работоспособности и расчёта является:

- для крепёжной резьбы – прочность, связанная с напряжением среза τ ;
- для ходовой резьбы – износостойкость, связанная с напряжением смятия $\sigma_{см}$.

Условие прочности резьбы по напряжениям среза:

- для стержня винта
$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau];$$
- для гайки
$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau],$$

где H – высота гайки, $H = z \cdot p$;

z – число витков в гайке;

p – шаг резьбы;

d_1 – внутренний диаметр;

K – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности
распределения нагрузки по виткам.

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot z \cdot h} \leq [\sigma_{см}] \text{ или } \sigma_{см} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma_{см}],$$

где h – рабочая высота резьбы;

z – число витков.

Равнопрочность резьбы и стержня винта является условием назначения высоты H стандартных гаек.

Приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение σ_T и сдвиг τ и учитывая, что $\tau = 0,6 \cdot \sigma_m$. т.е.

$$\frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m} = 0,6 \cdot \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2}, \text{ определяют высоту гайки } H.$$

Из этого условия равной прочности при $K = 0,87$ и $K_m = 0,6 \dots 0,7$ получим $H = 0,8 \cdot d_1$

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания H_1 винтов и шпилек в детали: стальные $H_1 = d$; чугунные $H_1 = 1,5 \cdot d$.

Расчёт на прочность стержня винта при различных случаях нагружения

1. Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой (рисунок 13.11). Расчёт проводится из условия прочности на растяжение $\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$.

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

Например, нарезной участок крюка для подвешивания груза грузоподъёмных машин.

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (рисунок 13.12).

В этом случае стержень болта растягивается осевой силой F_3 , возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом силы трения в резьбе T_p .

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \phi)}{0,2 \cdot d_1^3} \leq [\tau]$$

$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad \sigma_3 \leq [\sigma]_p$. Например, болты для крепления люков и крышек герметичных корпусов машин.



Рисунок 13.11 – Нагружение стержня винта внешней растягивающей силой

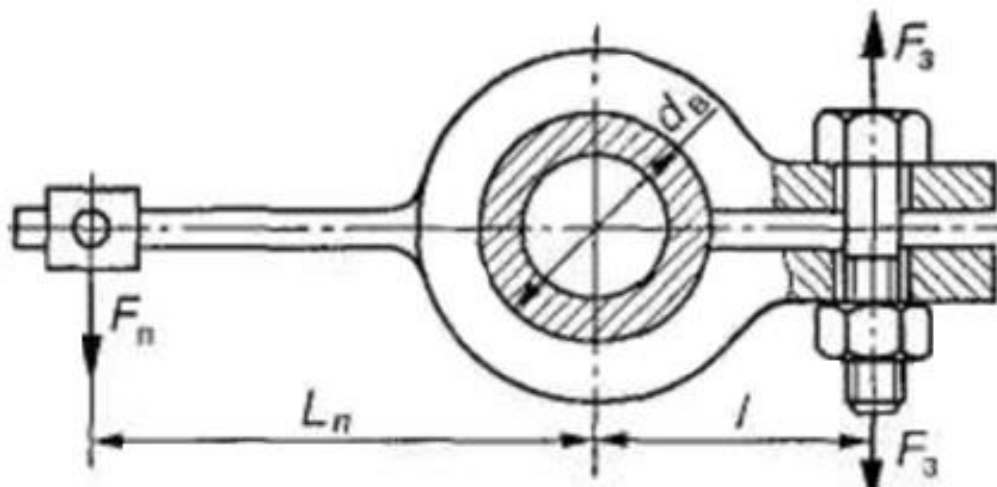


Рисунок 13.12 – Схема нагружения без внешней нагрузки

3. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надёжности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Болт установлен с зазором (рисунок 13.13 a). Внешняя нагрузка F уравновешивается силами трения F_{mp} в стыке, которые возникают от затяжки болта. Из равновесия детали условие отсутствия сдвига деталей

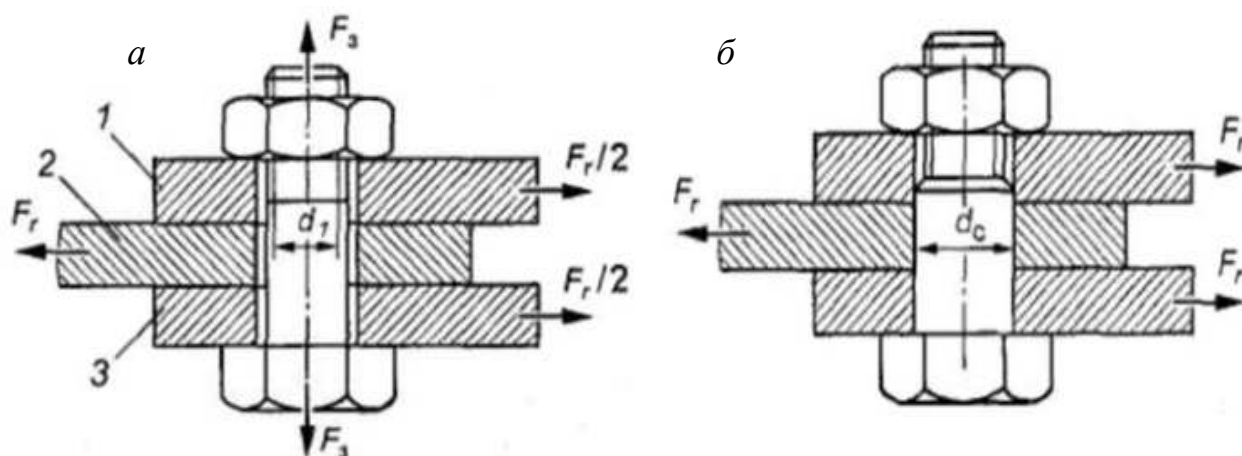
$$F \leq F_{mp} i = F_{зам} f \cdot i \quad \text{или} \quad F_{зам} = K \cdot F / (f \cdot i),$$

где i – число плоскостей стыка;

f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 \dots 0,2$ для сухих стальных и чугунных плоскостей);

K – коэффициент запаса ($K = 1,3 \dots 1,5$ – при статической нагрузке, $K = 1,8 \dots 2,0$ – при переменной нагрузке).

Прочность болта оценивается по напряжениям σ от растяжения.



a – с зазором; b – без зазора
Рисунок 13.13 – Установка болта

Внешняя нагрузка F на болт не передаётся, поэтому болт рассчитывается только на статическую прочность даже при переменных нагрузках.

Влияние переменной нагрузки учитывают повышенными значениями коэффициента K запаса $K = 1,8 \dots 2,0$.

Болт установлен без зазора (рисунок 13.13 b).

В этом случае неподвижность соединения обеспечивается беззазорной посадкой болта.

Затяжка болта обязательна. Стержень болта рассчитывают по напряже-

ниям среза $\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\tau]$ и смятия. $\sigma_{см} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot \delta} \leq [\sigma]$.

Формула $\sigma_{см}$ справедлива для болта и деталей. Из двух значений $\sigma_{см}$ в этих формулах расчёт прочности выполняют по наибольшему $\sigma_{см}$.

Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}]$ определяют по более слабому материалу.

Расчёт на прочность соединений, включающих группу болтов

Расчет сводится к определению расчётной нагрузки для наиболее нагруженного болта.

Затем рассчитывают прочность болта по формулам одного из случаев, рассмотренных выше.

Для расчёта группы болтов принимают допущения:

1. Поверхности стыка остаются плоскими при всех фазах нагружения, что справедливо только для деталей, обладающих достаточной жёсткостью.
2. Поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей.
3. Все болты затянуты с одинаковой силой.

Различают три характерных случая расчёта соединений, включающих группу болтов.

1-й случай. Равнодействующая нагрузка соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через центр тяжести. Это случай для болтовых соединений круглых и прямоугольных крышек, нагруженных давлением жидкостей или газов. Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт:

$$F = R/z,$$

где R – равнодействующая нагрузка на соединение;
 z – число болтов.

Расчётную нагрузку на болт определяют по формуле

$$F_p = F_{зам} + F_б = F_{зам} + (0,2 \dots 0,3) \cdot F,$$

где $F_{зам}$ – внешняя нагрузка на болт.

Усилие затяжки определяют по формуле $F_{зам} = K \cdot F / (f \cdot i)$.

2-й случай. Нагрузка R , действующая на соединение вдоль стыка со смещением относительно оси симметрии группы болтов, сдвигает детали в стыке силовыми факторами: поперечной силой Q и крутящим моментом T . Примером может служить консольное нагружение кронштейна силой R вдоль стыка деталей на расстоянии l от оси симметрии группы болтов. В этом случае суммарная нагрузка каждого болта определяется геометрической суммой реакций от крутящего момента и поперечной силы. За расчётную нагрузку принимают наибольшую из суммарных нагрузок. При постановке без зазора прочность болтов и деталей соединения определяют по напряжениям среза и смятия.

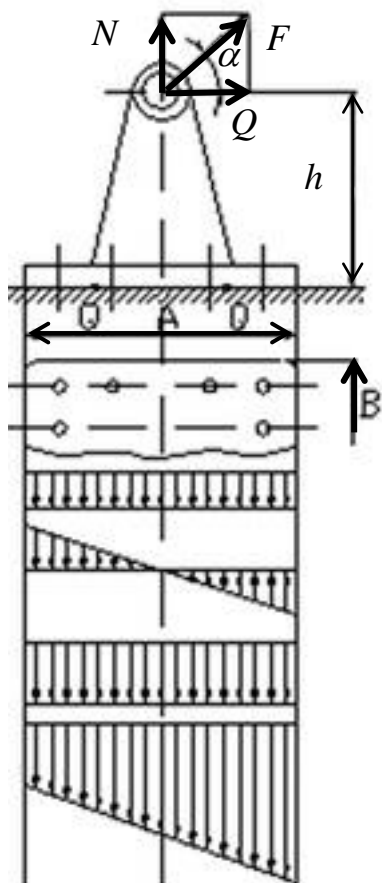


Рисунок 13.15 – Схема нагружения моментом в плоскости, перпендикулярной стыку

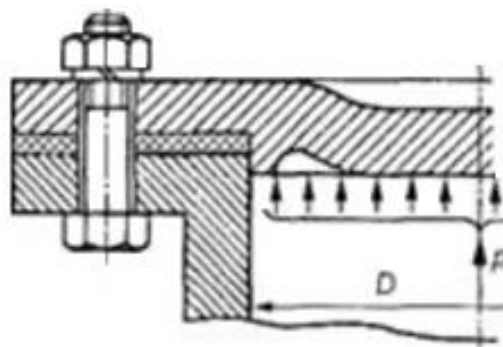


Рисунок 13.14 – Нагрузка перпендикулярна плоскости стыка

При постановке болтов с зазором прочность определяется затяжкой

$$F_{зам} = F \cdot K / f,$$

где K – коэффициент запаса, $K = 1,3 \dots 2,0$;
 F_{max} – сила, приходящаяся на один болт;
 f – коэффициент трения в стыке.

Прочность болтов рассчитывается по формуле $\sigma_{эк} = 1,3 \cdot F_{зам} / (\pi \cdot d^2 / 4) \leq [\sigma]$.

3-й случай. Расчёт группы болтовых соединений при действии отрывающего момента в плоскости, перпендикулярной стыку.

Нагрузка F , действующая на стык, разлага-

ется по осям (рисунок 13.15) и дает следующие составляющие:

- 1) нормальную силу $N = F \cdot \sin \alpha$;
- 2) касательную силу $Q = F \cdot \cos \alpha$;
- 3) отрывающий момент $M = Q \cdot h = F \cdot h \cdot \cos \alpha$.

По условия плотности (нераскрытия) стыка:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{зам}} - \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{N}} \geq [\sigma]_0;$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зам}} - \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{N}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где σ_{N} – нормальные растягивающие

напряжения в стыке,
$$\sigma_{\text{N}} = \frac{N}{A \cdot B};$$

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба в стыке,

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot H \cdot Q}{A^2 \cdot B};$$

$\sigma_{\text{зам}}$ – напряжение затяжки в стыке,
которые должны перекрыть

действие σ_{N} и $\sigma_{\text{и}}$,
$$\sigma_{\text{зам}} = \frac{F_{\text{зам}}}{A \cdot B};$$

$[\sigma]_0$ – наименьшее допускаемое давление
смятия в стыке (по таблицам);

$[\sigma]_{\text{см}}$ – наибольшее допускаемое давление
смятия в стыке.

Определение напряжения затяжки

$$\sigma_{\text{зам}} = [\sigma]_0 + \sigma_{\text{и}} - \sigma_{\text{N}} = [\sigma]_0 + \frac{6 \cdot H \cdot Q}{A^2 \cdot B} - \frac{N}{A \cdot B}$$

и усилия затяжки болтов $F_{\text{зам}} = \sigma_{\text{зам}} \cdot A \cdot B$.

Для упрощения расчетов полагают, что фланцы достаточно жесткие, а болты – податливые и определяют напряжение в болтах по усилию их затяжки:

$$\sigma_{\text{б}} = \frac{1,3 F_{\text{зам}}}{z \cdot \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}} \leq [\sigma].$$

Проверяется стык на сдвиг касательной силой $Q < F_{\text{тр}} = F_{\text{зам}} \cdot f$,

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения в стыке;

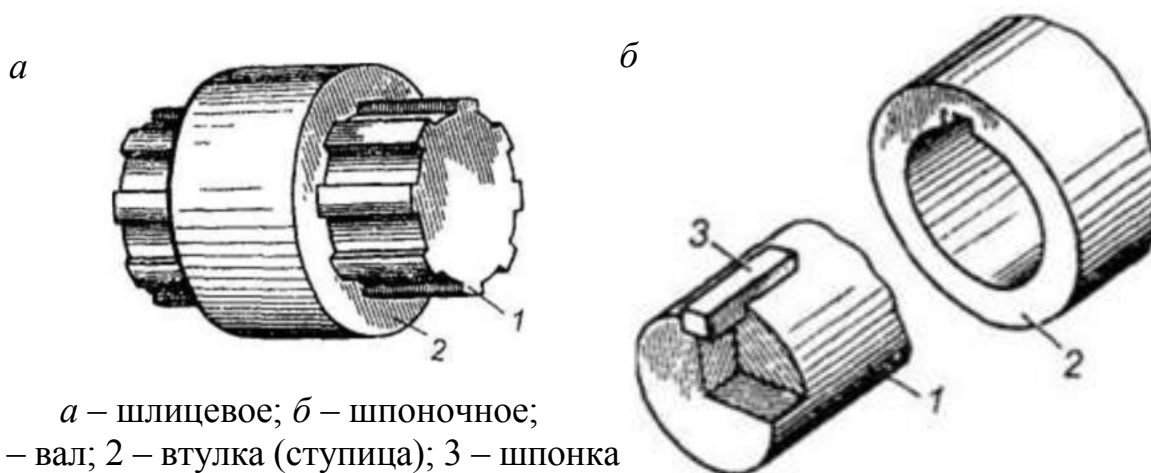
f – коэффициент трения в стыке.

14 ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

14.1 Шпоночные соединения

Назначение, краткая характеристика и область применения шпоночных соединений

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т.п.), а также для передачи вращающего момента от вала 1 к ступице детали 2 или, наоборот, от ступицы к валу (рисунок 14.1).



а – шлицевое; *б* – шпоночное;
1 – вал; 2 – втулка (ступица); 3 – шпонка

Рисунок 14.1 – Соединения

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). **Шпонка** представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

По конструкции шпонки подразделяют на:

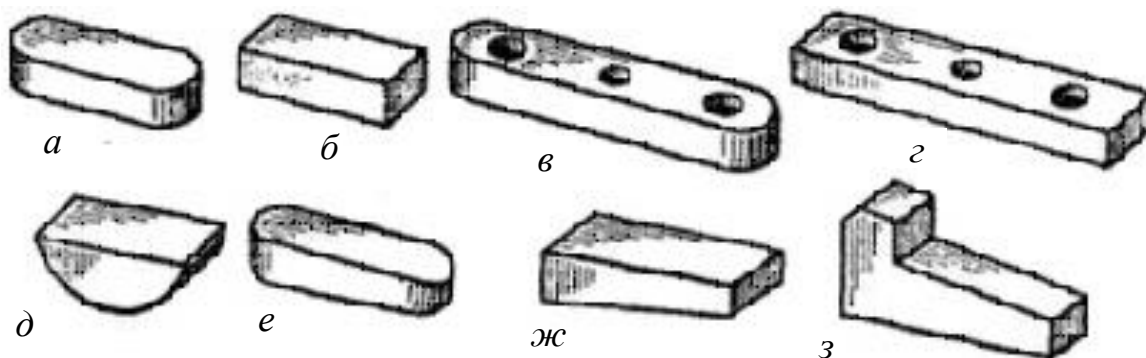
– *призматические* со скругленными (исполнение 1 – рисунок 14.2 *а, в*) и плоскими торцами (исполнение 2 – рисунок 14.2 *б, г*); с одним плоским, а другим скругленным торцом (исполнение 3); эти шпонки не имеют уклона и их закладывают в паз, выполненный на валу (рисунок 14.2 *в, г* – шпонки имеют отверстия для их закрепления). Шпонки исполнения 1 рекомендуются для более точных соединений.

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

Рабочими поверхностями являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не

удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки, установочные винты и др.;



а, в – шпонки со скругленными торцами; б, г – шпонки с плоскими торцами; д – сегментная шпонка; е, ж, з – клиновые шпонки

Рисунок 14.2 – Конструкции шпонок

– *сегментные* (рисунок 14.2 д); представляют собой сегментную пластину, заложённую закруглённой стороной в паз соответствующей формы, профрезерованный на валу. Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов и часто применяют для конических концов валов. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Широко применяют в серийном и массовом производстве;

– *цилиндрические* 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;

– *клиновые* без головки (рисунок 14.2 е, ж) и с головкой (рисунок 14.2 з). Условия работы этих шпонок одинаковы. Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. *Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение.* В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения, которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. 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 ти-

ходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки;

– *тангенциальные*. Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.). 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.

Достоинства шпоночных соединений

– простота конструкции, дешевизна и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостатки шпоночных соединений

– шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали (из-за этого приходится увеличивать толщину ступицы и диаметр вала). Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом;

– шпоночные соединения нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки);

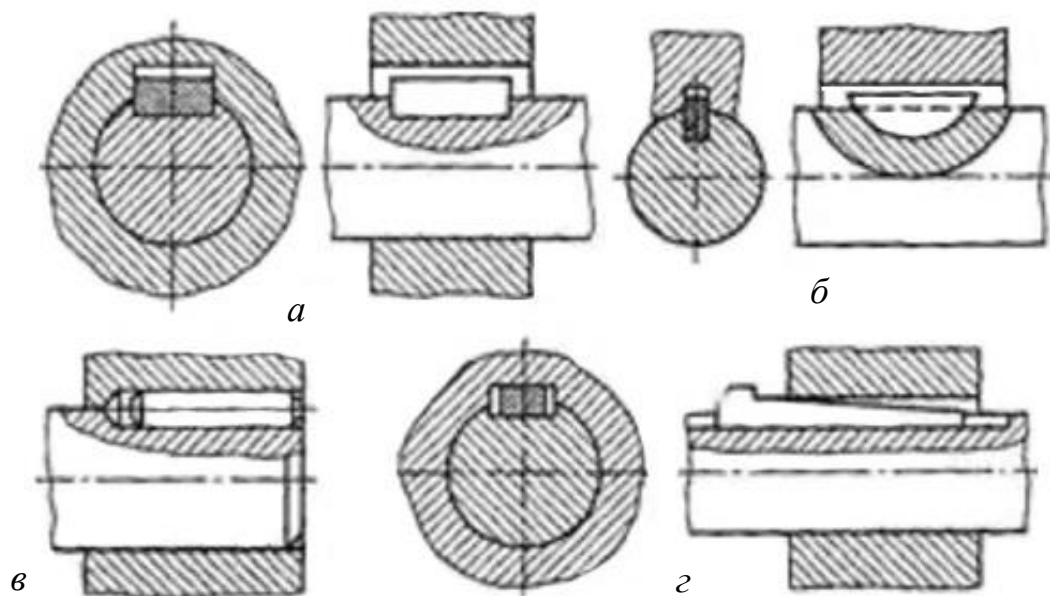
– шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений);

– трудность обеспечения их взаимозаменяемости (необходимость ручной подгонки шпонок), что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Все основные виды шпоночных соединений можно разделить на две группы: *ненапряженные* и *напряженные*.

К ненапряженным относят соединения с призматическими (рисунок 14.3 *а*), сегментными (рисунок 14.3 *б*) и круглыми (рисунок 14.3 *в*) шпонками. Шпоночные пазы на всех валах выполняют дисковыми или торцовыми фрезами. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом. В ступицах деталей шпоночные пазы можно получить как на фрезерных, так и на долбежных

станках. Размеры пазов определяют расчетным путем с учетом требований стандарта.



а, б, в – ненапряженные соединения; *г* – напряженное соединение
Рисунок 14.3 – Виды шпоночных соединений

Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений – это расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Размеры шпонки $b \times h$ выбирают в зависимости от диаметра вала d , а ее длину принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту.

Проверяют по напряжениям смятия в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где F_t – сила, передаваемая шпонкой, $F_t = 2T/d$;

$A_{см}$ – площадь смятия, $A_{см} = (h - t_1) \cdot \ell_p$.

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.

Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot \ell_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см},$$

где T – передаваемый момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

$(h - t_1)$ – рабочая глубина паза, мм;

ℓ_p – рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом $\ell_p = l$, со скругленными торцами $\ell_p = l - b$;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение (для чугуновых ступиц

$[\sigma]_{см} = 60 \dots 80$ МПа, для стальных $[\sigma]_{см} = 100 \dots 150$ МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера. Длину ступицы $l_{см}$ принимают на 8...10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5 \cdot d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под углом 180 или 120°. При расчете многшпоночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно.

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot \ell_p \cdot b} \leq [\tau]_{ср},$$

где $\tau_{ср}$ – расчетное напряжение на срез, МПа;

b – ширина шпонки, мм;

$[\tau]_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_s > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{ср} = 60 \dots 90$ МПа.

Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие, и так как сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез (см. расчёт призматических шпонок на смятие и на срез).

Расчет на прочность соединений с врезными клиновыми шпонками

Соединения врезными клиновыми шпонками проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{12 \cdot T}{d \cdot \ell \cdot (b + 6 \cdot f \cdot d)} \leq [\sigma]_{см},$$

где ℓ_p – длина рабочей части шпонки;

f – коэффициент трения, для стали по чугуну или стали $f = 0,15 \dots 0,18$.

Соединения цилиндрическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d_{ш} \cdot \ell \cdot b} \leq [\sigma]_{см}.$$

14.2 Шлицевые (зубчатые) соединения

Назначение и краткая характеристика основных типов, достоинства и недостатки, область применения шлицевых соединений

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпонок. Этому способствует оснащение промышленности специальным оборудованием – шлицефрезерными и протяжными станками. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

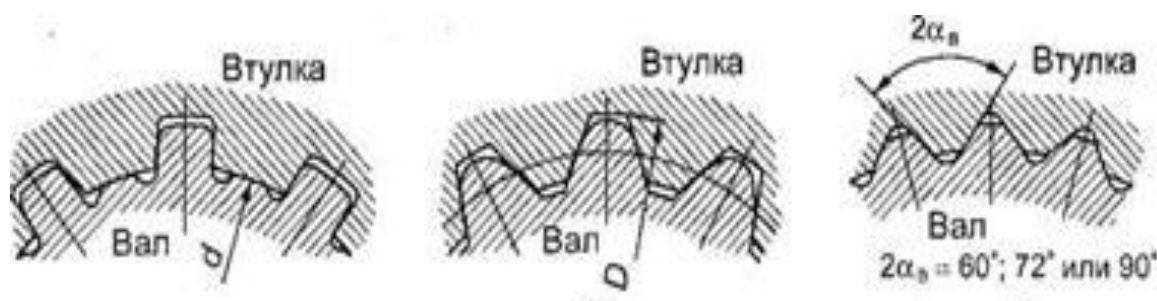
Шлицевые соединения образуются выступами – зубьями на валу, ходящими во впадины соответствующей формы в ступице. Вал и отверстие в ступице обрабатывают так, чтобы боковые поверхности зубьев или участки цилиндрических поверхностей (по внутреннему или наружному диаметру зубьев) плотно прилегали друг к другу. Соответственно различают шлицевые соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев, по внутреннему или наружному диаметру. Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. *По характеру соединения различают: неподвижные* – для закрепления детали на валу; *подвижные* – допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

В зависимости от профиля зубьев различают три основных типа соединений:

– с прямобочными зубьями (рисунок 14.4 а, рисунок 14.5) – число зубьев $Z = 6, 8, 10, 12$;

– с эвольвентными зубьями (рисунок 14.4 б) – число зубьев $Z = 12, 16$ и более;

– с треугольными зубьями (рисунок 14.4 в) – число зубьев $Z = 24, 36$ и более.



а – прямобочные зубья; *б* – эвольвентные зубья;

в – треугольные зубья

Рисунок 14.4 – Типы зубчатых (шлицевых) соединений

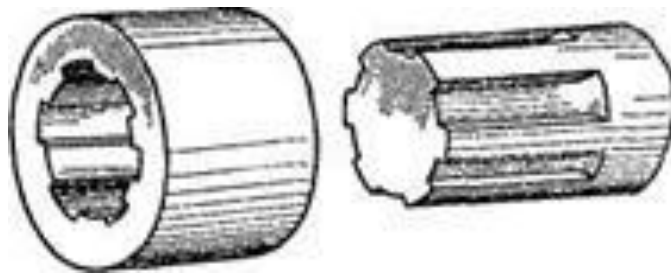


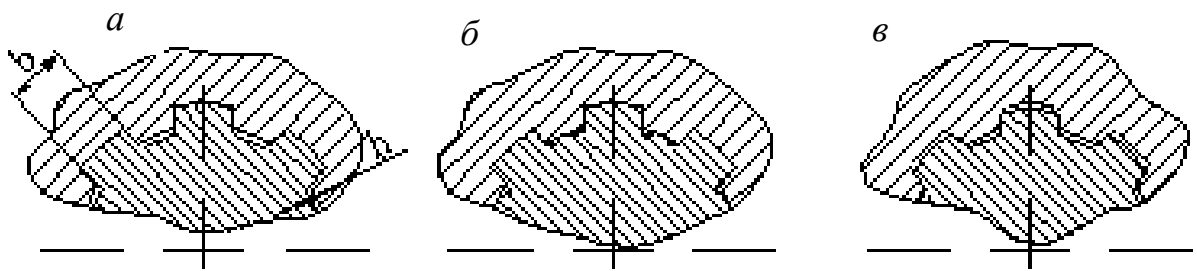
Рисунок 14.5 – Прямобоочные зубья (шлицы)

Зубья на валу фрезеруют, а в ступице – протягивают на специальных станках. Число зубьев для прямобоочных и эвольвентных соединений – 4–20; для треугольных – до 70.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют *прямобоочные зубчатые соединения*. Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобоочных зубчатых соединений – легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся одна от другой высотой и числом зубьев (чаще применяют соединения с шестью–десятью зубьями).

Прямобоочные шлицевые соединения различают также по способу центрирования:

– по наружному диаметру D (наиболее точный способ центрирования) (рисунок 14.6 *а*). 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 производстве;



а – по наружному диаметру D ; *б* – по внутреннему диаметру d ;
в – по боковым граням

Рисунок 14.6 – Центрирование прямобоочных зубчатых соединений

– по внутреннему диаметру d (при закаленной ступице) (рисунок 14.6 *б*). 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;

– по боковым граням (при реверсивной работе соединения и отсутствии жестких требований к точности центрирования) (рисунок 14.6 *в*). Центриро-

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

Зазор в контакте поверхностей: центрирующих – практически отсутствует, нецентрирующих – значительный.

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую, 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 тоже стандартизованы и используются так же, как и прямобочные, в подвижных и неподвижных соединениях. Угол зацепления $\alpha = 30$. 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. Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с треугольным профилем зубьев не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные соединения. Имеют большое число мелких зубьев, поэтому мало ослабляют вал. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям, не стандартизованы. Рекомендуется для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

Зубчатые соединения изготавливают из сталей с временным сопротивлением $\sigma_s = 500$ МПа.

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения имеют следующие преимущества:

- 1) при одинаковых габаритах опускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта;
- 2) обеспечивают большую усталостную прочность вала из-за отсутствия шпоночных канавок;

3) обеспечивают лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении. Эти преимущества обусловили их широкое применение в высоконагруженных машинах (станкостроении, авиастроении, автотранспортной промышленности и т.д.);

4) усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала;

5) уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре;

6) обеспечивается высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям;

7) уменьшается длина ступицы.

Недостатки зубчатых соединений: требуют специального оборудования для изготовления отверстий, более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

Рекомендации по конструированию шлицевых соединений

1. Для подвижных соединений рекомендуют рабочую длину ступицы принимать не меньше диаметра вала, т.е. $l_p \geq d$. При коротких ступицах ($l_p < d$) возможно защемление от перекоса при перемещении вдоль вала.

2. В длинных ступицах ($l_p > 1,5d$) необходима расточка отверстия выхода стружки при протягивании (см. рисунок 14.7).

3. Для облегчения входа протяжки и сборки соединения в отверстия предусматривают заводные фаски (см. рисунок 14.7).

4. В соединениях, воспринимающих радиальные нагрузки (зубчатые и червячные колеса, звездочки, шкивы), зубья шлицевого соединения желательно располагать симметрично относительно венцов.

5. Для уменьшения изнашивания следует уменьшать зазоры в соединении, повышать точность изготовления и твердость рабочих поверхностей.

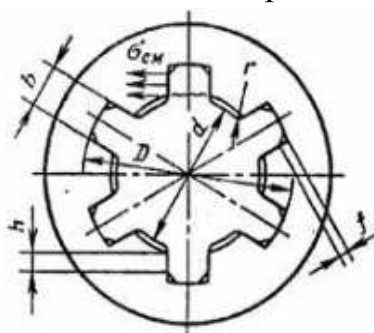


Рисунок 14.7 – Схема поперечного сечения шлицевого соединения

Основными критериями работоспособности шлицов являются:

– сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);

– сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Расчет на прочность прямобочных шлицевых (зубчатых) соединений
 Проверочный расчет на прочность прямобочных зубчатых соединений аналогичен расчету призматических шпонок.

В зависимости от диаметра вала d (рисунок 14.8) выбирают параметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смятие.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{K_{шл} \cdot z \cdot d \cdot A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где T – момент, Нмм;

$K_{шл}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (шлицами), $K_{шл} = 0,75$;

z – число зубьев (выбирают в зависимости от d);

$d_{ср}$ – средний диаметр соединения, для прямобочных зубьев $d_{ср} = \frac{D+d}{2}$,

для эвольвентных зубьев $d_{ср} = z \cdot m$, мм;

m – модуль зубьев;

$A_{см}$ – площадь смятия, $A_{см} = l_p \cdot \left(\frac{D-d}{2} - f - r \right)$, мм²;

l_p – рабочая длина зубьев, мм;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев из сталей, имеющих $\sigma_s > 500$ Мпа.

Проверку зубьев на срез не производят.

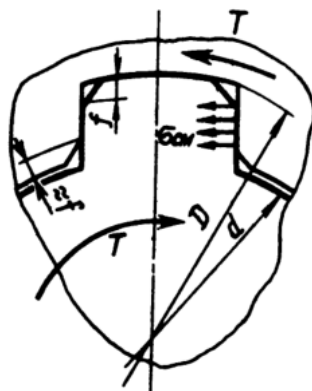


Рисунок 14.8 – К расчету прямобочного шлицевого соединения

При расчете допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления в работе участвует только 75% общего числа зубьев.

Размеры D , l , r (см. рисунок 14.8) прямобочных шлицевых соединений выбирают в зависимости от d по ГОСТ 1139-80*.

Обозначение втулки при центрировании по внутреннему диаметру d :

$$d - 8X36H7X40H12X7D9,$$

где d – вид центрирования; 8 – число зубьев;

36 – внутренний диаметр с полем допуска H7;

40 – наружный диаметр с полем допуска H12;

7 – ширина зуба с полем допуска D9;

то же для вала $d - 8X36e8X X40a11X7f8$,

где e8, a11 и f8 – поля допусков d , D , b соответственно.

15 НЕРАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

15.1 Заклёпочные соединения

Заклёпочные соединения применяются для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуется расклёпыванием стержня заклёпки, вставленной в отверстие детали. При этом образуется замыкающая головка, а стержень заполняет зазоры в отверстии.

Достоинства:

- высокая надежность соединения;
- удобство контроля качества клепки;
- повышенная сопротивляемость ударным и вибрационным нагрузкам;
- возможность соединения деталей из трудносвариваемых металлов, например из алюминия;
- не дают температурных деформаций;
- детали при разборке не разрушаются.

Недостатки:

- 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);
- повышенный расход материала для этого соединения (из-за ослабления соединяемых деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение их толщины, применение накладок и т.п.);
- детали ослаблены отверстиями;
- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- невозможность соединения деталей сложной конфигурации.

Область применения

В настоящее время в связи с бурным развитием сварки заклепочные соединения имеют ограниченное применение (в конструкциях, для которых методы сварки и склеивания еще недостаточно разработаны или малоэффективны, а также в соединениях, работающих при больших вибрационных или ударных нагрузках при высоких требованиях к надежности соединения). Также в соединениях окончательно обработанных деталей, в которых применение сварки недопустимо из-за их коробления при нагреве. Большой объем клепально-сборочных работ производится при изготовлении летательных аппаратов. Некоторые самолеты имеют более миллиона заклепок. Заклепочные соединения находят применение в подъемно-транспортных машинах, в строительстве железнодорожных мостов, котлостроении и т.п.

Классификация

Заклепочные швы классифицируют:

- *по назначению* – прочные швы (мостовые и крановые фермы, самолеты и т.д.), обеспечивающие прочность соединения, прочноплотные (в котлах и резервуарах с высоким давлением), плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением), обеспечивающие прочность и герметичность;

– по взаимному расположению соединяемых деталей – швы встык с одной или двумя накладками (см. рисунок 15.1 б) и швы внахлестку (см. рисунок 15.1 а);

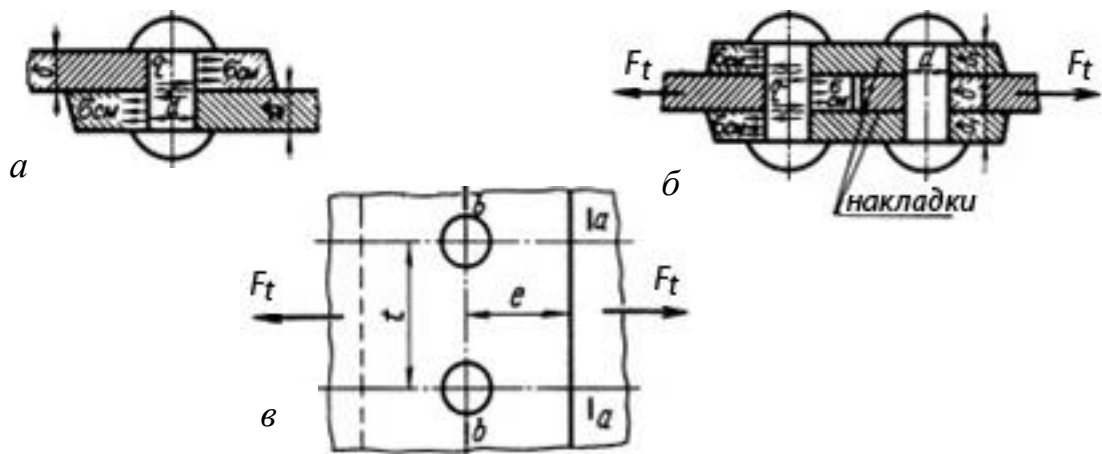
– по числу рядов (для швов встык число рядов учитывается по одну сторону стыка) – однорядные и многорядные;

– по расположению заклепок в рядах – параллельные и шахматные швы;

– по условиям работы (по числу плоскостей среза) – односрезные швы – с одной плоскостью среза в каждой заклепке (см. рисунок 15.1 а) и многосрезные – с несколькими плоскостями среза каждой заклепки (двухсрезные – см. рисунок 15.1 б).

Условия нагружения заклёпок подобны условиям нагружения болтов, установленных без зазора, поэтому заклёпки также работают и проверяются на срез и на смятие. При расчёте допускают, что нагрузка распределяется равномерно между заклёпками шва, а силы трения в стыке отсутствуют и не учитываются.

В соединениях широких листов за расчётную нагрузку принимают силу F_t , действующую на фронте одного шага t .



а – шов внахлестку; б – стыковой шов; в – двухрядный шов

Рисунок 15.1 – Заклёпочное соединение

При этом значение F_t определяют по напряжениям σ^l растяжения в сечении, не ослабленном отверстиями под заклёпки: $F_t = \sigma^l \cdot t \cdot \delta$.

Прочность листа в сечении, ослабленном отверстием:

$$\sigma = \frac{F_t}{(t - d) \cdot \delta} \leq [\sigma].$$

Прочность заклёпочного шва проверяют по отношению $\frac{\sigma^l}{\sigma} = \frac{t - d}{t} = \varphi$,

которое называется коэффициентом прочности. Для однорядного шва $\varphi = 0,65$ при стандартных размерах d , t , δ . Для увеличения значения φ до 0,9 применяют многорядные и многосрезные швы, позволяющие уменьшить диаметр заклёпок (диаметр отверстия).

15.2 Сварные соединения

Сварные соединения – это неразъёмные соединения, которые образуются путём сваривания материалов деталей и не требуют вспомогательных элементов. Виды сварок очень разнообразны. Наиболее распространена электрическая сварка. Различают два вида электросварки – дуговую и контактную.

Электродуговая сварка основана на использовании теплоты электрической дуги для расплавления металла. Различают сварку под флюсом и электрошлаковую сварку.

Контактная сварка основана на повышении омического сопротивления в стыке деталей. Различают стыковую контактную сварку и нахлесточные точечную и шовную контактные сварки.

Сварное соединение – это наиболее совершенное из неразъёмных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным.

Конструкция и расчёт на прочность

1. Соединение встык. Стыковое соединение – наиболее простое и надёжное. В зависимости от толщины соединяемых элементов соединение выполняют с обработкой кромок или без обработки (рисунок 15.2).

Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки соединение стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчёт прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывается при назначении допускаемых напряжений.

$$\text{При растяжении } \sigma_p = \frac{F}{b \cdot \delta} \leq [\sigma^1]$$

$$\text{и при изгибе } \sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot M}{b \cdot \delta^2} \leq [\sigma^1],$$

где b и δ – ширина и толщина полосы соответственно;

$[\sigma^1]$ – допускаемое напряжение для сварных соединений.

Отношение $[\sigma^1]$ к допускаемому напряжению на растяжение для металла детали является коэффициентом прочности сварного соединения:

$$\frac{[\sigma^1]}{[\sigma]} = \varphi = 0,9 \dots 1,0.$$

Для косых швов принимают $[\sigma^1] = [\sigma_p]$.

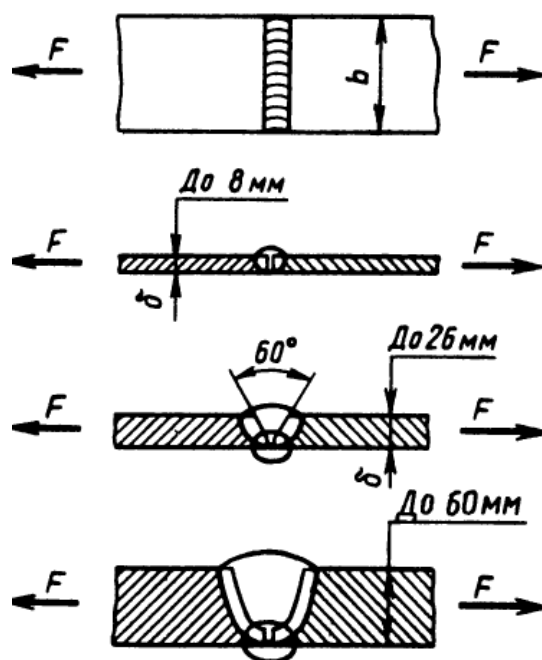


Рисунок 15.2 – Стыковое сварное соединение разной толщины

2. Соединение внахлестку выполняют с помощью угловых швов. В зависимости от формы поперечного сечения различают угловые швы: нормальные 1, вогнутые 2, выпуклые 3 (рисунок 15.3).

Основные геометрические параметры углового шва – катет K и высота h . Для нормального шва $h = K \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7 \cdot K$. По условиям технологии сварки $K \geq 3$ мм. В большинстве случаев $K = \delta$.

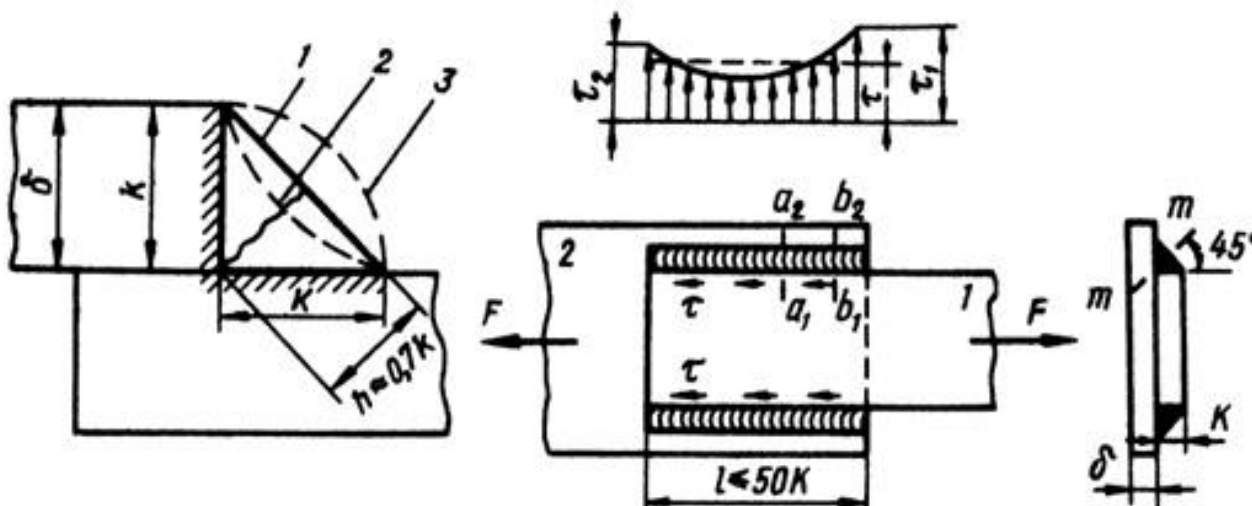
В зависимости от расположения различают: лобовые, фланговые и косые швы.

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговые – параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми швами и лобовыми швами.

Фланговые швы подвергаются срезу и рассчитываются по касательным напряжениям τ в опасном сечении $m-m$. Длина фланговых швов ограничивается условием $l \leq 50 \cdot K$.

$$\tau = F / (2 \cdot l \cdot 0,7 \cdot K),$$

где $0,7 \cdot K$ – высота шва h .



1 – нормальный угловой шов; 2 – вогнутый шов; 3 – выпуклый шов;
 $m-m$ – опасное сечение

Рисунок 15.3 – Сварное соединение внахлестку

Если одна из соединяемых деталей асимметрична, то расчёт прочности производят с учётом нагрузки, воспринимаемой каждым швом (рисунок 15.4).

Равнодействующая нагрузка F проходит через центр тяжести асимметричной детали (уголка) и распределяется по швам обратно пропорционально плечам l_1 и l_2 .

Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы $l_1/l_2 = e_2/e_1$.

При этом напряжение в обоих швах

$$\tau = F / [0,7 \cdot K \cdot (l_1 + l_2)] \leq [\tau].$$

Если соединение нагружено моментом изгиба, то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно, а их векторы направлены в противоположные стороны. Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше отношение l/b . В общем случае максимальное напряжение

$$\tau = T/W_p.$$

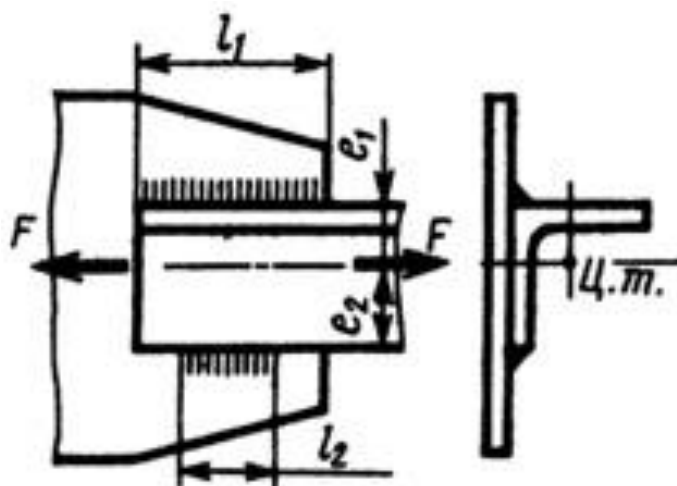


Рисунок 15.4 – Сварное соединение с несимметричной деталью

15.3 Соединения пайкой и склеиванием

Соединения пайкой и склеиванием применяли значительно раньше сварных, 3–5 тысяч лет назад.

Паяные соединения – неразъемные соединения, образуемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и присадочным материалом, называемым припоем. **Припой – сплав** (на основе олова, меди, серебра) или чистый металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями. Температура плавления припоя ниже температуры плавления материалов деталей, поэтому размеры деталей в соединении сохраняются. В отличие от сварки пайка позволяет соединять не только однородные, но и разнородные материалы: черные и цветные металлы, сплавы, керамику, стекло и др. По конструкции паяные соединения подобны сварным, но уступают им по прочности. Преимущественное применение имеют соединения внахлестку. Стыковое соединение и соединение втавр применяют при малых нагрузках.

Для пайки стальных деталей тугоплавкими припоями рекомендуют выдерживать между деталями зазор 0,03...0,15 мм, для легкоплавких припоев – 0,05...0,2 мм.

Недостатком пайки по сравнению со сваркой является сравнительно невысокая прочность, необходимость малых и равномерно распределенных зазоров между соединяемыми деталями, что требует их точной механической обработки и качественной сборки, а также предварительной обработки поверхностей перед пайкой.

Применение паяных соединений в машиностроении расширяется в связи с внедрением пластмасс, керамики и высокопрочных сталей, которые плохо свариваются. Пайкой соединяют листы, стержни, трубы и др. Ее широко применяют в автомобилестроении (радиаторы и др.) и самолетостроении (обшивка с сотовым промежуточным заполнением). Пайка является одним из основных видов соединений в радиоэлектронике и приборостроении.

Расчет на прочность паяных соединений производят на сдвиг методами сопротивления материалов.

Клеевые соединения. В настоящее время все шире применяют неразъемные соединения металлов и неметаллических материалов, получаемые *склеиванием*. Это соединения деталей неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания и межмолекулярной связи в клеящем слое. Наибольшее применение получили клеевые соединения внахлестку, реже – встык.

Достоинства клеевых соединений:

- простота получения неразъемного соединения и низкая стоимость работ по склеиванию;
- возможность получения неразъемного соединения разнородных материалов любых толщин;
- отсутствие коробления получаемых деталей;
- герметичность и коррозионная стойкость соединения;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- значительно меньшая, чем при сварке, концентрация напряжений;
- высокое сопротивление усталости;
- малая масса.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- неудовлетворительная работа на неравномерный отрыв;
- уменьшение прочности соединения с течением времени («старение»);
- низкая теплостойкость большинства марок клеев.

Область применения. Клеевые соединения широко применяют в самолетостроении, при изготовлении режущего инструмента, электро- и радиооборудования, в оптической и деревообрабатывающей промышленности, строительстве, мостостроении. В настоящее время созданы некоторые марки клеев на основе полимеров, удовлетворительно работающих при температуре до 1000. Клеевыми соединениями создают новые конструкции (сотовые, слоистые), отдельные зубчатые колеса соединяют в общий блок, повышают прочность сопряжения зубчатых венцов со ступицами, ступиц с валами, закрепляют в корпусе неподвижное центральное зубчатое колесо планетарной передачи, наружное кольцо подшипника качения, стопорят резьбовые соединения, крепят пластинки режущего инструмента и др.

Расчет клеевых нахлесточных соединений на прочность. При действии растягивающей или сжимающей силы F расчет производят на сдвиг (срез) по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau]_{cp},$$

где A_{cd} – площадь сдвига (среза);

F – нагрузка, действующая на соединение;

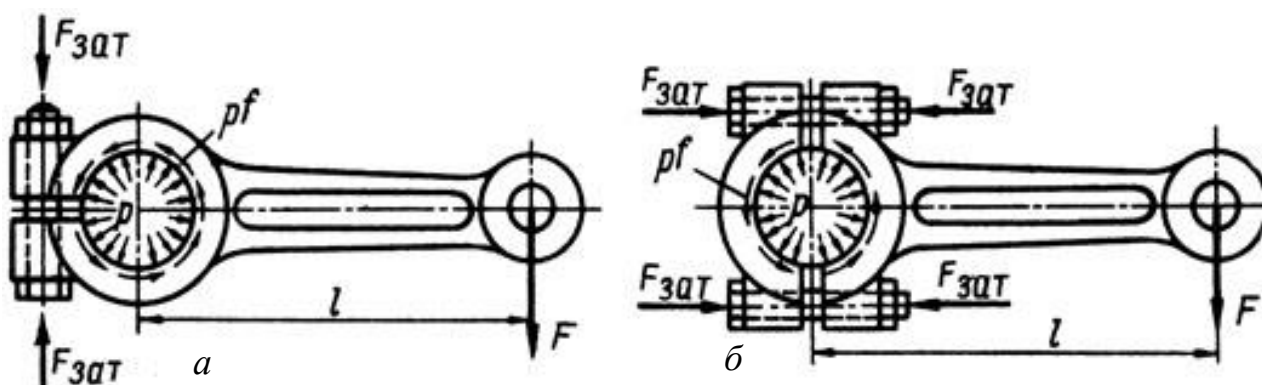
τ_{cd} и $[\tau]_{cd}$ – расчетное и допускаемое напряжения на сдвиг, $[\tau]_{cd} = 10 \div 25$ МПа для карбонильного клея, и $[\tau]_{cd} = 4,5 \dots 7,0$ МПа для клея группы БФ.

15.4 Клеммовые соединения

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т.д.

Некоторые типы клеммовых соединений (закрепление рычага на валу) изображен на рисунке 15.5.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь (рисунок 15.5 *а*); и с разъемной ступицей (рисунок 15.5 *б*). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других расположенных на валу деталей.



а – со ступицей имеющей прорезь; *б* – с разъемной ступицей

Рисунок 15.5 – Типы клеммовых соединений

Клеммовое соединение работает за счёт сил трения, возникающие от затяжки болтов, нагружается как моментом, так и осевой силой. Недостатком является небольшое значение величин нагрузок. Преимущество – простота монтажа и демонтажа, а также возможность перестановки и регулировки взаимного положения деталей.

Расчёт на прочность клеммового соединения зависит от выполнения соединения. При большой жёсткости клеммы посадка образуется с зазором, при этом контакт происходит по линии. При достаточной гибкости клеммы зазор близок к нулю и соприкосновение происходит по площади. Поэтому первый способ не благоприятный, а второй способ соединения является наиболее благоприятным.

Размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку H8/h8. При такой посадке обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров. При расчёте определяют силу затяжки $F_{зам}$ при раздельном действии момента T или осевой силы F_a :

$$F_{зам} = \frac{K \cdot T}{2,5 \cdot z \cdot f \cdot d}; \quad F_{зам} = \frac{K \cdot F_a}{5 \cdot z \cdot f},$$

где K – коэффициент запаса, $K = 1,3 \dots 1,8$;

z – число болтов, расположенных с одной стороны вала;

f – коэффициент трения для чугуновых и стальных деталей, работающих без смазки, $f \approx 0,15 \dots 0,18$.

При совместном действии осевой силы F_a и момента T от сдвигающей силы на поверхности контакта деталей клеммового соединения возникает равнодействующая сила

$$F = \sqrt{F_a^2 + F_t^2},$$

где F_t – окружная сила, $F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$.

По силе затяжки $F_{зам}$ из условия прочности на растяжение рассчитывают диаметр болтов клеммового соединения.

II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Перечень тем практических занятий

1. Составление (синтез) кинематических схем механических приводов машин. Методика выбора двигателя. Кинематический и силовой расчет привода машины.
2. Проектный и проверочный расчеты зубчатых передач на прочность на контактную и изгибную усталость рабочих поверхностей зубьев.
3. Проектный и проверочный расчеты червячных передач на прочность на контактную и изгибную усталость рабочих поверхностей зубьев червячного колеса. Расчет вала-червяка на прочность и жесткость. Тепловой расчет червячных передач.
4. Расчет передач винт-гайка.
5. Расчет ременных передач.
6. Расчет цепных передач.

Перечень тем лабораторных занятий

1. Изучение конструкции цилиндрического двухступенчатого редуктора (измерение габаритных, установочных и присоединительных размеров, разборка, определение геометрических параметров зацепления и колес по их измерениям; сборка, регулировка подшипников, изображение кинематической схемы, описание конструкции редуктора, расчет геометрии).
2. Изучение конструкции червячного редуктора (измерение габаритных, установочных и присоединительных размеров, разборка, определение геометрических параметров зацепления червяка и колеса червячного на основе измерений, сборка, регулировка подшипников и осевого положения колеса червячного, изображение кинематической схемы, описание конструкции, расчет геометрии червячной передачи).
3. Определение коэффициента полезного действия редуктора.
4. Изучение работы ременной передачи.
5. Экспериментальные исследования колебаний валов, определение критической частоты вращения вала.
6. Исследование влияния нагрузки и уровня смазки на работоспособность подшипников качения.
7. Испытания предохранительных муфт.
8. Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки.
9. Испытание болтового соединения с зазором на сдвиг.

III РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ

3.1. Средства диагностики результатов учебной деятельности

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- защита курсового проекта;
- сдача экзамена по дисциплине.

3.2. Примерный перечень контрольных вопросов для самостоятельной работы студентов

1. Задачи курса «Детали машин». Основные понятия.
2. зубчатые передачи. Классификация зубчатых передач.
3. Технические показатели работоспособности машин и механизмов; надежность, долговечность, взаимозаменяемость.
4. Требования предъявляемые к машинам, сборочным единицам и деталям. Роль стандартизации в развитии машиностроения.
5. Взаимодействие и изнашивание сопряженных поверхностей. Трение и основные виды износа. Способы повышения износостойкости.
6. Эвольвентное зацепление. Основные параметры и расчетные формулы.
7. Экономические показатели использования машин. Коэффициент использования машин, рентабельность, экономический эффект.
8. Цилиндрические зубчатые передачи. Область применения, достоинства и недостатки. Основные геометрические параметры.
9. Передачи с зацеплением Новикова. Достоинства, недостатки, область применения.
10. Масса и металлоемкость конструкций. Основные пути снижения металлоемкости машин.
11. Конические зубчатые передачи. Область применения, достоинства и недостатки. Основные геометрические параметры.
12. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.
13. Стадии проектирования машин.
14. Виды соединений. Разъемные и неразъемные, область применения, достоинства и недостатки различных соединений.
15. Червячные зубчатые передачи. Область применения, достоинства и недостатки. Основные геометрические параметры.

16. Сварные соединения. Область применения, достоинства и недостатки сварных соединений.
17. Усилия в зацеплении червячных зубчатых передач. Трение и материалы червячных зубчатых передач.
18. Расчетные схемы, типы швов и формулы расчета сварных соединений.
19. Планетарные передачи. Область применения, достоинства и недостатки. Схемы наиболее распространенных механизмов.
20. Болтовые и заклепочные соединения. Область применения, достоинства и их недостатки.
21. Статическая прочность и сопротивление усталости деталей машин. Усталостное разрушение деталей и его причины. Кривая усталости (кривая Велера).
22. Основные геометрические параметры планетарных передач. Проверка условий соосности, соседства и сборки.
23. Расчетные схемы и формулы расчета болтовых соединений.
24. Ременные передачи. Классификация, область применения, достоинства и недостатки. Основные геометрические и кинематические соотношения.
25. Расчетные схемы и формулы расчета заклепочных соединений.
26. Цепные передачи. Классификация, область применения, достоинства и недостатки. Основные геометрические и кинематические соотношения.
27. Материалы и термообработка зубчатых колес.
28. Муфты. Назначение и конструктивные особенности различных муфт.
29. Подшипники скольжения. Область применения, достоинства и их недостатки. Устройство простейших подшипников скольжения. Материалы применяемые для подшипников скольжения и их смазка.
30. Виды резьб. Распределение усилий в витках резьбы. Расчет витков резьбы на прочность.
31. Подшипники качения их классификация. Область применения, смазка, достоинства и их недостатки.
32. Шпоночные соединения. Типы шпонок и их параметры. Расчет шпоночных соединений.
33. Методика предварительного выбора подшипников качения и статический расчет.
34. Шлицевые соединения. Типы шлицев и их геометрические параметры.
35. Предварительный выбор диаметра валов и их расчет.
36. Классификация и сравнительная классификация механических передач. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода.
37. Применение ЭВМ и программ для расчета деталей машин.
38. Трехмерное моделирование в среде «Компас». Использование прикладных библиотек стандартных изделий.

39. Машины непрерывного транспорта, производительность и мощность привода.
40. Проектирование в среде «Компас». Приложение «Компас Shaft-2D» для автоматизированного проектирования тел вращения.
41. Материалы деталей машин и методы улучшения их функциональных свойств при их изготовлении.
42. Конструирование корпусных деталей. Этапы компоновки и элементы корпусов редукторов.
43. Компоновка привода и проектирование рам.
44. Определение кинематических и силовых параметров привода машины, КПД машин и механизмов.
45. Конструирование зубчатых колес редукторов. Шестерни, вал-шестерни, зубчатые колеса их элементы.
46. Соединение с натягом по цилиндрически поверхностям. Способы получения соединения. Расчетные формулы.
47. Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности.
48. Основные типы фрикционных передач и вариаторов. Принцип действия, область применения, достоинства и недостатки.
49. Стопорение резьбовых соединений. Достоинства и недостатки различных видов стопорения резьбовых соединений.
50. Основные принципы проектирования редукторов с зубчатыми колесами.
51. Смазочные материалы. Назначение и классификация смазочных материалов. Смазочные устройства.
52. Выбор основных параметров ременной передачи; диаметра шкивов, профиля и числа ремней.
53. Упругие элементы конструкций машин. Назначение классификация и область применения. Основы теории расчета винтовых пружин.
54. Расчет прямобочных шлицевых соединений.
55. Взаимозаменяемость, основы стандартизации.
56. Допуски и посадки, основные понятия. Что такое поле допуска, система отверстия и вала?

IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 Список рекомендуемой литературы

1. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 8-е изд., испр. – Москва: Высшая школа, 2007. – 408с.
2. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие для вузов/под ред. М.Н. Ерохина и др. – Москва: КолосС, 2004. – 462 с.
3. Бутенко, А.Ф. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / А.Ф. Бутенко, А.Б. Портаков. – Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2014. – 178 с.
4. Пономаренко И.Г. Автоматизированное проектирование деталей машин в КОМПАС –ГРАФИК: лабораторный практикум / И.Г. Пономаренко, А.Б. Портаков. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2015– 140 с.