

Белорусский национальный технический университет

Детали приборов.

Учебно-методическое пособие

Лысенко В.Г.

Минск, БНТУ, 2015

Содержание

Глава 1. ВВЕДЕНИЕ В КУРС «ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ»	6
1.1 Объекты проектирования. Основные понятия	6
1.2 Процесс проектирования. Основные понятия	7
1.3 Этапы проектирования	8
1.4 Основные требования к чертежам общего вида, содержание, проставляемые размеры	11
1.5 Технические требования на чертеже общего вида.....	14
ГЛАВА 2. СОЕДИНЕНИЯ.....	16
2.1 Общие сведения о соединениях	16
2.2 Резьбовые соединения	16
2.2.1 Резьба. Основные параметры резьбы. Классификация.....	18
2.3 Крепежные резьбовые детали.....	25
2.3.1 Крепежные винты, болты, шпильки	25
2.3.2 Гайки и резьбовые вставки	31
2.4 Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания	32
2.4.1. Стопорение дополнительным трением.....	33
2.4.2 Стопорение специальными элементами.....	34
2.5 Момент завинчивания, коэффициент полезного действия (КПД) и условие самоторможения для резьб.	35
2.6 Расчет крепежных резьбовых соединений на прочность	39
2.7 Штифтовые соединения	41
2.7.1 Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали	46
2.8 Шпоночные соединения.....	50
2.8.1 Призматические шпонки.....	50
2.8.2 Сегментные шпонки	52
2.8.3 Расчет шпоночных соединений на прочность	53
2.9 Шлицевые (зубчатые) соединения	54
2.9.1 Прямобоочные шлицевые соединения	55
2.9.2 Соединения эвольвентного профиля	57
2.9.3 Соединения треугольного профиля	58
2.9.4 Расчет на износ прямобоочных зубчатых соединений, соединений эвольвентного и треугольного профилей.....	59

2.10 Профильные (бесшпоночные) соединения	60
2.11 Заклепочные соединения	62
2.11.1 Основные типы заклепок и конструкций швов	64
2.11.2 Расчет заклепочных соединений	66
2.12 Сварные соединения	68
2.12.2 Расчет прочности сварных соединений	68
2.13 Соединения деталей с натягом	71
ГЛАВА 3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	79
3.1 Фрикционные передачи	80
3.1.1 Основные понятия и типы фрикционных передач	80
3.1.2 Достоинства и недостатки. Применение фрикционных передач	84
3.1.3 Расчетные зависимости для определения сил прижатия тел качения фрикционных передач	85
3.1.4 Материалы. Основные требования, предъявляемые к материалам тел качения:	86
3.1.5 Кинематический и прочностный расчеты	87
3.1.5.1 Кинематический расчет	87
3.1.5.2 Расчеты на прочность	88
3.1.6 Расчет контактных напряжений во фрикционных передачах. Передаваемый момент.	89
3.1.7 Расчет нажимных механизмов	93
3.2 Зубчатые передачи	93
3.2.1 Достоинства и недостатки зубчатых передач	95
3.2.2 Расчеты на прочность	95
3.2.2.1 Расчет на прочность при изгибе	95
3.2.2.2 Расчет зубьев на контактную прочность	97
3.2.3 Проектирование зубчатых передач. Выбор модуля	102
3.2.4 Передачи коническими зубчатыми колесами	106
3.2.4.1 Геометрические расчеты конических зубчатых колес	106
3.2.4.2 Силы в конических зубчатых передачах	113
3.2.4.3 Расчеты конических зубчатых колес на прочность	115
3.3 Червячная передача	118
3.3.1 Геометрия червячных передач	119
3.3.2 Расчеты на прочность	121
3.4 Ременная передача	124
3.4.1 Применение и основные типы ременных передач	124

3.4.2 Достоинства и недостатки ременных передач.....	127
3.4.3 Основные характеристики и расчеты ременных передач.	128
3.5 Передача винт-гайка.....	131
3.5.1 Применение, используемые материалы и основные типы передач	131
3.5.2 Кинематика и КПД передачи.....	135
3.5.3 Проверка передач винт-гайка на износ	136
3.5.4 Проверка винта на устойчивость	137
ГЛАВА 4. Валы и оси.....	140
4.1 Конструирование валов и осей. Передача крутящего момента и осевой силы.....	140
4.2 Расчетные схемы валов и осей, критерии расчета	144
4.3 Предварительный расчет валов.....	146
4.4 Расчет валов на жесткость при изгибе и кручении. Расчет на жесткость ...	147
4.5 Расчет валов редуктора на изгиб и кручение. Проверочный расчет валов на прочность	147
4.6 Расчёт валов на выносливость (усталостную прочность)	151
ГЛАВА 5. ОПОРЫ.....	153
5.1 Подшипники скольжения.....	153
5.1.1 Области применения.	154
5.1.2 Конструкция подшипников	155
5.1.3 Критерии работоспособности и расчета подшипников.....	157
5.1.4 Условные расчеты подшипников.....	157
5.2 Подшипники качения	158
5.2.1 Подшипники качения. Виды и типы подшипников. Контактные напряжения.	158
5.2.2 Типы и условное обозначение подшипников	159
5.2.3 Классы точности подшипников качения.....	161
5.2.4 Поля допусков и посадки подшипников качения	161
5.2.5 Выбор подшипников качения. Расчет долговечности подшипников.	164
5.3. Упругие опоры	172
ГЛАВА 6. МУФТЫ.....	177
6.1 Муфты. Общие сведения, назначение и классификация	177
6.2 Жесткие муфты	178
6.3 Компенсирующие самоустанавливающиеся муфты	180
6.4 Упругие муфты	186
6.4.1 Назначение и динамические свойства муфт.	186

6.4.2 Конструкция и расчет упругих муфт	186
6.5 Синхронные муфты	188
6.5.1 Муфты кулачковые.....	188
6.6 Муфты фрикционные (асинхронные).....	190
ГЛАВА 7. ПРУЖИНЫ	196
7.1 Конструирование и расчет цилиндрических витых пружин растяжения и сжатия	198
7.2 Витые цилиндрические пружины кручения	202
7.3 Плоские спиральные пружины.....	204
ГЛАВА 8. НАПРАВЛЯЮЩИЕ.....	206
8.1 Направляющие скольжения.....	206
8.2 Направляющие качения.....	208
8.3 Упругие направляющие	213

Глава 1. ВВЕДЕНИЕ В КУРС «ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ»

1.1 Объекты проектирования. Основные понятия

Объектами технического проектирования являются изделия и процессы их изготовления.

По ГОСТ 2.101-68 «ЕСКД. Виды изделий» изделием называется любой предмет или набор предметов производства, подлежащих изготовлению на предприятии.

Стандарт различает следующие виды изделий:

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций. Деталь состоит из отдельных элементов – поверхностей, линий, точек, имеющих свое функциональное, конструктивное или технологическое назначение.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии - изготовителе. Составными частями сборочной единицы могут быть как детали, так и другие сборочные единицы, собранные предварительно.

Комплекс – две или более сборочные единицы, не соединенные на предприятии - изготовителе, но предназначенные для выполнения общей функции, установленной для всего комплекса.

Комплект – два и более изделия, предназначенные для выполнения вспомогательных функций.

Стандарт различает также изделия покупные, т.е. те, которые на предприятии не изготавливаются и на сборку поступают в готовом виде.

Под конструкцией изделия следует понимать совокупность отличительных признаков, определяемую материалом, формой, размерами и точностью изделия и его составных частей.

Конструкции ряда распространенных изделий установлены соответствующими нормативами, стандартами – государственными, отраслевыми, стандартами предприятий.

Изделие, конструкция которого (форма, размеры, точность и материал) полностью выполнена по нормам стандарта, называется стандартным. Остальные изделия, в том числе и те, конструкция которых состоит из стандартных элементов, но не определена стандартом полностью, или же имеет хоть одно отклонение от стандарта (на-

пример, по точности, по покрытию), называются оригинальными.

Изделия одной конструкции, неоднократно примененные или заимствованные, исключая выполненные по государственным и отраслевым стандартам, относят к унифицированным.

Вид изделия накладывает определенный отпечаток на процесс проектирования. Так, стандартные изделия и сконструированные ранее унифицированные подбираются и входят в конструкцию изделия более высокого порядка (сборочных единиц) без каких либо изменений. Изделия оригинальные, в том числе детали, требуют подробного поддетального и поэлементного проектирования.

Машина – устройство, которое преобразует энергию (например, электрическую в механическую и т.д.).

Прибор – устройство, которое предназначено для хранения, преобразования и выдачи информации.

1.2 Процесс проектирования. Основные понятия

По ГОСТ 22487-77 «Автоматизированное проектирование. Термины и определения» проектирование – процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях еще не существующего объекта на основе первичного описания этого объекта (или) алгоритма его функционирования ... оптимизацией заданных характеристик объекта, устранением некорректности первичного описания и последовательным представлением описания на различных языках (заданном языке).

Иными словами, **проектирование** – процесс программирования изделия, создание его в виде информации.

Процесс проектирования складывается из трех компонентов:

- формирование идеи – установление пути решения поставленной задачи, в том числе выбора принципа работы изделия, его схемы;
- конструирование – назначение материала, формы, размеров и точности изделия; конструирование является результирующим компонентом процесса проектирования;
- расчет – определение и проверка значений параметров изделия, необходимых для обеспечения выполнения его функций с заданными показателями.

В процесс проектирования входит также разработка, изготовление и испытание макетов, опытных образцов или даже опытной партии изделий, необходимых для про-

верки и подтверждения соответствия изделия предъявленным требованиям.

Действие или формализованная совокупность действий, часть проектной процедуры, алгоритм которых остается неизменным для ряда проектных процедур, называется проектной операцией.

В процессе проектирования требуется проведение операций формирования идеи, ее оценки и обоснования, оптимизации варианта решения, изложения решения. Эти операции должны проводиться с учетом реальных практических возможностей. С точки зрения практики на деятельность проектанта налагаются ограничения трех видов:

- ограничения методов разработки задач, связанные с имеющимся объемом знаний и техническими возможностями их применения (сроки, кадры, вычислительная техника и наличие типовых программ, финансирование разработок),

- ограничения, связанные с производственными возможностями (номенклатура и наличие материалов, производственные мощности, оборудование и инструмент, производственный опыт, затраты),

- ограничения правовые (действующие нормы, стандарты, патенты, требования заказчика).

По степени применения технических средств стандарт различает следующие виды проектирования:

- неавтоматизированное – при котором все преобразования описания объекта или алгоритмов его функционирования осуществляет человек;

- автоматизированное – при котором проектирование осуществляется взаимодействием человека и ЭВМ;

- автоматическое – при котором все операции проектирования осуществляются без участия человека.

В последнем случае за человеком остается только функция выдачи «первичного описания» – формирование задачи. Типовые программы автоматического проектирования довольно широко применяются для определенных групп механизмов и деталей. Проектирование же сравнительно сложных изделий пока практически реально только с участием человека.

1.3 Этапы проектирования

По ГОСТ 15.001-88 «Разработка и постановка продукции на производство. Основ-

ные положения» основанием для проектирования изделия является заказ-заявка.

На основании заказа-заявки обычно разрабатывают техническое задание на проектирование (ТЗ). Техническое задание является исходным документом для разработки конструкторской документации и, как правило, составляется разработчиком, с участием заказчика.

Стадии разработки проектной и рабочей конструкторской документации установлены стандартами ЕСКД:

–ЗЗ (заказ, заявка) – заказчик определяет задание на проектирование, определяет потребности потребителей.

–ТЗ (техническое задание) – составляет заказчик вместе с исполнителем проекта, содержит наименование и область применения изделия, цель, назначение и источники разработки, технические требования к изделию и требования к его экономическим показателям, перечень стадий и этапов разработки и состава разрабатываемой документации и т.п.

- ТПР (Техническое предложение) - совокупность конструкторских документов, которые должны содержать технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия на основании анализа технического задания заказчика и различных вариантов возможных решений изделий, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий и патентные исследования.
- Техническое предложение после согласования и утверждения в установленном порядке является основанием для разработки эскизного (технического) проекта.

Эскизный проект - совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры разрабатываемого изделия.

ТП (технический проект) – Технический проект - совокупность конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации.

Технический проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

–.

–РД (рабочая документация) – это документация для исполнителя проекта, необходимая для полного изготовления и контроля изделия, в виде чертежей, схем и т.д.

Схематично этапы проектирования можно представить в следующем виде, рисунок 1.1.

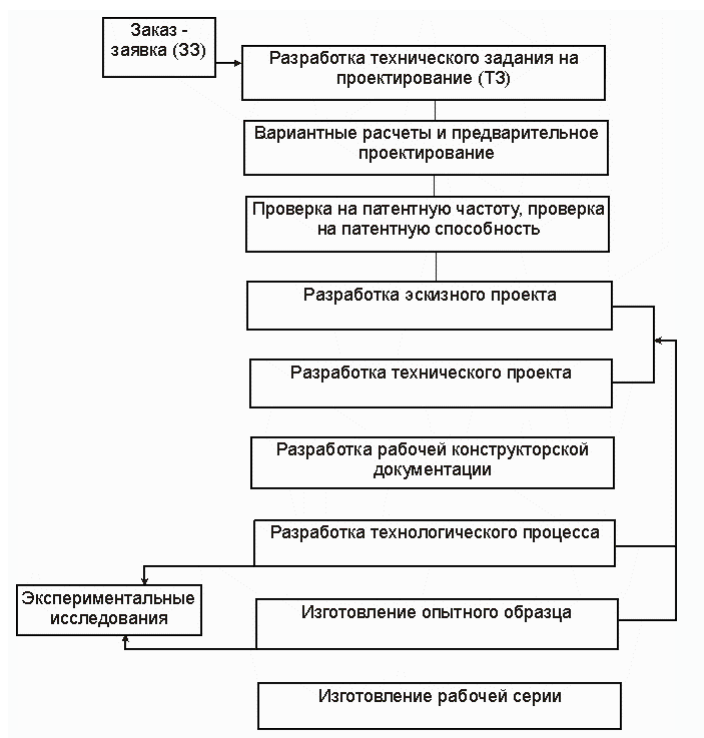


Рисунок 1.1 – Схема этапов проектирования

Существует два вида расчётов:

- проектировочные (для конструктора, делаются неоднократно);
- проверочные (для конструктора и для заказчика).

Проверочные расчеты располагаются в основной части пояснительной записки (расчеты, подтверждающие работоспособность).

Проектировочные расчеты предназначены для предварительного назначения размеров, формы, материалов, допусков.

Проектирование – это процесс создания изделия в виде информации о нём.

Конструирование – это часть процесса проектирования, которая включает в себя

выбор формы, размеров детали, назначение материала и т.д.

Конструирование начинается с расчётов параметров деталей и узлов. Затем производится эскизирование по полученным в расчётах размерам. Уточняются формы и размеры деталей, чтобы обеспечить их совместимость на чертеже. По полученным на чертеже размерам проводят проверочные расчёты. Если результат получается неудовлетворительным, изменяют параметры на чертеже, сохраняя совместимость деталей и принцип работы. По новым полученным параметрам повторяют проверочные расчёты. Процесс повторяется до получения удовлетворительного результата.

1.4 Основные требования к чертежам общего вида, содержание, проставляемые размеры

Назначение чертежа общего вида изделия состоит в том, чтобы дать полное представление об изделии в целом, его размерах, взаимной связи отдельных узлов, о местах присоединения к фундаменту или к другому изделию.

Чертежи общего вида разрабатываются как обязательный документ в составе *эскизного технического* проектов.

Чертежи общего вида *эскизного* проекта устанавливают принципиальные конструктивные решения проектируемого изделия, дают общее представление о принципах его работы и составе (т. е. рассматриваются варианты конструкции изделия, разрабатываются чертежи этих вариантов, затем производится их сопоставление и выбор оптимального варианта конструкции изделия).

Чертежи общего вида *технического* проекта дают окончательный вариант предлагаемого конструктивного решения и должны содержать данные, необходимые для разработки рабочей документации (чертежей, деталей, спецификации, сборочных чертежей и т. д.

Чертеж общего вида технического проекта должен содержать все данные, необходимые для разработки рабочей документации.

По ГОСТ 2.119-73 чертеж общего вида эскизного проекта должен содержать:

1. Изображение изделия (виды, разрезы, сечения, необходимые для понимания конструкции изделия и взаимодействия его частей);

2. Наименования, а также обозначения тех составных частей изделия, данные некоторых используются для пояснения чертежа, описания работы и состава изделия;

3. Необходимые размеры.

По ГОСТ 2.120-73 чертеж общего вида технического проекта выполняется как в эскизном проекте, но дополнительно содержит:

1. Указание точности размеров, посадки и предельные отклонения;

2. Технические требования к изделию, указание материалов, термообработки, покрытий;

3. Технические характеристики изделия и его составных частей.

Изображения выполняются с максимальными упрощениями, предусмотренными стандартами ЕСКД. Например, заимствованные и покупные изделия выполняют в виде контурных очертаний. Также, при изображении подшипниковых узлов, если конструкция крепления колец подшипников на всех валах, изображенных на одном листе проекта одинакова, на одном из валов подшипники изображаются без упрощений, а на остальных – с максимальными упрощениями, предусмотренными стандартами. Аналогично при изображении подшипниковых крышек их крепление винтами показывается у одной пары, а у остальных крышек той же конструкции – упрощенно.

Количество изображений должно быть минимальным, но достаточным для разработки чертежей деталей. Лишние изображения нежелательны, так как их случайное несовпадение может привести к разночтению чертежа и ошибкам при разработке чертежей деталей. Для сокращения количества проекций и видов всего изделия во многих случаях рационально применение ступенчатых разрезов.

Масштаб изображения желательно выбирать 1:1. При изображении крупных или очень мелких деталей выбирают кратные масштабы по ГОСТ 2.302-68. Это делается для того, чтобы на листе поместились три проекции, спецификация деталей, крепежных изделий и других деталей, не вошедших в спецификацию узлов, а также техническая характеристика установки и технические требования к ее монтажу.

При выборе масштаба также следует учитывать техническую возможность представления размеров, посадок и других указаний.

При вычерчивании чертежа общего вида установки должно быть обращено особое внимание на простановку размеров. Количество их должно быть минимальным, но вполне достаточным, чтобы правильно собрать установку, судить о ее габарите в целом и габаритных размерах отдельных узлов. Это имеет большое значение при проектировании и размещении смежных установок и связи их с данной установкой, при решении вопросов транспортировки, упаковки и т. д.

Если в установке имеются отдельные узлы, валы которых расположены соосно и соединяются между собой муфтами, то следует указать размер между торцами этих валов или торцами полумуфт.

Габаритные размеры отдельных узлов или всей установки в целом дают не менее чем в трех взаимно перпендикулярных направлениях: два размера в горизонтальной плоскости и один - в вертикальной. На чертеже должен быть поставлен размер от уровня поля до верхней точки установки. В отдельных случаях указывают такие же размеры и для узлов.

В технической характеристике на чертеже общего вида установки приводятся сведения об электродвигателях :тип, мощность, скорость, об/мин, угловые скорости выходных валов, передаточные числа редукторов, габаритные размеры и масса установки в целом и отдельных ее узлов, допускаемые усилия и другие сведения, характеризующие изображенную на чертеже установку.

На чертеже общего вида всегда указываются следующие размеры:

1. Габаритные и присоединительные размеры;
2. Посадочные (сопрягаемые) размеры с указанием посадок;
3. Продольные сопрягаемые размеры в виде размерных цепей;
4. Размеры, величина которых ограничена малым расстоянием между близко расположенными деталями;
5. Размеры, важные для обеспечения работоспособности и подвижности;
6. Размеры, соблюдаемые у двух или более деталей одновременно, нарушение которых у одной из деталей делает невозможным их сборку.
7. Размеры, регулируемые при сборке с указанием допустимых отклонений.

На чертеже общего вида не указываются следующие размеры:

1. Размеры несопрягаемых элементов, оговоренные стандартами на данную деталь (проставляются на рабочем чертеже);
2. Размеры несопрягаемых элементов, оговоренные рекомендациями;
3. Размеры технологических элементов, оговоренных стандартами (например, канавки);
4. Размеры элементов, которые могут быть сняты с чертежа общего вида с достаточной точностью.

Требования к указанию точности деталей:

Указываются:

1. Посадки или поля допусков размеров, назначенные конструктором;
2. Точность установки регулируемых элементов;
3. Указание точности стандартных деталей в их обозначении;
4. Допуски формы и расположения, влияющие на функциональное назначение деталей;
5. Указание точности передач;
6. Указание шероховатости поверхности, назначаемые конструктором на основании общих требований.

Неуказываются:

1. Посадки шпонок, распорных втулок, центрирующих поверхностей;
2. Допуски под посадочные поверхности и подшипники качения;
3. Допуски формы и расположения и шероховатость тех посадочных поверхностей, для которых они определяются допуском размера;
4. Допуски формы и расположения и шероховатость несопрягаемых поверхностей, в том числе и тех, на которых поставлены размеры.

1.5 Технические требования на чертеже общего вида

На чертеже общего вида установки приводятся также технические условия, определяющие точность относительного положения узлов при монтаже установки.

Технические требования указываются в правом нижнем углу и содержат:

1. Требования к размерам, точности деталей, подгонки, предельные отклонения;
2. Требования к материалу, виду заготовки, термообработки и свойства;
3. Требования к качеству поверхности, указанию к их отделке и покрытию;

4. Требования к сборке, настройке, регулировке;
5. Условия, методы испытания, контроля;
6. Маркировка и клеймение изделия;
7. Указания по установке, транспортировке, хранению, эксплуатации;
8. Другие требования к изделию (бесшумность и др.).

ГЛАВА 2. СОЕДИНЕНИЯ

2.1 Общие сведения о соединениях

Соединения позволяют собрать из отдельных деталей машину или агрегат.

Соединения по признаку возможности разборки делят на:

–неразъемные, которые нельзя разобрать без разрушения или повреждения (заклепочные, сварные),

–разъемные, позволяющие повторные сборки и разборки (резьбовые, клиновые и др.).

К разъемным соединениям относят:

- резьбовые;
- штифтовые;
- шпоночные;
- зубчатые;
- шлицевые;
- клеммовые;

Неразъемные соединения осуществляются силами молекулярного сцепления (сварные, паянные, клеевые), или механическими средствами (клепаные, пресовые, вальцованные).

Соединения с гарантированным натягом занимают промежуточное положение.

Основные критерии работоспособности соединений: прочность, жесткость, износостойкость, герметичность.

Общей тенденцией развития соединений является приближение их к целым деталям и удовлетворение условию равнопрочности с соединенными элементами. Иначе материал соединяемых элементов не будет соответственно использован.

2.2 Резьбовые соединения

Резьбовыми соединениями называют разъемные соединения с помощью резьбовых крепежных деталей - винтов, болтов, шпилек, гаек или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы. Образованные таким образом выступы носят название витков.

В зависимости от формы поверхности, на которой образована резьба, различают цилиндрические и конические резьбы.

Термин **винт** применяют как общий (объединяющий также болты и шпильки) и как частный (винт, вращаемый при завинчивании и отвинчивании, т. е. ввинчивающийся в деталь). Термин винт послужил основой для целого ряда других терминов: винтовое движение, винтовая линия, винтовая поверхность. Термин *резьба* произошел от технологического процесса ее изготовления - нарезания.

Винты работают во взаимодействии с гайками или с другими деталями, имеющими резьбу.

Гайка - это деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на винт и имеющая форму, приспособленную для захвата ключом или рукой.

Резьбовые соединения получили большое распространение в приборостроении. В современных приборах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60% от общего количества деталей. К ним относятся крепежные детали (болты, винты, гайки), большинство корпусных деталей, так как они свинчиваются винтами и к ним привинчиваются другие детали; валы в связи с креплением и регулированием подшипников, шестерен и других деталей; шкивы, шестерни в связи с необходимостью стопорения и т. д.

Крепежные винты относятся к числу весьма напряженных деталей; случаются аварии машин, связанные с разрушением ответственных резьбовых деталей. В условиях контроля начальной затяжки и хорошего стопорения резьбовые соединения обеспечивают надлежащую надежность.

Широкое применение резьбовых соединений определяется следующими причинами:

1. возможностью создания больших осевых сил ввиду клинового действия резьбы, а также большого отношения длины ключа к радиусу резьбы;
2. возможностью фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению;
3. удобными формами и малыми габаритами;
4. простотой и возможностью точного изготовления.

Помимо крепежных целей, винтовые пары в машинах применяют для осуществления поступательного движения и, в частности, для подъема грузов и точных пере-

мещений.

2.2.1 Резьба. Основные параметры резьбы. Классификация

Резьба (цилиндрическая) характеризуется следующими параметрами:

- 1) диаметрами - наружным, средним и внутренним;
- 2) формой и размерами профиля;
- 3) параметрами, связанными с подъемом резьбы - шагом, числом заходов и углом подъема.

Наружный диаметр резьбы d - диаметр цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы (винта); этот диаметр является номинальным диаметром резьбы.

Внутренний диаметр резьбы d_1 - диаметр цилиндра, описанного вокруг вершин внутренней резьбы.

Средний диаметр резьбы d_2 - диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого ширина витков и ширина впадин резьбы равны.

Профиль резьбы - контур сечения витка в плоскости, проходящей через ось резьбы.

Угол профиля α - угол между боковыми сторонами профиля, измеренный в осевой плоскости.

Обозначение основных параметров резьбы представлено на рисунке 2.1.

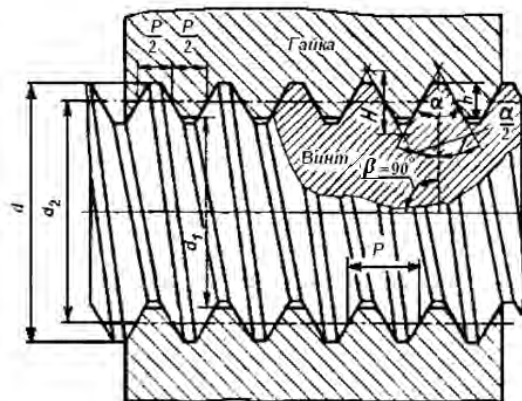


Рисунок 2.1 – Резьба, обозначение основных параметров

Профиль резьбы характеризуется также:

1. высотой теоретического профиля H , т. е. высотой полного треугольного профиля резьбы, полученного при продолжении боковых сторон профиля до их пересечения.

2. рабочей высотой профиля h , на которой происходит соприкосновение витков винта и гайки, равной полуразности наружного и внутреннего диаметров.

Высоту профиля измеряют в радиальном направлении.

Важнейшей характеристикой резьбы является шаг. **Шаг резьбы P** - расстояние между параллельными сторонами профиля двух соседних витков, измеренное вдоль оси.

Для многозаходных резьб вводят дополнительный термин - ход винта, равный произведению шага на число заходов Pt . Таким образом, ход равен шагу винтовой поверхности резьбы - расстоянию, на которое переместится винт вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке. Для однозаходной резьбы понятия шаг и ход совпадают.

Угол подъема резьбы β - угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы:

$$tg\beta = \frac{Pt}{\pi d_2}$$

Перечисленные параметры можно рассматривать в общем виде, так как все профили имеют общие элементы и могут быть получены варьированием угла профиля, высоты профиля и радиусов закруглений. Например, уменьшая угол профиля, можно перейти от треугольной резьбы к трапецеидальной, а потом к прямоугольной.

Резьбы по назначению разделяют на следующие группы:

1. **Крепежные резьбы** предназначены для скрепления деталей. Их выполняют, как правило, треугольного профиля с притуплёнными вершинами.

Применение треугольного профиля вызывается следующим:

а) повышенным трением, обеспечивающим меньшую опасность ослабления затянутой резьбы;

б) повышенной прочностью резьбы;

в) удобством изготовления.

2. **Крепежно-уплотняющие резьбы**, служат как для скрепления деталей, так и для предохранения от вытекания жидкости (в соединениях трубопроводов и в арматуре). Эти резьбы по указанным причинам также выполняют треугольного профиля, но без радиальных зазоров во избежание вытекания жидкости. Чтобы исключить смятие острых кромок, профиль выполняют с плавными закруглениями.

3. **Резьбы для передачи движения (ходовые)**, могут применяться в ходовых и грузовых винтах. Эти резьбы для уменьшения трения выполняют трапецеидальными с симметричным профилем и несимметричным профилем (упорные), а иногда с прямоугольным профилем.

4. **Упорные резьбы** предназначены для восприятия больших осевых сил, действующих в одном направлении.

5. **Специальные** (круглые и другие).

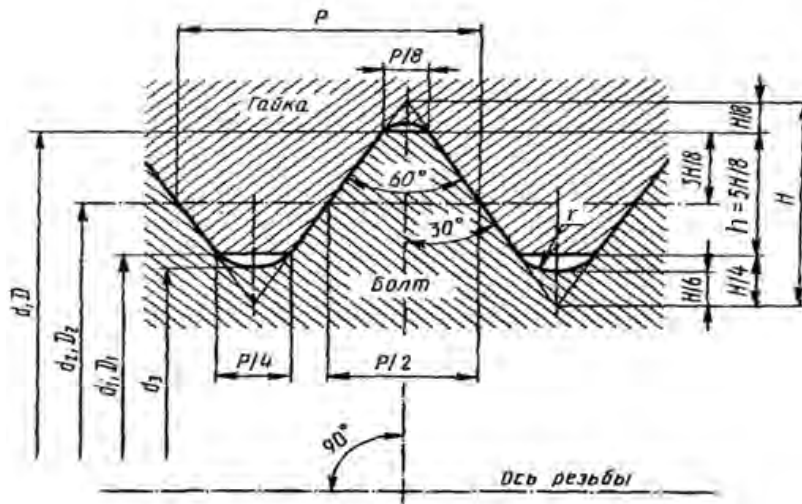
Необходимо иметь в виду, что приведенное деление резьб по назначению не является строгим. Так, например, резьбы треугольного профиля иногда используют для особо точных ходовых винтов с малым шагом, а упорные резьбы - в качестве крепежных.

Из-за гарантированных зазоров резьбы, как правило, не могут быть использованы в качестве центрирующих элементов.

Треугольный профиль выполняют с притуплением вершин витков и дна впадин по прямой или по дуге окружности, что необходимо в крепежной резьбе для уменьшения концентрации напряжений, для повышения стойкости инструмента и для уменьшения повреждений (забоин), а в уплотняющих резьбах - также для обеспечения непроницаемости вследствие замыкания по вершинам.

Метрическая резьба (рисунок 2.2) является основной треугольной резьбой. Она характеризуется углом профиля $\alpha = 60^\circ$, притуплением вершин профиля резьбы винта по прямой на расстоянии $H/8$ и вершин профиля резьбы гайки на расстоянии $H/4$ от вершин теоретического профиля. Профиль впадин у винта может иметь притупление или закругление радиусом $r = H/6 \approx 0,866P$. Высота исходного треугольника теоретического профиля $H = \frac{P}{2} \operatorname{ctg} 30^\circ \approx 0,866P$. Рабочая высота профиля $h = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = 0,625H \approx 0,541P$.

Метрические резьбы разделяют на резьбы с крупными и мелкими шагами. С уменьшением шага резьбы P при данном наружном диаметре d внутренний диаметр d_1 увеличивается и, следовательно, увеличиваются площадь сечения и прочность нарезанного стержня. Профили треугольной резьбы с крупным и мелким шагом геометрически подобны.



$$H = 0,866P; h = 0,625H \approx 0,541P; r = 0,866P$$

Рисунок 2.2 –Треугольная метрическая резьба

За основную принята резьба с крупным шагом. Для таких изделий, как болты, винты и шпильки в основном используют треугольную резьбу с крупным шагом как наиболее технологичную. Статическая несущая способность этой резьбы выше и меньше влияние на прочность ошибок изготовления и износа, чем резьбы с мелким шагом. Предел выносливости винтов из высокопрочных сталей понижается с уменьшением шага, а винтов из низкоуглеродистых сталей повышается.

Области применения резьбы с мелкими шагами:

а) динамически нагруженные детали и детали, диаметры которых в основном определяются напряжениями изгиба и кручения (валы);

б) полые тонкостенные детали;

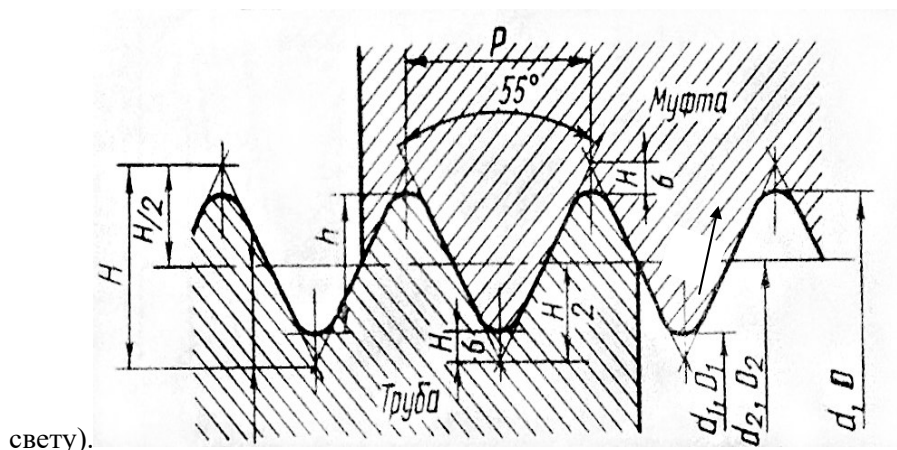
в) детали, у которых резьба применяется для регулировки.

Шаги всех метрических резьб составляют ступенчатый арифметический ряд.

Метрическую резьбу с крупными шагами обозначают буквой М и числом, выражающим диаметр резьбы в мм, например М20, а для метрической резьбы с мелкими шагами дополнительно указывают шаг, например М20х1,5.

Трубная резьба (рисунок 2.3), являющаяся крепежно-уплотняющей, применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов в диапазоне номинальных размеров от 1/8 до 6.

Трубная резьба представляет собой мелкую дюймовую резьбу, которая выполняется с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам для лучшего уплотнения. За основной (номинальный) размер, характеризующий резьбы и указываемый в обозначении резьбы, принят условный внутренний диаметр трубы (проход в

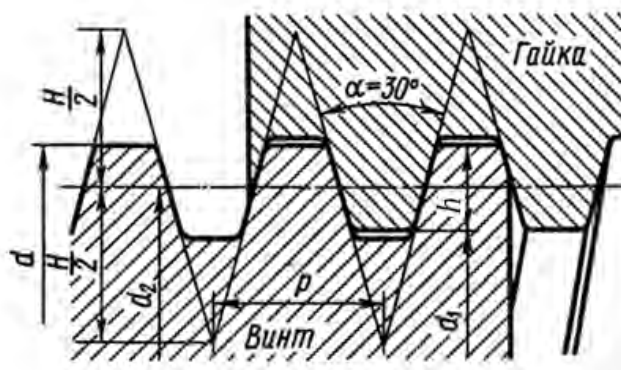


свету).

$$H = 0,969049P; h = 0,64033P; r = 0,13733P$$

Рисунок 2.3 – Трубная резьба

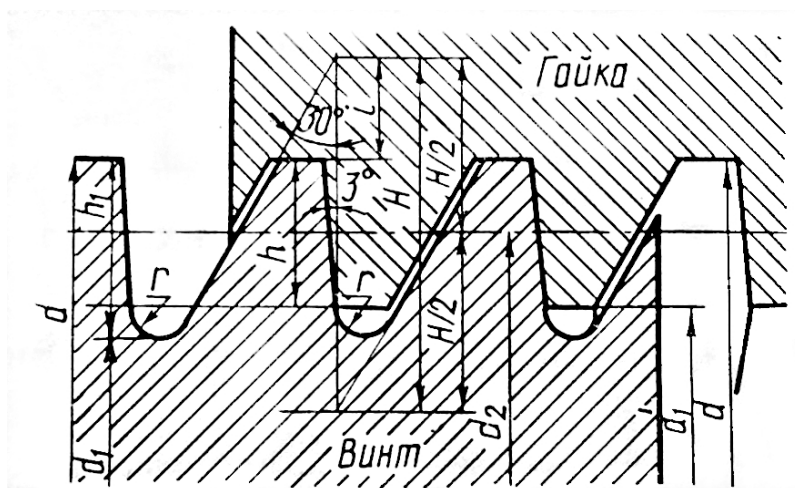
Трапецидальная резьба (рисунок 2.4) является основной резьбой для передач винт - гайка. Она имеет меньшие потери на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочна, чем прямоугольная резьба. При необходимости она допускает выборку зазоров радиальным сближением половинок гайки (если гайка выполнена разъемной по диаметральной плоскости). Трапецидальная резьба имеет угол профиля 30°, рабочую высоту профиля $h = 0,5P$, средний диаметр $d_2 = d - 0,5P$, зазор в зависимости от диаметра резьбы от 0,25 до 1 мм. Трапецидальная резьба стандартизована в диапазоне диаметров от 8 до 640 мм; предусмотрена возможность применения резьб с мелкими, средними и крупными шагами.



$$H = 1,866P; h = 0,5P$$

Рисунок 2.4– Трапецеидальная резьба

Упорная резьба (рисунок 2.5) применяется для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой в прессах, нажимных устройствах прокатных станков, в грузовых крюках и т. д. Профиль витков - несимметричный трапецеидальный. Угол наклона рабочей стороны профиля для повышения к.п.д. выбран достаточно малым 3° (резьба с углом наклона профиля 0° неудобна в изготовлении), угол наклона нерабочей стороны профиля 30° , и предусмотрен значительный радиус закругления впадины для снижения концентрации напряжения. Рабочая высота профиля $h = 0,75S$. Усиленные упорные резьбы имеют угол нерабочей стороны профиля 45° .

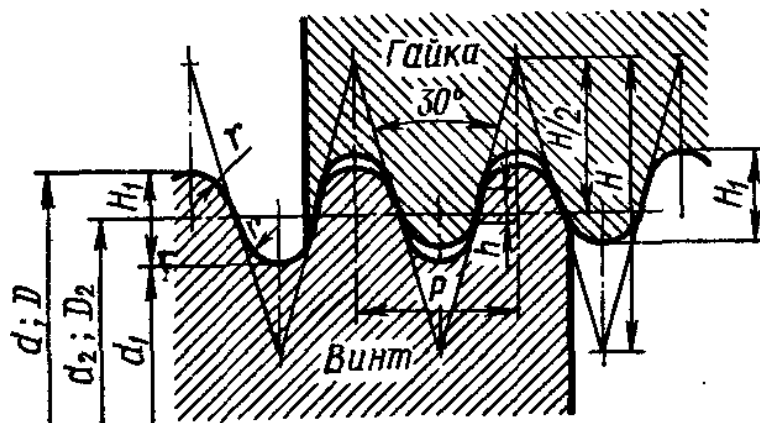


$$H = 1,5878P; h = 0,75P; h_1 = 0,86777P; i = 0,4189P; r = 0,12427P$$

Рисунок 2.5– Упорная резьба

Круглые резьбы (рисунок 2.6) в основном применяют для винтов, подверженных большим динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде (пожарная арматура, вагонные стяжки). Круглые резьбы можно применять в гидравлической арматуре из-за хорошего уплотнения. Наконец, круглые резьбы с малой высотой профиля накатывают на тонкостенные изделия, например на цоколи и патроны электроламп.

Профиль круглой силовой резьбы состоит из дуг, связанных короткими участками прямой; угол профиля 30° . Большие радиусы закруглений исключают значительную концентрацию напряжений. Попадающие в резьбу загрязняющие частицы выжимаются в зазоры.

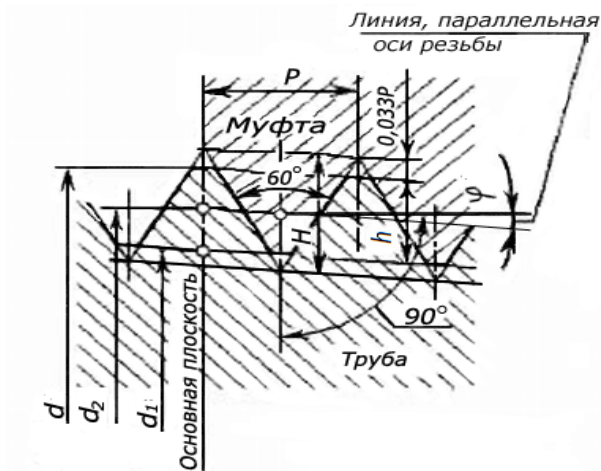


$$H = 1,86603; H_1 = 0,5P; h = 0,0835P; r = 0,23851P$$

Рисунок 2.6– Круглая резьба

Для круглых резьб, применяемых на тонкостенных изделиях, характерны малая высота профиля и отсутствие прямолинейного участка.

Коническая резьба (рисунок 2.7) используется в тех случаях, когда необходимо обеспечить герметичность соединения, то есть она обеспечивает непроницаемость без специальных уплотнений, также применяется для соединения труб, установки пробок, масленок и т.п. Непроницаемость достигается плотным прилеганием профилей по вершинам. Затяжкой конической резьбы можно компенсировать износ и создавать требуемый натяг. Кроме того, эти резьбы обеспечивают быстрое завинчивание и отвинчивание.



$$H = 0,866P; h = 0,033P; \varphi = 1^{\circ}47'2''$$

Рисунок 2.7 – Коническая резьба с углом профиля 60°

Целесообразно, чтобы конические резьбы имели возможность свинчиваться с цилиндрическими. Поэтому конические резьбы имеют профили, аналогичные профилям соответствующих цилиндрических резьб, и их нарезают с биссектрисой угла профиля, перпендикулярной оси винта.

2.3 Крепежные резьбовые детали

2.3.1 Крепежные винты, болты, шпильки

Крепежные винты в зависимости от типа резьбового соединения применяют следующих исполнений (рисунок 2.8):

- а) винты с гайками, обычно называемые болтами;
- б) винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей;
- в) шпильки с гайками.

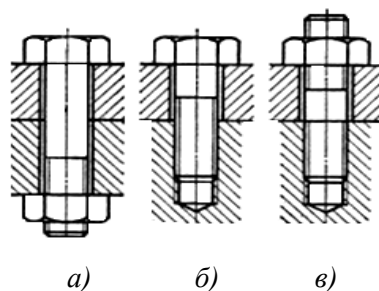


Рисунок 2.8 - Основные типы резьбовых соединений

Болты могут применяться в следующих случаях:

- а) для скрепления деталей не очень большой толщины, пластин, фланцев, брусьев при наличии места для расположения головки болта и гайки;
- б) для скрепления деталей из материалов, не обеспечивающих достаточную надежность и долговечность резьбы;
- в) при необходимости частого завинчивания и отвинчивания.

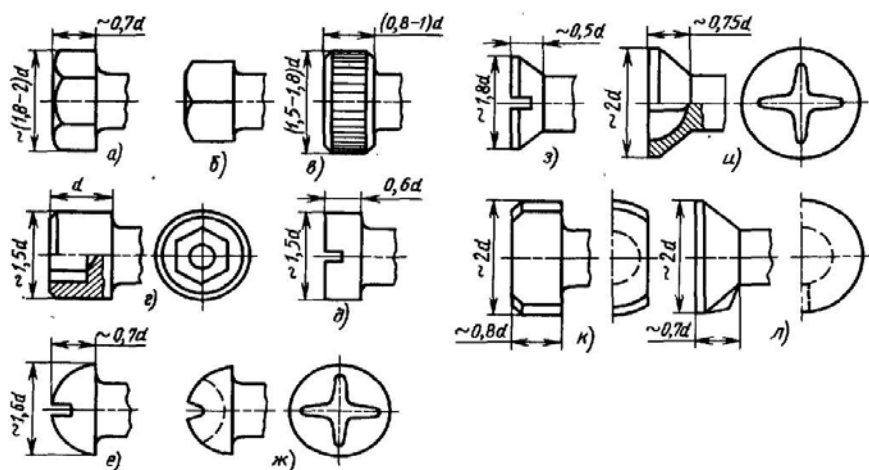
Болты не требуют нарезки резьбы в детали, но не всегда удобны при сборке.

Винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей, применяют в случаях достаточной прочности материала детали и достаточной ее толщины, отсутствия места для расположения гайки, при жестких требованиях к весу соединения.

Шпильки применяют в тех же случаях, что и винты, но когда материал соединяемых деталей не обеспечивает достаточной долговечности резьб при требуемых частых разборках и сборках соединений.

По форме головки (рисунок 2.9) винты подразделяют на:

- а) захватываемые инструментом снаружи головки;
- б) захватываемые инструментом изнутри и с торца головки;
- в) препятствующие провороту.



а), б) и в) – с наружным захватом; г) и д) – с внутренним и торцовым захватом – цилиндрические; е) и ж) – то же, полукруглые; з) и и) – то же, конические;

к) и л) –закладные и стопорные

Рисунок 2.9 – Головки крепежных винтов

Головки с наружным захватом допускают наибольшую силу затяжки, но требуют много места для поворота ключа. Наибольшее распространение получили шестигранные головки (рисунок 2.9 а), которые требуют относительно небольшого поворота ключа на $1/6$, а при соответствующей конструкции ключа на $1/12$ оборота) до перехвата за следующие грани и имеют достаточную ширину последних для передачи необходимого момента

В условиях частого завинчивания и отвинчивания, например в приспособлениях для обработки на станках, и при наличии свободного пространства для поворота ключа на значительный угол применяют квадратные головки (рисунок 2.9 б). При тех же поперечных размерах, как у шестигранных, четырехгранные головки имеют большую ширину граней, что допускает передачу больших моментов или обеспечивает большую долговечность головки.

Шестигранные и квадратные головки выполняют для обычных условий эксплуатации нормальной высоты $0,7d$, где d - наружный диаметр резьбы, для работы с частым завинчиванием и отвинчиванием - увеличенной высоты, а для редкого завинчивания и отвинчивания, особенно когда винт используется совместно с гайкой, - пониженной высоты до $0,5d$.

В условиях стесненных габаритов применяют винты с головками, имеющими на поверхности шлицы треугольного профиля (рисунок 2.9 в). Шлицевые головки требуют специальных торцовых ключей и поэтому имеют ограниченное распространение.

Головки с внутренним и торцовым захватом можно устанавливать в углублениях на детали, что имеет большие преимущества с точки зрения внешнего вида, габаритов и удобства обтирки машины.

Такие головки в зависимости от типа применяемого инструмента выполняют:

- а) с внутренним шестигранником под ключ (рисунок 2.9 г);
- б) со шлицами под обычную отвертку (рисунок 2.9 д, е и з);
- в) с крестообразным шлицем (рисунок 2.9 ж, и).

Преимуществом винтов с внутренним шестигранником является то, что максимальный момент затяжки, допускаемый ключом, соответствует прочности винтов и поэтому их нельзя оборвать при завертывании. Эти винты затягивают с помощью про-

стых ключей в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного профиля. Головки с внутренним шестигранником выполняют высадкой.

Головки под обычную отвертку применяют для винтов малых размеров и для малых сил затяжки.

Головки с крестообразным шлицем являются более совершенными, эти шлицы можно применять не только для цилиндрических, но и для потайных головок.

Головки с внутренним и торцовым захватом по внешней форме выполняют:

- а) цилиндрическими;
- б) полукруглыми;
- в) коническими.

Основное применение для винтов, кроме мелких, имеют цилиндрические головки (рисунок 2.9 *г* и *д*), которые преимущественно устанавливают утопленными.

При необходимости утапливания головки в случае малой толщины притягиваемой детали применяют конические головки (рисунок 2.9 *з*, *и*, *л*).

Для придания соединению красивой плавной формы при невозможности утапливания головки применяют винты с полукруглыми головками (рисунок 2.9 *е*, *ж*).

Головки, препятствующие провороту, можно разделить на следующие группы:

1) головки специальной формы с выступами, закладываемые в специальные гнезда, или головки с двумя параллельными рабочими гранями, закладываемые в пазы (рисунок 2.9 *к*);

2) круглые головки с усиком, вызывающим обмятые детали (рисунок 2.9 *л*), или некруглым подголовком.

По форме стержня винты разделяют на следующие группы:

а) с нормальным стержнем (рисунок 2.10 *а*);
б) с подголовком (рисунок 2.10 *б*);
в) с утолщенным чисто обработанным стержнем при установке в развернутое отверстие без зазора для предотвращения сдвига соединяемых деталей (рисунок 2.10 *в*);

г) со стержнем уменьшенного диаметра для уменьшения концентрации напряжений у резьбы и лучшего восприятия переменных и ударных нагрузок; иногда на стержнях для центрирования предусматривают бурты (рисунок 2.10 *г*).

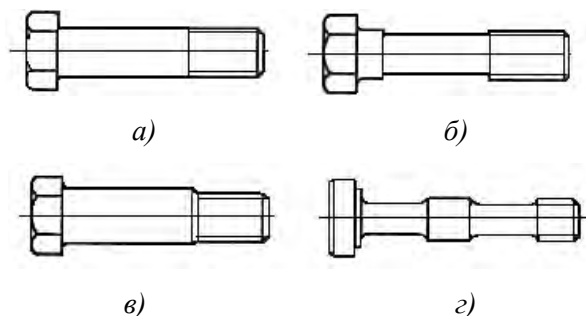


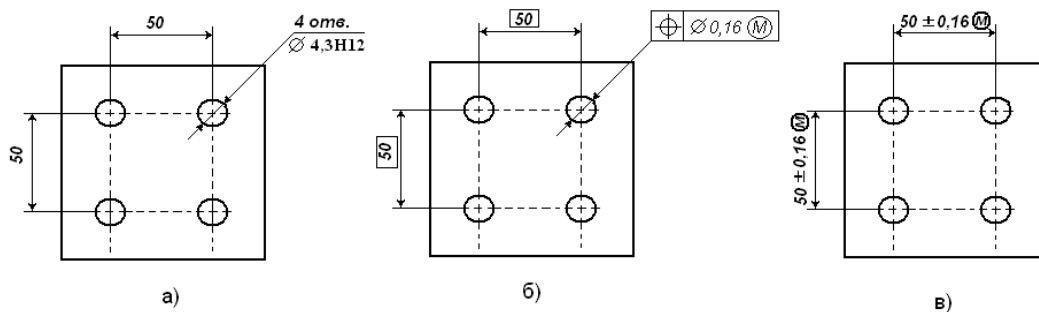
Рисунок 2.10 - Формы стержня винтов

Конец винтов выполняют плоским с конической фаской, плоским с заточкой, реже сферическим.

Крепежные винты обычно устанавливают в отверстие с зазором, который при диаметрах винтов от 10 до 24 мм и достаточно точной сборке принимают равным 1 мм. Глубину заворачивания шпилек и винтов в стальной корпус выбирают равным $(0,8 \div 1) d$, в чугунный - $(1,3 \div 1,4) d$, где d - диаметр резьбы; для шпилек и винтов из высокопрочных закаленных сталей глубину увеличивают до 2 раз.

Нормирование предельных отклонений координирующих размеров необходимо в тех случаях (обычно для деталей единичного и мелкосерийного производства), когда отверстия получают обработкой по разметке или на координатно-расточных станках, а измерение расположения осей производят универсальными средствами.

Например, для осей четырех отверстий (рисунок 2.11) под болты М4-6h (тип соединения деталей А) по справочным данным: диаметры сквозных отверстий $\varnothing 4,3H12$; $S_{min} = 0,3$ мм; позиционный допуск в диаметральном выражении $T = S_p = 0,3$ мм; отклонения размеров между осями отверстий $\delta L = \pm 0,5 S_p = \pm 0,16$ мм.



a – исходное расположение; *б* – назначение позиционного допуска; *в* – указание

предельных отклонений размеров, координирующих оси отверстий

Рисунок 2.11 – Допуски расположения осей отверстий соединения болтами М4

Допуски расположения осей отверстий определяют точность расположения элементов в пределах одной сборочной группы. Расположение сборочной группы в целом относительно других элементов детали (например, боковых кромок) нормируют предельными отклонениями размеров, координирующих группу непосредственно у размеров или оговаривают записью об общих допусках размеров (отклонения, как правило, назначают симметричными).

В тех случаях, когда в сборочные группы входят центрирующие элементы (например, отверстие или выступ – (рисунок 2.12), по которым должно быть обеспечено совмещение при сборке, их принимают в качестве баз при простановке размеров и допусков, определяющих расположение осей отверстий под крепежные детали (рисунок 2.13).

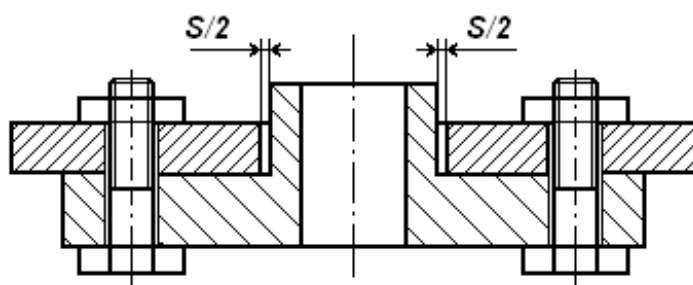


Рисунок 2.12 – Соединение с центрирующим элементом по посадке с зазором

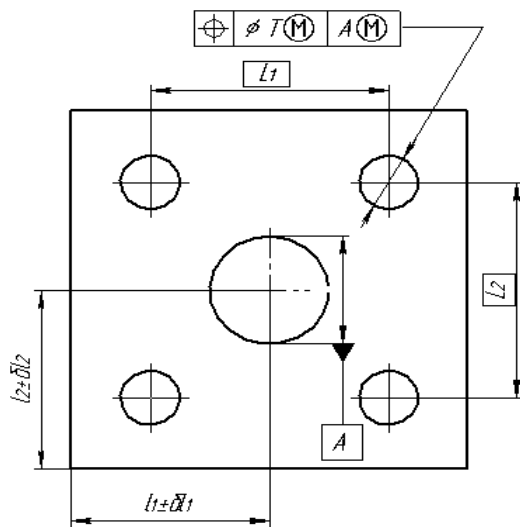


Рисунок 2.13 – Схема нормирования точности расположения отверстий при наличии центрирующего элемента

2.3.2 Гайки и резьбовые вставки

Основным типом гаек так же, как и головок винтов, являются шестигранные (рисунок 2.14 а). Высота нормальных гаек равна $0,8d$. При частом завинчивании и отвинчивании и больших силах применяют гайки высокие высотой $1,2d$ и особо высокие $1,6d$, при недогрузке винта по растяжению - гайки уменьшенной высоты - $(0,5 \div 0,6)d$.

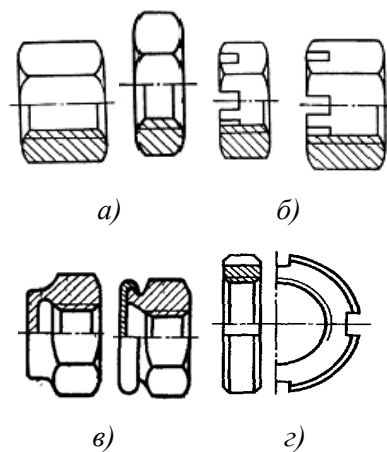


Рисунок 2.14 - Основные типы гаек

Гайки, подлежащие стопорению с помощью шплинтов, выполняют корончатыми или прорезными, обычно с увеличенной общей высотой (рисунок 2.14б).

В условиях ограниченных габаритов и необходимости передачи больших моментов применяют гайки с наружными шлицами треугольного профиля под торцовый ключ.

В случае опасности вытекания жидкости применяют герметизированные гайки (рисунок 2.14в).

В условиях относительно малых (для данного номинального диаметра) нагрузок преимущественно для валов применяют круглые установочные гайки со шлицами (рисунок 2.14г) или с отверстиями.

Гайки, часто завинчиваемые и отвинчиваемые при малой потребной силе затяжки, выполняют с накаткой или в виде барашка (с двумя ушками) для завинчивания вручную.

2.4 Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения даже без учета дополнительного трения на торце гайки или головки винта. Для основной метрической резьбы диаметром 6 – 68 мм угол подъема резьбы колеблется в пределах $3^{\circ}30'$ – $1^{\circ}40'$, т. е. значительно меньше угла трения. Однако, как показывает опыт эксплуатации, при переменной и ударной нагрузке наблюдается ослабление резьбы. Поэтому необходимы специальные средства стопорения. Регулировочные гайки, которые не должны быть сильно затянуты, например гайки для регулирования подшипников, требуют стопорения даже при спокойной нагрузке.

Используют следующие виды стопорения:

- 1) дополнительное трение;
- 2) специальные запирающие элементы - шплинты, шайбы;
- 3) пластическое деформирование или приварку.

Стопорение возможно:

- 1) между винтом и гайкой, т. е. в резьбе;
- 2) между гайкой и одновременно головкой или стержнем винта и скрепляемой деталью.

Оба способа могут быть достаточно эффективными.

2.4.1. Стопорение дополнительным трением

Основано на создании дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней осевой нагрузки, и допускает стопорение в любом положении.

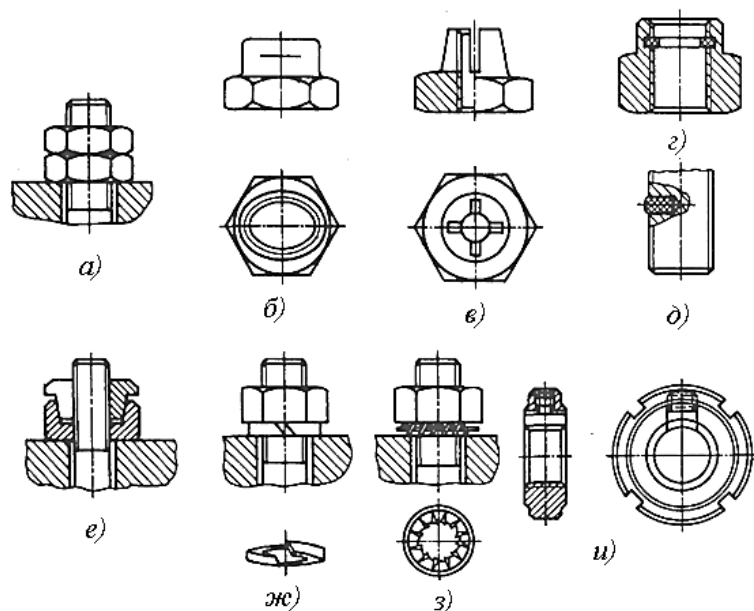


Рисунок 2.15 - Стопорные устройства, основанные на дополнительном трении

Наиболее старым средством стопорения резьбы является применение контргайки, т. е. второй гайки (рисунок 2.15а). После затягивания контргайки она воспринимает основную осевую нагрузку, а сила затяжки и сила трения в резьбе основной гайки ослабляются. Сохранение сил трения в резьбе при разгрузке винта от осевой силы обеспечивается взаимной затяжкой гаек.

Получили распространение самоконтращиеся гайки с радиальным натягом резьбы вследствие обжатия верхней части гайки на эллипс (рисунок 2.15б) или при наличии нескольких радиальных прорезей на круг (рисунок 2.15в). Самоконтращиеся гайки выполняют также с завальцованными пластмассовыми, обычно полиамидными стопорными кольцами (рисунок 2.15г), в которых резьбу не нарезают. Она образуется при навинчивании на винт, причем обеспечиваются большие нормальные силы и силы трения между винтом и кольцом.

Вместо кольца можно применить пробку из полиамида, вставленную в отверстие в винте (рисунок 2.15д). Эта конструкция не требует гайки повышенной высоты, но

приводит к некоторому ослаблению стержня. Способность стопорения сохраняется после значительного числа сборок и разборок и в широком диапазоне температур от -60 до $+120$ °С. Контргайка цапгового типа (рисунок 2.15е) при навинчивании обжимается по конической поверхности.

Широкое применение получили пружинные шайбы по ГОСТ 6402-70 (рисунок 2.15ж), обеспечивающие сохранение сил трения в резьбе при колебаниях осевой нагрузки вследствие упругости шайбы; кроме того, эти шайбы повышают сцепление между гайкой, шайбой и деталью из-за врезания острых срезов шайбы в торец гайки и плоскость детали. Пружинные шайбы изготавливают различными для правой и левой резьбы. Недостатком этих шайб является некоторое смещение нагрузки. Этого недостатка нет у осесимметричных пружинных шайб с несколькими отогнутыми усиками (рисунок 2.15з). В конструкциях, подверженных относительно спокойной нагрузке, применяют стопорение резьбы посредством специального винта через медную или свинцовую прокладку (рисунок 2.15и) или деформированием гайки, имеющей прорези, перпендикулярные оси.

2.4.2 Стопорение специальными элементами.

К ним относятся шплинты и шайбы с лапками. Шплинты по ГОСТ 397-79 представляют собой стержни, согнутые из полукруглой проволоки плоскими сторонами (рисунок 2.16а). Выпаданию шплинта в одну сторону препятствует петля на сгибе, а в другую - разведенные концы. Для удобства разведения концы делают не совпадающими по длине.

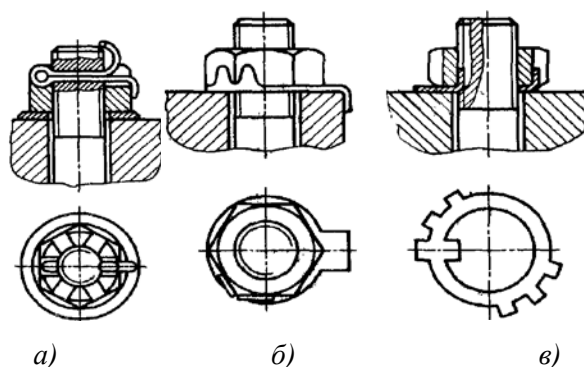


Рисунок 2.16 - Стопорные устройства со специальными запирающими устройствами

Недостатком стопорения шплинтами и другими элементами этого типа является ступенчатое регулирование силы затяжки. Поэтому стопорение шплинтами не рекомендуют для коротких болтов при $l/d < 4$.

Стопорение гайки или головки винта по отношению к детали достигается стопорными шайбами по ГОСТ 3693-52 и ГОСТ 3695-52 (рисунок 2.16б) с лапками, одну из которых отгибают по грани гайки, а другую - по грани детали. Стопорение шплинтами и шайбами, благодаря своей надежности, имеет широкое распространение в ответственных конструкциях.

Стопорные шайбы с лапками по ГОСТ 11872-89 (рисунок 2.16в) применяют в основном для стопорения гаек со шлицами при регулировке и креплении подшипников качения на валу. Эти шайбы выполняют толщиной 0,8 – 2,5 мм, шайбы имеют внутренний носик, отгибаемый в канавку вала, и несколько наружных лапок, отгибаемых в один из шлицев гайки.

Гайки и головки болтов в групповых соединениях нередко стопорят обвязкой проволокой.

Для резьбы небольших диаметров применяют стопорение смолами, лаками и красками. Перспективно стопорение резьб с помощью герметиков, которые устойчивы к воздействию температуры, влаги, масла, динамических нагрузок

Стопорение болтов возможно также усами на болтах, вминающимися в материал соединяемых деталей, или специальными подголовками.

При очень редкой разборке возможно применять стопорение пайкой. Если соединение совсем не требует разборки в эксплуатации, применяют стопорение пластическим деформированием или приваркой, которая превращает соединение в неразъемное.

Сопrotивление отвинчиванию можно также существенно повысить выравниваем нагрузки по виткам коррекцией шага. Шаг гайки делают больше шага винта на величину около 0,1%.

2.5 Момент завинчивания, коэффициент полезного действия (КПД) и условие самоторможения для резьб.

Вначале установим искомые зависимости для прямоугольной резьбы, а потом распространим и на другие типы резьб.

При рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развернуть по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном (рисунок 2.17).

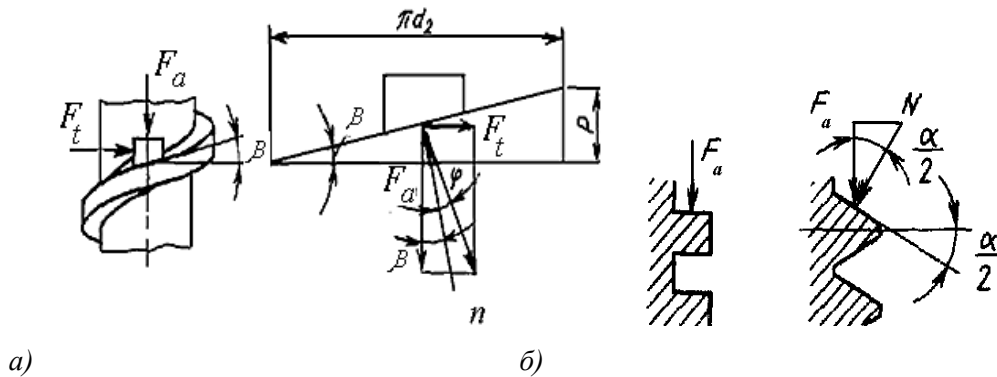


Рисунок 2.17 - Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали n под углом трения φ .

В результате разложения силы получаем:

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\beta + \varphi),$$

где F_t — движущая окружная сила; F_a — осевая сила на винте; β — угол подъема резьбы.

В треугольной резьбе сила трения по сравнению с прямоугольной резьбой выше. Соотношение сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах удобно рассмотреть на моделях с кольцевыми витками, приняв угол подъема резьбы равным нулю (рисунок 2.17б).

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля:

$$F_t = F_a \mu$$

Окружная сила трения для витка треугольного профиля:

$$F_1 = N \mu = \frac{F_a \mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_a \mu_1,$$

где

$$N = \frac{F_a}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \text{ где } \alpha \text{ — угол профиля,}$$

откуда приведенный коэффициент трения

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

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

Аналогичное соотношение имеет место между углами трения:

$$\varphi_1 \approx \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Для нормальной метрической резьбы угол $\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$, а следовательно $\mu_1 \approx 1,15\mu$ и $\varphi_1 \approx 1,15\varphi$.

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

Момент завинчивания гайки или винта с головкой:

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T$$

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

Момент в резьбе:

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)$$

Опорную поверхность гайки и головки принимают кольцевой с наружным диаметром, равным раствору ключа a , и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт d_0 .

Момент на торце гайки или головки:

$$T_T = \frac{F_a \mu d_{\text{ср}}}{2},$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{a + d_0}{2}.$$

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

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

$$T_{\text{зав}} = F_a \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \varphi_1) + \mu \frac{d_{\text{cp}}}{d_2} \right].$$

Приближенное геометрическое подобие резьб позволяет для ориентировочных расчетов пользоваться простейшими соотношениями, выведенными для средних значений параметров.

В качестве средних значений для нормальной метрической резьбы можно брать $\beta \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $d_{\text{cp}} \approx 1,4d$.

Тогда при $\mu_1 = 0,15$, характерном для резьбы без покрытий,

$$T_{\text{зав}} \approx 0,2F_a d.$$

Расчетная длина ручного гаечного ключа может быть принята равной в среднем $14d$.

Приравнивая момент на ключе от силы руки F_p моменту на винте, получаем соотношение между осевой силой на винте F_a и силой на ключе F_p : $F_a \approx 70 \cdot F_p$.

При коэффициенте трения $\mu_1 = 0,1$, характерном, в частности, для кадмированных винтов, $F_a \approx 100 \cdot F_p$

Таким образом, в крепежных резьбах можно получить выигрыш в силе в 70—100 раз.

КПД резьбы определяется как отношение полезной работы на винте к затрачиваемой работе на ключе при повороте на произвольный угол. Для простоты и общности вывода удобно рассматривать поворот на малый угол $d\gamma$, при котором силы даже в условиях затяжки крепежных резьб можно считать постоянными.

КПД собственно резьбы без учета трения на торце:

$$\eta = \frac{F_a dh}{T_p d\gamma},$$

где (dh - осевое перемещение, соответствующее повороту на угол $d\gamma$).

Подставив в последнюю формулу ранее выведенное выражение для момента в резьбе T_p и значение $dh = \frac{d_2}{2} d\gamma \cdot \operatorname{tg}\beta$, получаем:

$$\eta = \frac{tg\beta}{tg(\beta + \varphi_1)}.$$

При $\beta = 2^\circ 30'$ и $\mu_1 = 0,1 \eta \approx 0,3$.

КПД винта с учетом трения на торце:

$$\eta = \frac{tg\beta}{tg(\beta + \varphi_1) + \mu \frac{d_{cp}}{d_2}}.$$

Момент, необходимый для отвинчивания гайки или винта с головкой, получают аналогично моменту завинчивания, только направления момента и сил трения меняют на обратные:

$$T_{отв} = F_a \frac{d_2}{2} \left[tg(\varphi_1 - \beta) + \mu \frac{d_{cp}}{d_2} \right].$$

В случае отсутствия трения на торце гайки второй член должен быть отброшен.

Условия самоторможения $T_{отв} \geq 0$; отсюда для резьбы без трения на торце гайки $tg(\varphi_1 - \beta) > 0$ и, следовательно, $\beta < \varphi_1$.

Для нормальных метрических резьб с углом подъема $\beta = 2^\circ 30'$ самоторможение даже при отсутствии трения на торце гайки наступает при $\varphi_1 \geq 2^\circ 30'$, т. е. при $\mu_1 \geq 0,045$.

При наличии трения на торце гайки и $d_{cp} = 1,4d$ самоторможение наступает при $\mu_1 \geq 0,02$.

Таким образом, при статическом действии нагрузки имеются большие запасы надежности затяжки. Однако в условиях вибрационных нагрузок возможно ослабление затяжки резьбы, во избежание которого применяют специальные стопорные устройства (см п. 2.4.2).

2.6 Расчет крепежных резьбовых соединений на прочность

Основным критерием работоспособности крепежных резьбовых соединений является прочность. Стандартные крепежные детали сконструированы равнопрочными по следующим параметрам: по напряжениям среза и смятия в резьбе, напряжениям растяжения в нарезанной части стержня и в месте перехода стержня в головку. Поэтому для стандартных крепежных деталей в качестве главного критерия работоспособности принята прочность стержня на растяжение, и по ней ведут расчет болтов, винтов

и шпилек. Расчет резьбы на прочность выполняют в качестве проверочного лишь для нестандартных деталей.

.Как показали исследования, проведенные Н.Е. Жуковским, силы взаимодействия между витками винта и гайки распределены в значительной степени неравномерно, однако действительный характер распределения нагрузки по виткам зависит от многих факторов, трудно поддающихся учету (неточности изготовления, степени износа резьбы, материала и конструкции гайки и болта и т.д.). Поэтому при расчете резьбы условно считают, что все витки нагружены одинаково, а неточность в расчете компенсируют значением допускаемого напряжения.

Из рисунка 2,1 видно, что если на сопрягаемые резьбой детали (болт и гайку и пр.) действует осевая сила F_a , то витки резьбы каждой детали работают на срез, смятие и изгиб.

Расчет крепежной детали рассчитывают на срез и смятие, так как расчет ее на изгиб по формулам сопротивления материалов весьма условен.

При одинаковых материалах сопрягаемых резьбовых деталей расчет резьбы на прочность производят по охватываемой детали по формулам: на срез витков

$$\tau_c = \frac{F_a}{\pi d_1 n k P} \leq [\tau_c];$$

на смятие витков

$$\sigma_{см} = \frac{4F_a}{[\pi(d^2 - d_1^2)n]} \leq [\sigma_{см}],$$

где τ_c – расчетное напряжение на срез резьбы, $\sigma_{см}$ – расчетное напряжение на смятие между витками резьбы, n – число витков резьбы, воспринимающих нагрузку, k – коэффициент полноты резьбы, показывающий отношение высоты витка в опасном сечении к шагу резьбы, $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез резьбы, $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие резьбы.

Коэффициент полноты резьбы для метрической резьбы болтов, винтов и шпилек $k = 0,75$, гаек $k = 0,88$, трапецеидальной резьбы $k = 0,65$

Расчет винта на срез

$$F_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \cdot [\tau],$$

$F_{\text{ср}}$ - сила среза, Н;

$d_{\text{в}}$ - диаметр винта, мм.

Диаметр винта рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4[F]}{\pi \cdot [\tau]}}.$$

Расчет на разрыв тела винта

$$F_{\text{р}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} \cdot [\sigma],$$

$F_{\text{р}}$ - сила разрыва, Н;

$d_{\text{в}}$ - диаметр винта, мм.

Диаметр винта рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4[F]}{\pi \cdot [\sigma]}}.$$

2.7 Штифтовые соединения

Штифты в основном предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи относительно небольших нагрузок. Применяются также специальные срезающиеся штифты, служащие предохранительным элементом.

По форме штифты можно разделить на:

- цилиндрические (рисунок 2.18, а, б);
- конические (рисунок 2.18, в, г, д);
- цилиндрические пружинные разрезные (рисунок 2.18, е)
- просеченные цилиндрические и другие (рисунок 2.18, ж, з)

Гладкие штифты изготавливают из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные – из пружинной стали.

Цилиндрические штифты в отверстия ставят с натягом и они удерживаются от выпадания силами трения (рисунок 2.18, а), а иногда концы штифтов расклепывают (рисунок 2.18, б). Для постоянного прочного соединения обе детали сверлят и развер-

тывают под один размер. Для возможности разборки без выколачивания штифтов соединениях на плоскости дополнительно развертываются отверстия в одной детали.

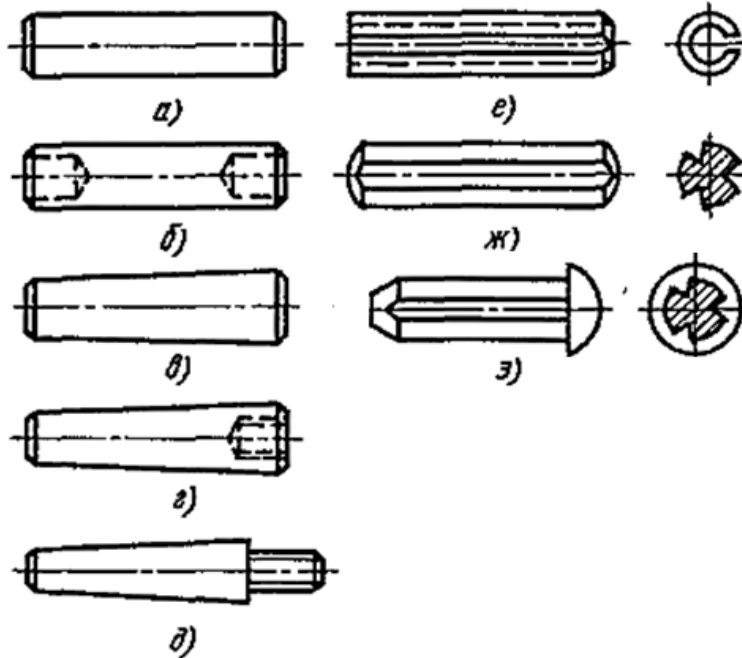


Рисунок 2.18 – Основные типы штифтов

Для постоянного прочного соединения обе детали сверлят и развертывают совместно под один размер. В соединениях по плоскости, подлежащих систематической разборке, в которых штифты предназначены для взаимного фиксирования деталей, отверстия в одной детали дополнительно развертывают, что позволяет производить разборку без выколачивания штифтов.

Наибольшее распространение имеют конические гладкие штифты. Конические штифты выполняют с конусностью $1:50$, обеспечивающей надежное самоторможение и центрирование деталей.

Гладкие цилиндрические штифты изготавливают с полями допусков на основную поверхность $m6, h8, h9, h11$, на длину штифта – по $h14$, на диаметр глухого отверстия – по $H13$, на его глубину – по $IT15$. Поля допусков резьбовых отверстий штифтов – по $7H$.

Основные типы конических штифтов:

а) простые, забиваемые в отверстия (рисунок 2.19, а и б), применяемые в сквоз-

ных отверстиях при возможности выбивания с противоположной стороны;

б) с резьбой для извлечения при разборке (рисунок 2.19, в, г), применяемые при установке в глухие отверстия;

в) в соединениях, подверженных толчкам и ударам, и в соединениях быстровращающихся деталей конические штифты необходимо специально предохранять от ослабления натяга и выпадания. Для этого их выполняют с прорезью и разведением концов или в виде пригонных болтов (рисунок 2.19, д):

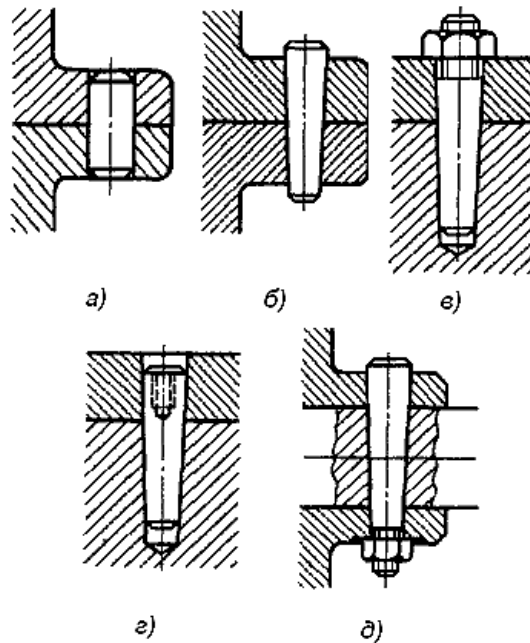


Рисунок 2.19 – Гладкие штифты

Конические штифты в основном применяют:

а) в соединениях деталей по плоскостям, стягиваемых крепежными винтами;

б) в соединениях по цилиндрическим и коническим поверхностям вал – ступица.

В соединениях деталей по плоскостям применяют обычно по два штифта и осуществляют фиксацию, тогда как основная нагрузка воспринимается силами трения в стыке, создаваемыми начальной затяжкой винтов. В соединениях деталей по цилиндрическим и коническим поверхностям при небольших нагрузках штифты заменяют шпонки.

Пружинные штифты (рисунок 2.18, е) вальцуют из ленты и закаливают. Ввиду

их податливости их можно устанавливать в отверстия с большими допусками, обеспечивая надежное сцепление даже при ударной нагрузке и сохранение силы сцепления после многократной сборки и разборки.

Штифты с канавками (рисунок 2.14 ж-к) применяют преимущественно для передачи нагрузки, а так же в качестве шпонок, обычных штифтов мелких осей. При забивании штифтов в отверстия выдавленный ранее из канавок материал упруго деформируется в обратном направлении. Таким образом, создаются повышенные местные давления что повышает прочность сцепления.

При ориентировании деталей относительно друг друга (соединение крышки и корпуса) обычно используют два штифта, но для фиксации углового положения деталей, ориентирование которых обеспечивается цилиндрическим сопряжением (например, соединение круглой крышки с корпусом) достаточно одного фиксирующего штифта.

Штифтовое соединение крышки и корпуса (рисунок 2.20) образует две посадки: штифт-отверстие корпуса и штифт-отверстие крышки, а в штифтовом соединении вала с зубчатым колесом следует различать центрирующее сопряжение вал-отверстие зубчатого колеса и две собственно штифтовые посадки: штифт-отверстия (два) во втулке зубчатого колеса и штифт-отверстие вала.

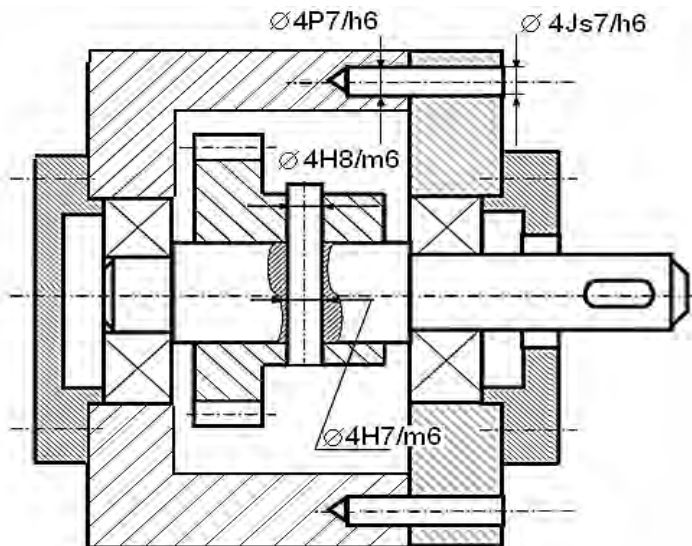


Рисунок 2.20 – Пример применения штифтовых соединений

Точность центрирования деталей в штифтовом соединении вала с зубчатым колесом (шкивом, ступицей рычага и др.) обеспечивается посадкой колеса на вал. Это обычное центрирующее гладкое цилиндрическое сопряжение, для которого можно выбрать посадку с очень малыми зазорами или натягами, следовательно, предпочтительны переходные посадки.

Поскольку поле допуска на диаметр штифта одинаково по всей длине, штифтовые посадки являются посадками в системе вала. Если выбрано основное отклонение поля допуска штифта h (например, $\varnothing 4 h8$), посадки реализуются в системе основного вала. А если выбрать иное стандартное основное отклонение поля допуска штифта (например, m), штифтовые посадки реализуются в системе неосновного вала, например, $\varnothing F8/m6$ и $\varnothing K7/m6$.

Условное обозначение штифта включает:

- слово "Штифт";
- обозначение типа (тип 1 не указывают, не указывают и другие, если тип однозначно определяется стандартом);
- размеры (диаметр d и длину L штифта, при необходимости с указанием поля допуска диаметра);
- обозначение стандарта.

Примеры обозначений штифтов:

Штифт 10 m6 × 60 ГОСТ 3128-70 – штифт диаметр 10 мм, длина 60 мм.

Штифт 8 h11 × 45 Хим. Окс. прм. ГОСТ 10773-93 – штифт диаметр 8 мм и длина 45 мм, с покрытием Хим. Окс. прм..

Штифтовые соединения крышки и корпуса (рисунок 2.21) представляют достаточно сложную задачу, связанную с составлением и решением взаимосвязанных размерных цепей. Каждое штифтовое сопряжение включает в себя две простейшие размерные цепи (посадка штифта в отверстие корпуса и посадка штифта в отверстие крышки). Образовавшиеся замыкающие звенья-зазоры (натяги) – будут входить как составляющие звенья в размерные цепи, определяющие межосевые размеры штифтового соединения, а также их замыкающие звенья-зазоры (натяги) – между образующими штифтов и отверстием корпусной детали (крышки).

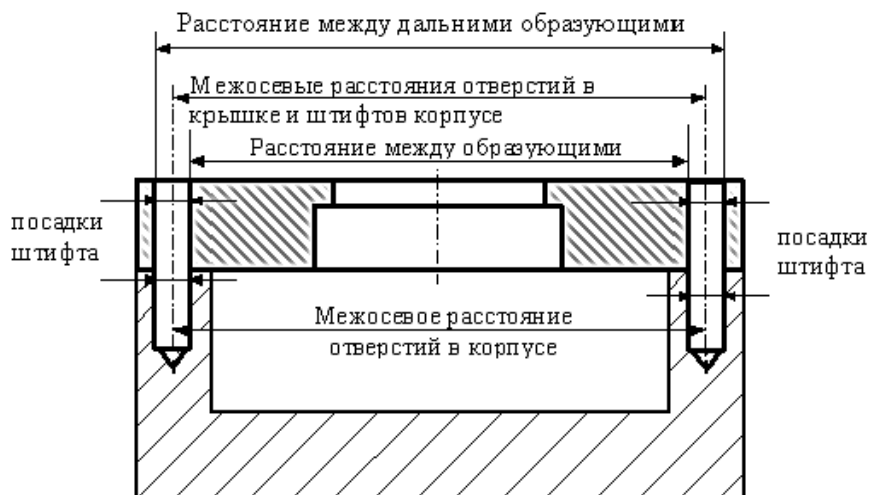


Рисунок 2.21 – Эскиз соединения крышка-корпус (ориентирование по двум штифтам)

Кроме намеченных линейных размерных цепей, следует также составить и рассчитать еще и угловые размерные цепи, поскольку отклонения осей штифтовых отверстий от перпендикулярности также существенно влияет на собираемость изделия.

В связи с тем, что обеспечить точность замыкающих звеньев таких размерных цепей методами полной взаимозаменяемости бывает затруднительно, достаточно часто прибегают к «технологической компенсации» – применяют совместную окончательную обработку штифтовых отверстий в сборе. Корпус и крышку с предварительно просверленными отверстиями собирают без штифтов и крепят друг к другу, затем «совпадающие» отверстия обрабатывают разверткой, чем обеспечивается их соосное расположение при фиксированном межосевом расстоянии. Такой технологический процесс можно рассматривать как применение технологии индивидуального производства, поскольку каждая крышка подходит только к своему корпусу.

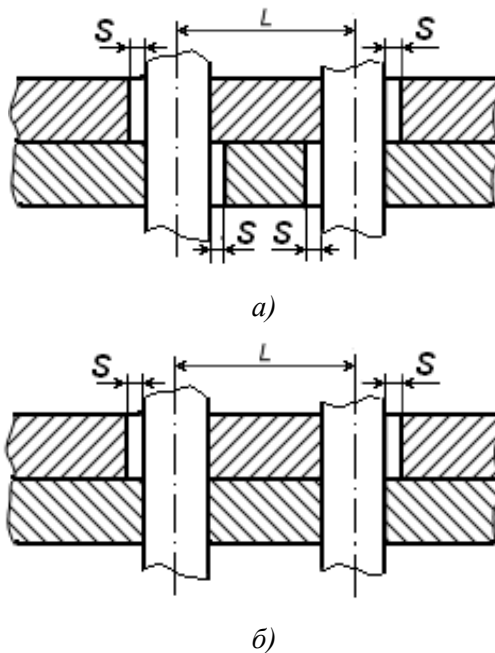
2.7.1 Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали

Взаимное расположение деталей в узле механизма часто определяется размерами между осями отверстий, которые предназначаются под крепежные детали (болты, винты, резьбовые шпильки, установочные штифты) и валы с посаженными на них деталями. Отклонения от номинальных размеров, определяющих взаимное расположение отверстий неизбежны, но они не должны превосходить пределов, определяемых слу-

жебным назначением соединения.

Соединения крепежными деталями могут быть двух типов (рисунок 2.22):

- а) с гарантированными зазорами в обеих соединяемых деталях;
- б) с зазорами только в одной из соединяемых деталей, в другой имеются резьбовые отверстия или отверстия, обеспечивающие натяг.



где S – зазор в соединяемых деталях; L – расстояние между штифтами

Рисунок 2.22 - Типы соединений крепежными деталями

Допуски расположения осей отверстий при требованиях взаимозаменяемости устанавливаются исходя из расчетного зазора S_p , который определяется по следующей формуле:

$$S_p = S_{min} - 2S_{рег} - 2(T_{пер1} + T_{пер2}) - T_c$$

где $S_{min} = D_{min} - d_{max}$ – гарантированный диаметральный зазор под проход крепежной детали, мкм;

$S_{рег}$ – зазор между сквозным отверстием и стержнем крепежной детали, который должен быть обеспечен для последующей регулировки взаимного расположения деталей или для облегчения сборки, мкм;

$T_{\text{пер}1}$, $T_{\text{пер}2}$ – допуски перпендикулярности осей отверстий к опорной плоскости, мкм;

T_c – допуск соосности ступеней крепежной детали, мкм.

Если требования к деталям ограничиваются только собираемостью, а другие отклонения расположения осей отсутствуют или ими можно пренебречь, то $S_p = S_{\text{min}}$

Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали могут устанавливаться одним из двух способов: позиционными допусками (смещением от номинального расположения осей) и предельными отклонениями размеров, координирующих оси отверстий.

Нормирование позиционных допусков является более предпочтительным, комплексно ограничивая отклонение осей от номинального расположения, они наиболее полно обеспечивают требования взаимозаменяемости и облегчают оформление чертежей. Позиционные допуски рассчитываются на основе формул, единых для всех видов расположения осей отверстий:

для соединений типа А: $T = S_p$

для соединений типа Б: $T = 0,5S_p$

где T – позиционный допуск в диаметральном выражении, мкм.

В наибольшей степени преимущества позиционных допусков проявляются в серийном и массовом производстве, поскольку они упрощают расчет кондукторов и комплексных калибров.

Расчет штифта на срез при передаче крутящего момента T :

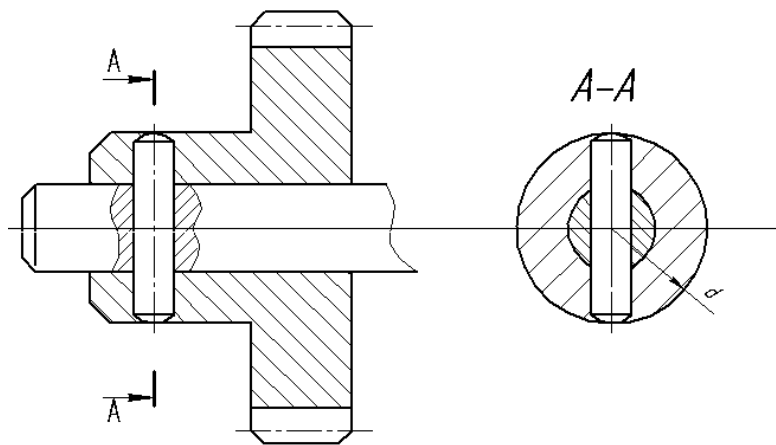


Рисунок 2.23–Расчет штифта на срез

$$[T] = \frac{d_B}{2} \cdot S_{\text{ср}} \cdot [\tau_{\text{шт}}] = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{2} \cdot [\tau] \cdot \frac{d_B}{2},$$

где T – допускаемый крутящий момент, Н/мм;

d_B - диаметр вала, мм;

$S_{\text{ср}}$ - площадь среза, мм²;

$d_{\text{шт}}$ - диаметр штифта, мм.

Диаметр штифта рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4[T]}{\pi \cdot [\tau_{\text{шт}}] \cdot d_B}}.$$

Достоинства штифтовых соединений:

1. Точное (Правильное) относительное позиционирование деталей друг относительно друга;
2. Передача сдвигающих сил;
3. Передача крутящего момента.

2.8 Шпоночные соединения

Шпоночное соединение предназначено для передачи крутящего момента без предъявления особых требований к точности центрирования деталей.

По форме шпонки делятся на:

- **призматические** (ГОСТ 23360-78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»);

- **сегментные** (ГОСТ 24071-97 «Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы»);

- **клиновые** (ГОСТ 24068-80 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»);

- **тангенциальные** (ГОСТ 24069-97 «Основные нормы взаимозаменяемости. Тангенциальные шпонки и шпоночные пазы»).

При использовании призматических шпонок получают как подвижные, так и неподвижные соединения; соединения сегментной и клиновой шпонками служат для образования только неподвижных соединений.

2.8.1 Призматические шпонки

Основными размерами призматической шпонки являются ширина b , высота h и длина шпонки l (рисунок 2.24). Размеры ширины и высоты шпонки, а также глубина паза вала t_1 и глубина паза втулки t_2 зависят от диаметра вала d . Длина шпонки выбирается из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 и далее до 500 мм.

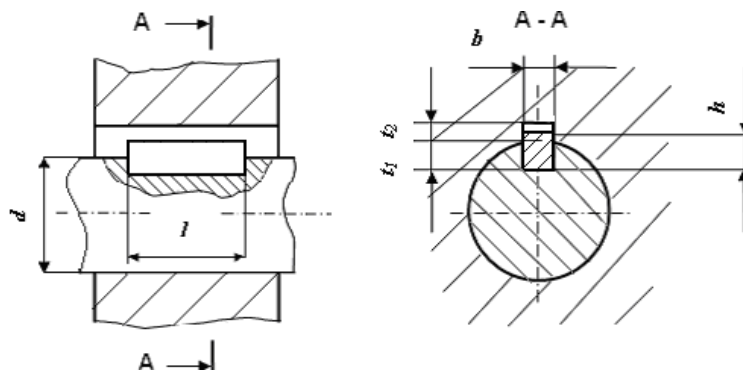


Рисунок 2.24 – соединение с призматической шпонкой

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров призматических шпонок и шпоночных пазов:

- ширина $b - h9$;
- высота $h - h9$, если $h > 6 - h11$;
- длина $l - h14$;
- длина паза вала $L - H15$;
- глубина паза вала t_1 и глубина паза втулки $t_2 - EI = 0$; $ES = +0,1 \dots +0,3$ мм.

Призматические шпонки бывают трех исполнений (рисунок 2.25):

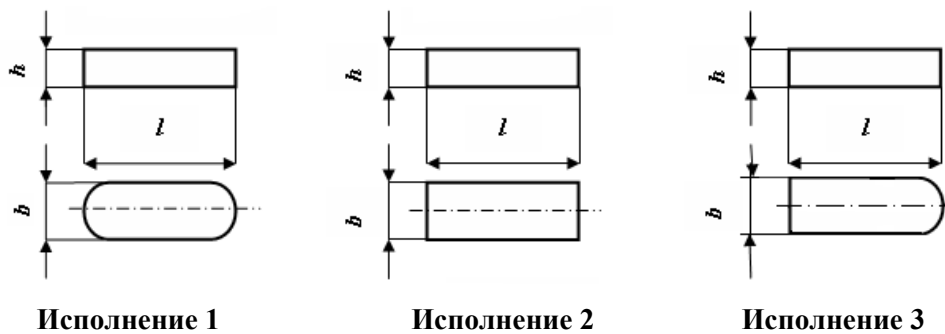


Рисунок 2.25 – призматические шпонки

Основным посадочным размером шпоночного соединения является ширина шпонки. По этому размеру установлены следующие типы шпоночных соединений: свободное, нормальное и плотное.

В зависимости от характера (типа) шпоночного соединения нормированы следующие поля допусков по ширине паза вала и втулки (таблица 2.1):

Таблица 2.1 – Поля допусков шпоночных соединений

Тип шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза вала	Поле допуска ширины паза втулки
Свободное	H9	D10
Нормальное	N9	Js9
Плотное	P9	P9

Условное обозначение призматической шпонки включает:

- слово «Шпонка»;
- обозначение исполнения (исполнение 1 не указывается);
- размеры $b \times h \times l$;
- обозначение стандарта.

Пример - Шпонка 2 – 4 × 4 × 12 ГОСТ 23360-78.

2.8.2 Сегментные шпонки

Сегментные шпонки применяют для передачи небольших крутящих моментов. Размеры сегментных шпонок и шпоночных пазов выбираются в зависимости от диаметра вала d (рисунок 2.26).

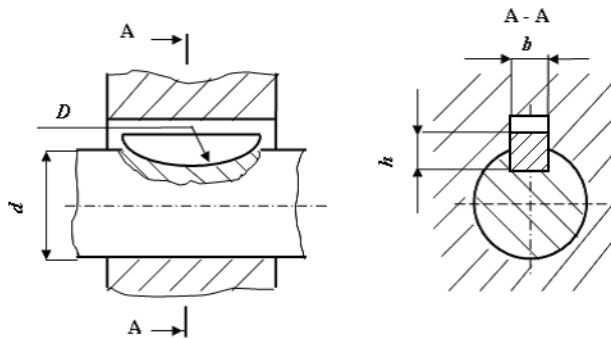


Рисунок 2.26 – соединение с сегментной шпонкой

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров сегментных шпонок и их пазов:

- ширина $b - h9$;
- высота $h (h_1) - h11$;
- диаметр $D - h12$.

Сегментные шпонки изготавливают двух исполнений (рисунок 2.27).

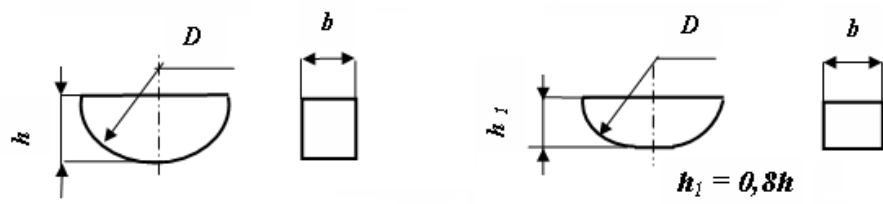


Рисунок 2.27 – Сегментные шпонки

Для сегментных шпонок используют шпоночные соединения, представленные в таблице 2.2

Таблица 2.2 – Виды шпоночных соединений

Тип шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза вала	Поле допуска ширины паза втулки
Нормальное	N9	Js9
Плотное	P9	P9

Примечание - Для термообработанных деталей допускается ширину паза вала изготавливать по H11, ширину паза втулки - по D10.

Условное обозначение сегментной шпонки включает:

- слово «Шпонка»;
- обозначение исполнения (исполнение 1 не указывается);
- размеры $b \times h (h_1)$;
- обозначение стандарта.

Пример - Шпонка 2 – 4 × 6,5 ГОСТ 24071-97.

2.8.3 Расчет шпоночных соединений на прочность(см. рисунок 2.24)

Условие прочности на смятие: $\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$

где F_t – окружная сила, $H, F_t = \frac{2T}{d}$;

$A_{см}$ – площадь смятия, $мм^2, A_{см} = (h - t_1)l_p$;

l_p – рабочая длина шпонки со скруглёнными торцами, мм, $l_p = l - b$;

l – полная длина шпонки, определённая на конструктивной компоновке; b, h, t_1 – стандартные размеры призматической шпонки; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190$ МПа; при колебаниях нагрузки $[\sigma_{см}]$ следует снижать на 20 ... 25 %; при ударной нагрузке – снижать на

40 ... 50 %; при чугунной ступице приведенные значения $[\sigma_{см}]$ снижать вдвое.

Если при проверке шпонки $\sigma_{см}$ окажется значительно меньше $[\sigma_{см}]$, то можно взять шпонку меньшего сечения, но обязательно проверить её на смятие. Если $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$, то рациональнее перейти на посадку вала с натягом. При этом рекомендуются посадки:

- для цилиндрических прямозубых колёс $H7/p6$ ($H7/r6$);
- для цилиндрических косозубых и червячных колёс $H7/r6$ ($H7/s7$);
- для конических колёс $H7/s7$ ($H7/t6$).

Так как размеры шпонки выбирают по диаметру вала, обычно расчет прочности на срез не производится. В необходимых случаях расчет на срез производится по следующей формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{l_p \cdot b \cdot d} \leq [\tau_{ср}], \text{ МПа,}$$

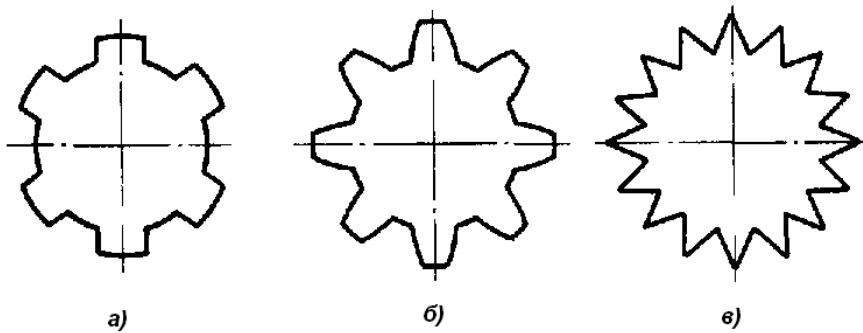
где $[\tau_{ср}]$ – допустимое напряжение на срез, МПа.

2.9 Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые (зубчатые) соединения вал — ступица (рисунок 2.28) представляют собой соединения, образуемые выступами-зубьями на валу, входящими во впадины соответствующей формы в ступице. Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом.

Шлицевые соединения имеют по сравнению со шпоночными следующие преимущества:

- а) большую несущую способность при одинаковых габаритах из-за значительно большей рабочей поверхности и равномерного распределения давления по высоте зубьев;
- б) большую усталостную прочность вала, чем вала со шпоночными канавками;
- в) детали на валах лучше центрируются и имеют лучшее направление при передвижении вдоль вала.



a – прямобочное; *б* – эвольвентное; *в* – с треугольными шлицами

Рисунок 2.28– Виды шлицевых соединений

Зубчатые соединения применяют в качестве неподвижных для постоянного соединения ступицы с валом, подвижных без нагрузки, например для переключения шестерен, и подвижных под нагрузкой.

2.9.1 Прямобочные шлицевые соединения

В настоящее время имеют наибольшее распространение (в общем машиностроении 80 — 90 %). Профиль очерчивается окружностью выступов, окружностью впадин и прямыми, образующими на валу выступы-зубья постоянной толщины. ГОСТ 1139—80 предусматривает соединения *трех серий*:

- легкой при наружных диаметрах

$D = 26 \dots 120$ мм с числом зубьев в зависимости от диаметра $z = 6; 8; 10$;

- средней при $D = 14 \dots 125$ мм, $z = 6; 8; 10$;

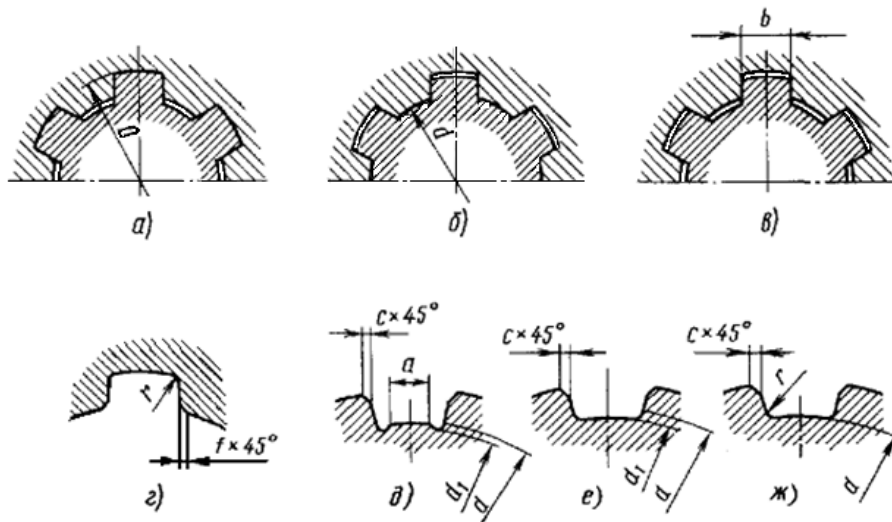
- тяжелой при $D = 20 \dots 125$ мм, $z = 10; 16; 20$.

Зубчатые соединения различают *по системе центрирования* ступицы вала (рисунок 2.29):

а) по боковым граням;

б) по наружному диаметру;

в) по внутреннему диаметру.



a – наружному диаметру; b – по внутреннему диаметру; $в$ – по боковым граням; $г$ – форма сечения ступицы; $д...ж$ – форма сечения вала исполнений.

Рисунок 2.29 – Виды центрирования прямобочных шлицевых соединений

Центрирование по боковым граням зубьев не обеспечивает точной соосности ступицы и вала, но обеспечивает наиболее равномерное распределение сил между зубьями; поэтому его следует применять при передаче больших крутящих моментов, но при отсутствии высоких требований к точности центрирования.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяют центрирование по наружному или внутреннему диаметру. Если ступицу по отверстию термически не обрабатывают или обрабатывают до невысокой твердости, то по технологическим условиям следует применять центрирование по наружному диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и производительную обработку: на ступице — протягиванием, а на валу — круглым шлифованием; 80 % прямобочных зубчатых соединений имеют, центрирование по наружному диаметру. Если ступица по отверстию имеет высокую твердость, то следует применять центрирование по внутреннему диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала, и втулки шлифованием. По внутреннему диаметру можно обеспечить наиболее высокую точность центрирования.

Внешние углы профиля вала (рисунок 2.29, $е$ и $ж$) выполняют с фасками, внутренние углы у основания зубьев вала — с закруглениями или с выкружками. При цен-

трировании по внутреннему диаметру применяют профиль, указанный на рисунке 2.29д, ж, а при центрировании по наружному диаметру и боковым граням – на рисунке 2.29е. Допуски назначают по ГОСТ 1139-80.

Условное обозначениепрямобочного зубчатого соединения состоит 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, $D8 \times 36 \times 40$ обозначает соединение с числом шлицов – 8, с центрированием по наружному диаметру и размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм.

2.9.2 Соединения эвольвентного профиля

Соединения *эвольвентного* профиля (рисунок 2.28, б) являются весьма перспективными. Профиль очерчивается окружностью выступов, окружностью впадин и эвольвентами, как профили зубьев зубчатых колес. Впадины между зубьями вала могут выполняться с закруглениями.

Отличие этого профиля от профиля зубчатых колес заключается в увеличенном угле профиля рейки до 30° (вместо 20°) в уменьшенной высоте зуба до 0,9— 1 модуля, что связано с отсутствием перекатывания.

Эвольвентный профиль зубчатых соединений имеет следующие достоинства:

- а) повышенная прочность;
- б) технологичность.

Повышенная прочность получается благодаря большому количеству зубьев, утолщению зубьев к основанию и наличию закруглений у основания. Теоретический коэффициент концентрации напряжений при кручении в 2 раза меньше, чем у прямобочного профиля.

Для обработки шлицевых валов эвольвентного профиля требуется меньший комплект более простых фрез с прямолинейными режущими кромками, чем для валов прямобочного профиля, вследствие чего эвольвентный профиль получается точнее; при его обработке могут быть использованы весьма совершенные технологические процессы, применяемые для зубчатых колес. Шлицы в ступицах больших размеров удобно нарезать долбьями на зубодолбежных станках. Однако эвольвентные протяжки получаются дорогими, и трудоемкость шлифования эвольвентных шлицев в не-

сколько раз больше, чем прямоугольных. Это пока ограничивает применение эвольвентных зубчатых соединений.

ГОСТ 6033-80 охватывает эвольвентные соединения с центрированием по наружному диаметру (рисунок 2.30, а) и по боковым поверхностям (рисунок 2.30, б) с модулями $m = 0,5 \dots 10$ мм, с наружными диаметрами, принимаемыми за номинальные, $D = 4 \dots 500$ мм и с числами зубьев $z = 6 \dots 82$.

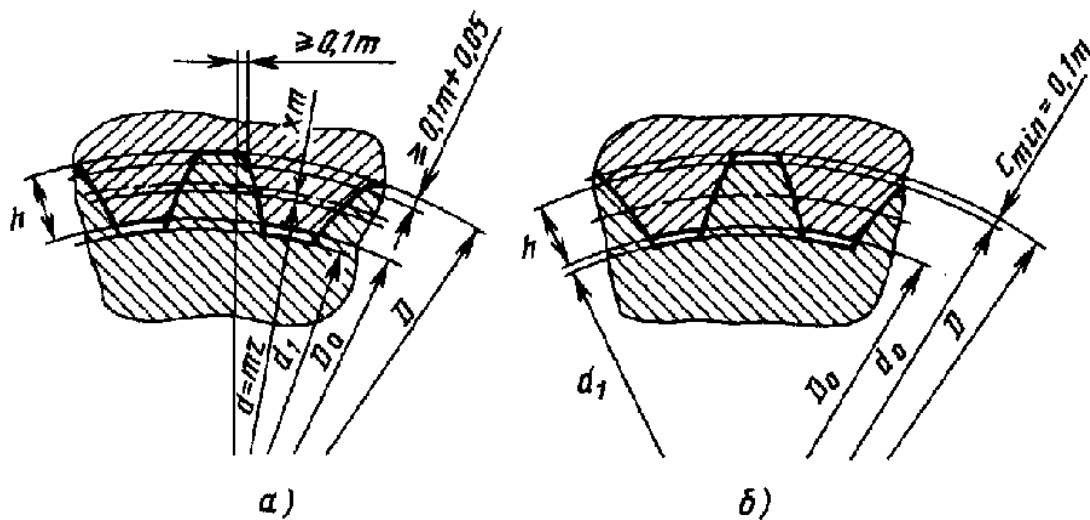


Рисунок 2.30 – Эвольвентноеэшлицевое соединение

Основные параметры соединений связаны зависимостью $D = m(z + 1,0 + 2x)$,

где x – смещение исходного контура (параметр, необходимый для установки инструмента при нарезании).

Шлицевые прямоугольные и эвольвентные соединения выполняют как правило прямозубыми. Косозубые соединения применяют для регулировки зазора или создания натяга в передачах и для передвижения косозубых зубчатых колес.

2.9.3 Соединения треугольного профиля

Как правило, они неподвижные (рисунок 2.31), применяют при стесненном диаметральной габарите. Угол профиля зуба втулки α_2 (половина угла впадины втулки) назначают равным $30, 36$ и 45° . Угол профиля зуба вала $\alpha_1 = \alpha_2 - 180^\circ/z$. Обычно соединения треугольного профиля применяют с числом зубьев $z = 15 \dots 70$, модулем $m = 0,2 \dots 1,6$ мм наружным диаметром $5 \dots 100$ мм.

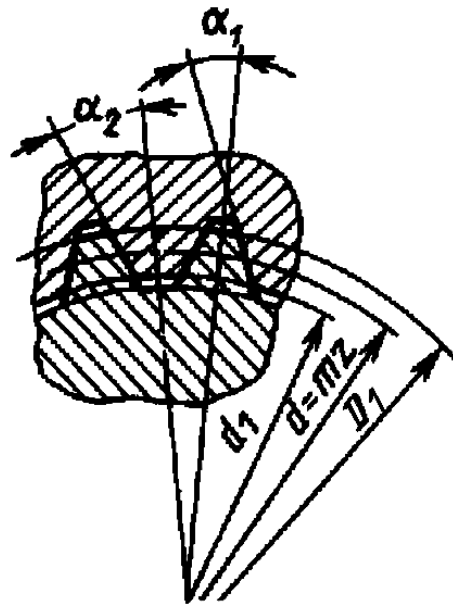


Рисунок 2.31 – Шлицевое соединения треугольного профиля

Треугольные соединения выполняют не только цилиндрическими, но и коническими. Конусность обычно выбирают $1:16$ по впадинам вала. Треугольные соединения удобно применять при необходимости малых относительных регулировочных поворотов деталей.

2.9.4 Расчет на износ прямобочных зубчатых соединений, соединений эвольвентного и треугольного профилей

Расчеты и эксперименты показывают, что при работе шлицевых (зубчатых) соединений происходят скольжение и износ, связанные с зазорами и контактными деформациями. Износ резко увеличен при повышенных зазорах, в зубчатых колесах малых диаметров, в паразитных колесах и ременных шкивах, где радиальные нагрузки повышены.

Расчеты показывают, что очень большой износ должен быть в шлицевых соединениях шкивов, так как в условиях больших скольжений эти соединения плохо смазываются. Наблюдения в эксплуатации полностью подтверждают этот вывод. Эффективным средством повышения долговечности шлицевых соединений является уменьшение зазоров и упрочнение рабочих поверхностей.

Зубчатые соединения выходят из строя из-за повреждения рабочих поверх-

ностей: износа, смятия, заедания. По форме расчет представляет собой расчет на смятие, а допускаемое давление следует выбирать в соответствии с видом повреждения.

Условие износостойкости (рисунок 2.29) (преимущественно используется в качестве проверочного):

$$\sigma = 10^3 T / (S_A l) \leq [\sigma]_{\text{усл}};$$

где T – вращающий момент, Н·м;

l – длина соединения;

S_A – статический момент единицы длины рабочей поверхности шлицев относительно оси вала: $S_A = 0,5zh d_{\text{ср}}$

где z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев, мм;

$d_{\text{ср}}$ – средний по высоте зуба диаметр, мм;

$[\sigma]_{\text{усл}}$ – допускаемое напряжение износа.

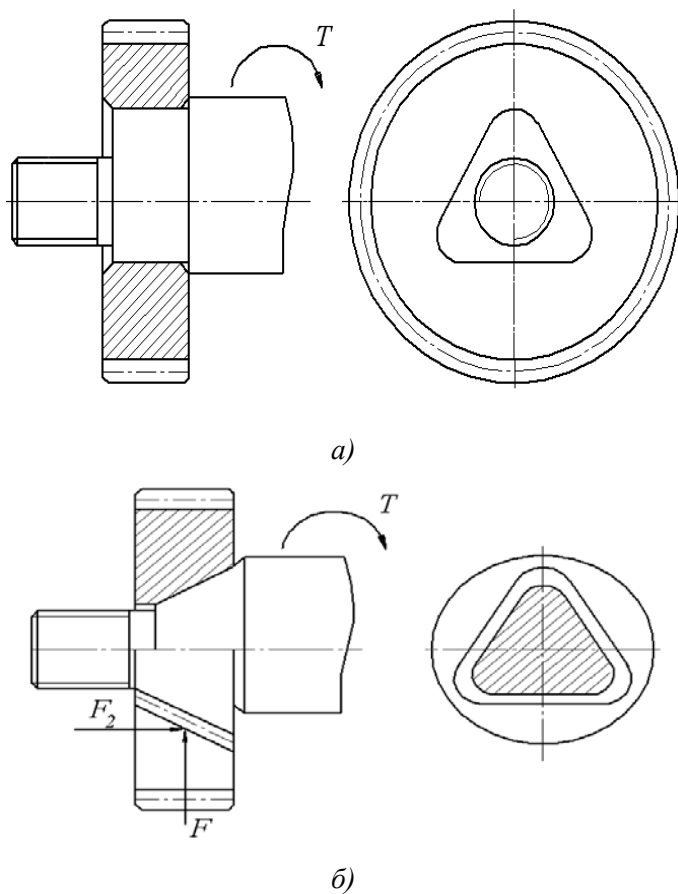
Для прямобочного профиля $h = 0,5(D - d) - 2c$; $d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$.

Для эвольвентного профиля приближенно: $h = 0,8m$; $d_{\text{ср}} = D - 1,1m$.

Для треугольного профиля с диаметрами окружностей вершин зубьев вала D_1 и ступицы d_1 (рисунок 2.30): $h = 0,5(D_1 - d_1)$; $d_{\text{ср}} = d = mz$.

2.10 Профильные (бесшпоночные) соединения

Под бесшпоночными или фасонно-профильными соединениями понимают соединения с поверхностью контакта, имеющей плавный некруглый профиль (в поперечном сечении) без шпонок и заменяющих их зубьев (рисунок 2.32а и б):



a – цилиндрическое соединение; *б* – коническое соединение

Рисунок 2.32– Бесшпоночные соединения

Профиль бесшпоночных соединений позволяет обрабатывать их методом копирования на токарных, фрезерных и шлифовальных станках.

Достоинствами этих соединений являются:

- а) отсутствие источников концентрации напряжений, связанных с формой;
- б) самоцентрирование.

К недостаткам этих соединений относятся:

- а) большие распорные усилия, значительно деформирующие насаживаемые на вал тонкостенные детали;
- б) непригодность для работы в условиях перемещений под нагрузкой;
- в) потребность в специальном оборудовании и трудность замены деталей при ремонте.

Конические соединения (рисунок. 2.32, б) характеризуются большей легкостью съема, чем цилиндрические, но они сложнее в изготовлении.

Основное применение в бесшпоночных соединениях имеет профиль, обладающий свойством равноосности — постоянством расстояния между параллельными касательными и имеющий общую нормаль в точках касания.

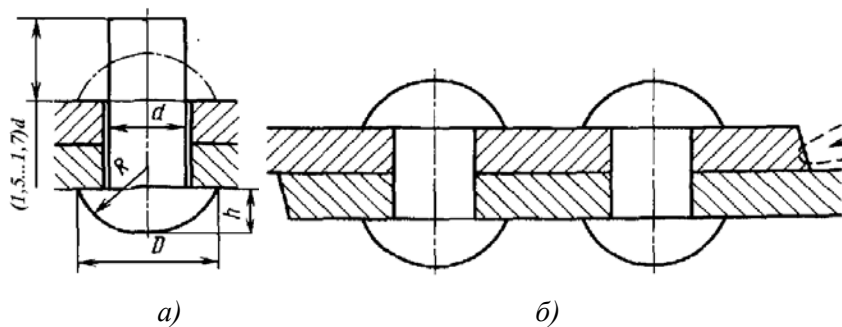
К числу бесшпоночных соединений относят также четырехугольное, которое широко применяют для концевых участков валов, в частности под ключ. Оно достаточно прочно и технологично.

Расчет на прочность бесшпоночных соединений сводится к проверке:

- а) напряжения смятия на рабочей поверхности;
- б) напряжения растяжения во втулке;
- в) радиальной деформации втулки.

2.11 Заклепочные соединения

Заклепка (рисунок 2.33, а) представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкающей, формируют при клепке. Заклепочные соединения образуют постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых элементов и расклепкой с осаживанием стержня (рисунок 2.33, б):



d — диаметр стержня заклепки, h — высота головки,
 R — радиус головки, D — диаметр головки.

Рисунок 2.33 – Заклепка с полукруглыми головками и простейшее заклепочное соединение

Заклепки стягивают соединяемые детали, в результате чего часть, а иногда и вся внешняя продольная нагрузка на соединение передается силами трения на поверхности стыка.

Заклепочные соединения разделяют на:

а) силовые соединения (иначе называемые прочными соединениями), используемые преимущественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;

б) силовые плотные соединения (иначе называемые плотнопрочными соединениями), используемые в котлах и трубах, работающих под давлением.

Достоинствами заклепочных соединений по сравнению со сварными являются большая стабильность и лучшая контролируемость качества, а также меньшие повреждения соединяемых деталей при разьеме. Недостатками являются большой расход металла, большая стоимость, менее удобные конструктивные формы в связи с необходимостью наложения одного листа на другой или применения специальных накладок. В настоящее время заклепочные соединения в большинстве областей вытеснены сварными.

Область практического применения заклепочных соединений ограничивается следующими случаями:

1. Соединения, в которых нагрев при сварке недопустим из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробления окончательно обработанных точных деталей.

2. Соединения несвариваемых материалов.

3. Соединения, непосредственно воспринимающие большие повторные ударные и вибрационные нагрузки. По мере совершенствования технологии сварки эта область сокращается.

Заклепки изготавливают из прутков на высадочных автоматах.

Отверстия в соединяемых деталях получают:

а) продавливанием;

б) продавливанием с последующим рассверливанием

в) сверлением.

Продавливание возможно только для листов толщиной до 25 мм и связано с образованием вокруг отверстия мелких трещин. Поэтому в ответственных соединениях отверстия рассверливают.

Клепку стальными заклепками диаметром до 8-10 мм, а также заклепками из латуни, меди и легких сплавов всех диаметров производят холодным способом, а остальных горячим способом с подогревом конца заклепки до светло-красного каления (1000 – 1100° С).

Клепку производят на клепальных машинах (прессах) или пневматическими молотками. Для заклепок, установленных холодной клепкой, характерна значительно меньшая сила, стягивающая соединяемые элементы, чем для заклепок горячей клепки, поэтому эти заклепки работают в основном на сдвиг.

Для обеспечения плотности швов применяют чеканку кромок - технологическую операцию осаживания части металла вдоль кромок и по окружности головок заклепок, обеспечивающую полосу уплотненного шва по контуру соединения.

Материал заклепок должен быть достаточно пластичным для обеспечения возможности формирования головок и однородным с материалом соединяемых элементов во избежание электрохимической коррозии. Стальные заклепки обычно изготавливают из сталей Ст2, Ст3, 09Г2 и др. Для соединения элементов из сталей повышенного качества целесообразно применять заклепки из тех же сталей, если это возможно по условиям их пластического деформирования.

2.11.1 Основные типы заклепок и конструкций швов

Государственными стандартами (ГОСТ 10299-68-10303-68) предусмотрены следующие виды заклепок нормальной точности.

Заклепки со сплошным стержнем с полукруглой головкой(рисунок 2.34, а):

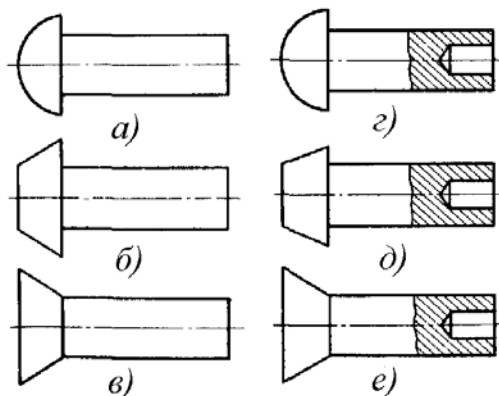


Рисунок 2.34– Стандартные стальные заклепки с различной формой головок

Имеют основное применение в силовых и плотных силовых швах. Головка очерчивается радиусом $R = (0,8 \div 1) d$, имеет диаметр $D = (1,5 \div 1,75) d$ и высоту $h = (0,6 \div 0,65) d$, где d - диаметр стержня заклепки. Большие значения коэффициентов соответствуют меньшим размерам заклепок.

Заклепки с плоской головкой (рисунок 2.34, б) предназначены для работы в коррозионных средах

Заклепки с потайной головкой (рисунок 2.34, в), применяемые при недопустимости выступающих частей, в частности в самолетах.

Заклепки с полупотайной головкой для соединения тонких листов.

Заклепки полупустотелые (рисунок 2.34, г, д, е) и пустотелые применяют для соединения тонких листов и неметаллических деталей, не допускающие больших нагрузок.

В последние годы для металлических конструкций применяют особые конструкции, так называемые замковые болты, обеспечивающие весьма быструю постановку и не требующие поддержки закладной головки. Замыкающую головку выполняют в виде высокой шайбы. При установке замкового болта шайбу обжимают на стержне, который в этом месте имеет канавки. По окончании процесса обжатия насеченную хвостовую часть стержня обрывают. Напрессовка шайбы и обрыв хвостовой части стержня осуществляются пневматическим пистолетом. Ослабленное сечение у хвостовика подбирается согласно условию формирования головки и оптимальной силы затяжки.

Заклепочные соединения по конструкции разделяют на соединения:

- внахлестку (рисунок 2.35, *a*),
- соединения с одной накладкой (рисунок 2.35, *б*)
- соединения с двумя накладками (рисунок 2.35, *в*):

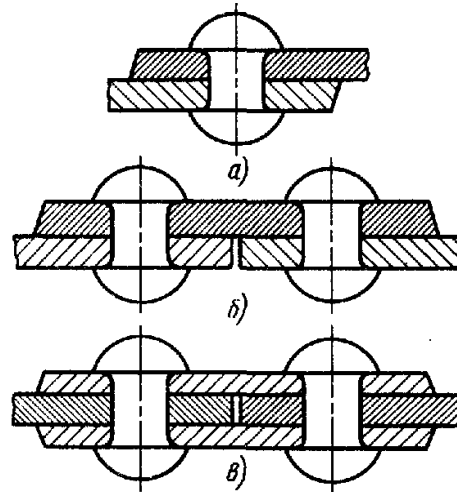


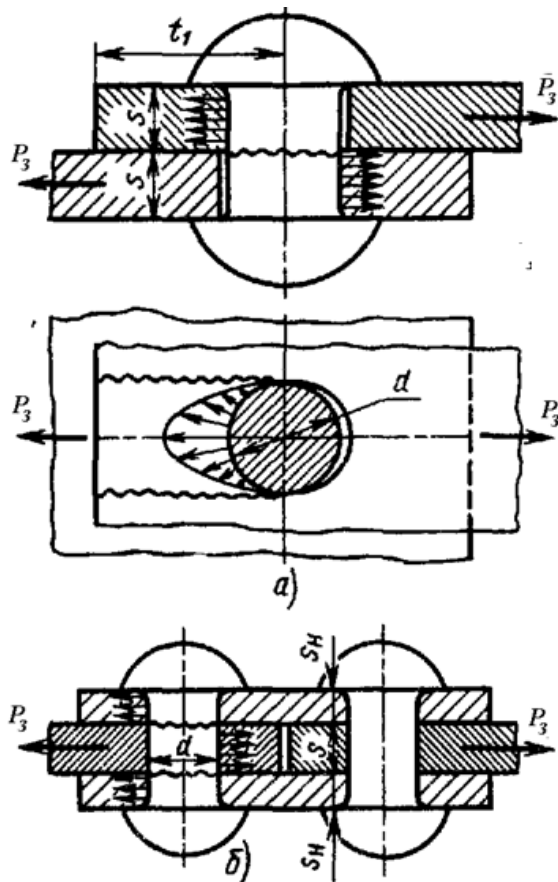
Рисунок 2.35 – Основные типы заклепочных соединений

2.11.2 Расчет заклепочных соединений

В соответствии с обычными условиями работы заклепочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой. При нагружении заклепочного соединения продольными силами (в пределах сил трения на поверхностях контакта) нагрузка передается силами трения. Затем в работе начинает принимать участие тело заклепки, подвергаясь изгибу, смятию и сдвигу.

В плотном соединении необходимо, чтобы вся внешняя нагрузка во избежание местных сдвигов воспринималась силами трения.

Расчет заклепок в соединении. Находящимся под действием продольной нагрузки, сводится по форме к расчету их на срез. Трение в стыке учитывают при выборе допускаемых напряжений среза. При центральном действии нагрузки предполагается равномерное распределение сил между заклепками.



P_3 – допустимая нагрузка, d – диаметр стержня заготовки, s – толщина стенки соединяемых деталей

Рисунок 2.36 – Расчетные схемы односрезного и двухсрезного заклепочного соединения

В односрезном заклепочном соединении (рисунок 2.36, а), допустимая нагрузка, отнесенная к одной заклепке:

$$P_3 = \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{ср}},$$

где, $[\tau]_{\text{ср}}$ - условное допускаемое напряжение заклепки на срез.

В двухсрезном заклепочном соединении (рисунок 2.36, б) допускаемая нагрузка на заклепку и необходимое число заклепок:

$$P_3 = k \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}, \quad z = \frac{F}{k \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}}$$

k – число плоскостей среза;

F – сила, действующая на участок шва;

Тело заклепки на смятие в односрезном или двухсрезном силовом соединении проверяют по формуле:

$$P_3 \leq [\sigma]_{\text{см}} s d,$$

где s – толщина стенки соединяемых деталей.

Проверка на смятие плотных соединений не нужна, так как в них вся продольная нагрузка воспринимается силами трения в стыке.

2.12 Сварные соединения

Сварные соединения – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева изделий. Оно образуется сваривания материалов деталей в зоне стыка и не требует никаких вспомогательных элементов. Прочность соединения зависит от однородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей его зоны.

Виды сварки весьма разнообразны. Каждый из них имеет свои конкретные области применения. Из всех видов сварки наиболее широко распространена электрическая. Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную.

Электродуговая сварка основана на использовании теплоты электрической дуги для расплавления металла.

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей и осуществляется несколькими способами.

При стыковой контактной сварке через детали пропускают ток, сила которого достигает нескольких тысяч ампер.

2.12.2 Расчет прочности сварных соединений

Различают:

- Стыковое соединение с прямым швом
- Стыковое соединение с косым швом.

В зависимости от работы стыкового шва его соответственно рассчитывают на

растяжение (рисунок 2.37):

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p];$$

на сжатие:

$$\sigma'_c = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_c];$$

где σ'_p, σ'_c – соответственно расчетное напряжение в шве при растяжении и сжатии; F – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые элементы, δ – толщина более тонкой свариваемой детали, l – длина шва; $[\sigma'_p], [\sigma'_c]$ – соответственно допускаемое напряжение для шва при растяжении и сжатии.

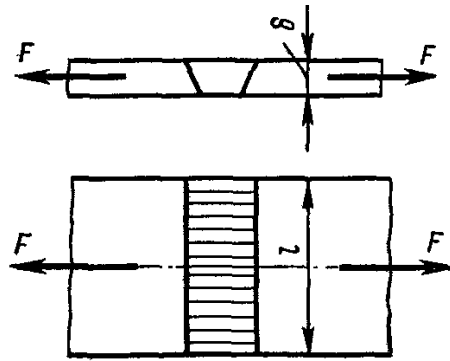
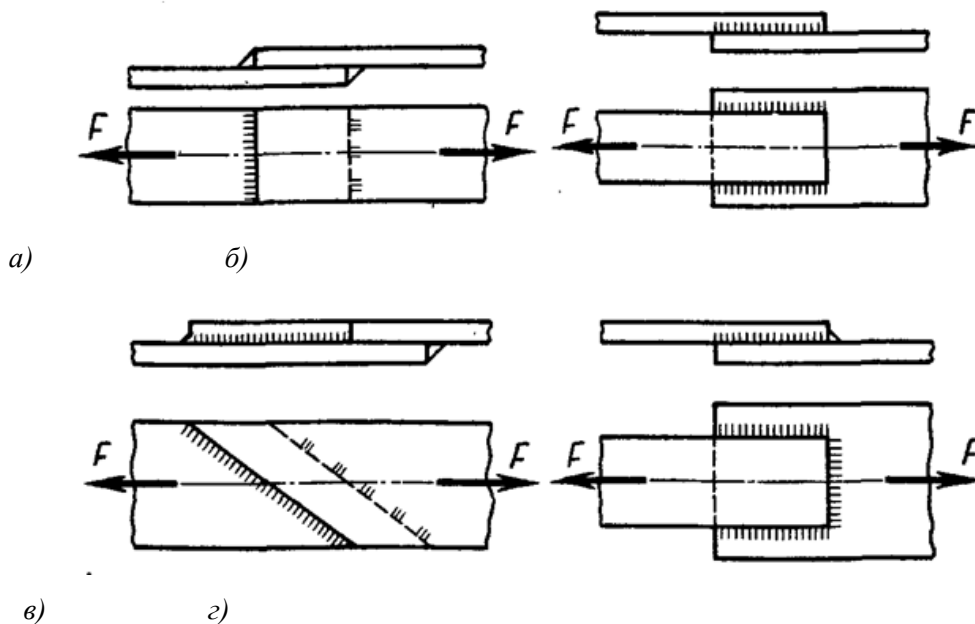


Рисунок 2.37 – Стыковое соединение

Нахлесточное соединение (рисунок 2.38). Соединения выполняются угловым швом. В зависимости от направления шва относительно направления действующих сил угловые швы бывают:

- 1) лобовыми, расположены перпендикулярно направлению силы (рисунок 2.38, а);
- 2) фланговыми, расположены параллельно направлению силы (рисунок 2.38, б);
- 3) косыми, расположены под углом к направлению силы (рисунок 2.38, в);
- 4) комбинированными, состоящие из 2-х или 3-х швов (рисунок 2.38, г).



a - лобовой; *б* - фланговый; *в* - косой; *г* - комбинированный

Рисунок 2.38 – Швы нахлесточных соединений

Максимальную длину лобового и косого швов не ограничивают. Длину фланговых швов следует принимать не более $60K$, где K - длина катета шва. Минимальная длина углового шва 30мм; при меньшей длине дефекты в начале и в конце шва значительно снижают его прочность.

Минимальный катет углового шва K_{min} принимают равным 3мм, если толщина металла $s \geq 3$ мм.

Допускаемая сила для соединения: $F_1 = F_2 = 0,7[\tau'_{cp}]KL$,

где $[\tau'_{cp}]$ – допускаемое напряжение для сварного шва на срез; K - катет шва;

L - весь периметр угловых швов;

для лобовых швов $L = l$;

для фланговых $L = 2l_1$;

для косых $L = \frac{l}{\sin\beta}$;

для комбинированных $L = 2l_1 + l$.

2.13 Соединения деталей с натягом

Соединения деталей с натягом— это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна на другую деталей. Для скрепления деталей используются силы упругости предварительно деформированных деталей.

Соединения можно разделить на две группы:

1) соединения деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям, причем одна деталь охватывает другую (специальные соединительные детали отсутствуют, рисунок 2.39);

2) соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок

Основное применение имеют соединения первой группы.

Взаимное смещение деталей предотвращается силами трения на поверхности контакта и взаимным направлением соединяемых деталей. Соединения с натягом могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты.

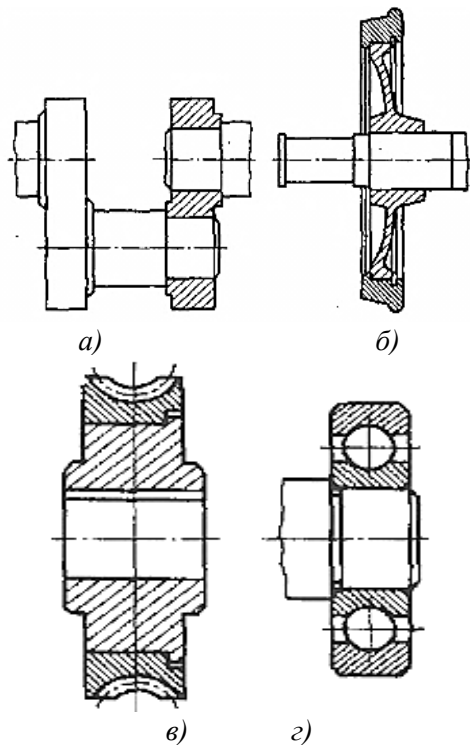


Рисунок 2.39 – Соединения с натягом по цилиндрическим поверхностям

Общим *достоинством* соединений с натягом является возможность выполнения их для очень больших нагрузок и хорошее восприятие ими ударных нагрузок.

Цилиндрические и конические соединения просты в изготовлении, обеспечивают хорошее центрирование, не требуют специальных крепежных деталей.

Недостатки:

- 1) сложность сборки и разборки (особенно внутри неразъемного корпуса), возможность ослабления посадки и повреждения посадочных поверхностей при разборке;
- 2) большое рассеивание прочности сцепления в связи с рассеиванием действительных посадочных размеров в пределах допусков;
- 3) трудность неразрушающего контроля.

Соединения имеют широкое применение при больших, особенно динамических нагрузках и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. Как известно, при динамических нагрузках некоторые соединения быстро отказывают.

Характер соединения определяется натягом, который выбирают в соответствии с посадками, установленными стандартной системой предельных допусков и посадок. Сопротивления сдвигу при больших натягах достигают 10000 кгс.

Для соединения тонкостенных деталей большие натяги неприменимы.

Способы соединения с натягом:

- 1) **запрессовкой**— простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий.
- 2) **нагревом охватывающей детали** температуры ниже температуры отпуска — способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой и особенно эффективный при больших длинах соединений;
- 3) **с охлаждением охватываемой детали** — способ, преимущественно применяемый для установки небольших деталей, например втулок в массивные корпусные детали, и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления;
- 4) **гидрозапрессовкой**, т. е. нагнетанием масла под давлением в зону контакта, что резко снижает силу запрессовки; наибольшая эффективность гидрозапрессовки и распрессовки — в подшипниковых узлах и конических соединениях.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности.

Давление p должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил.

При нагружении соединения осевой силой F_a (рисунок 2.40, а), условие прочности:

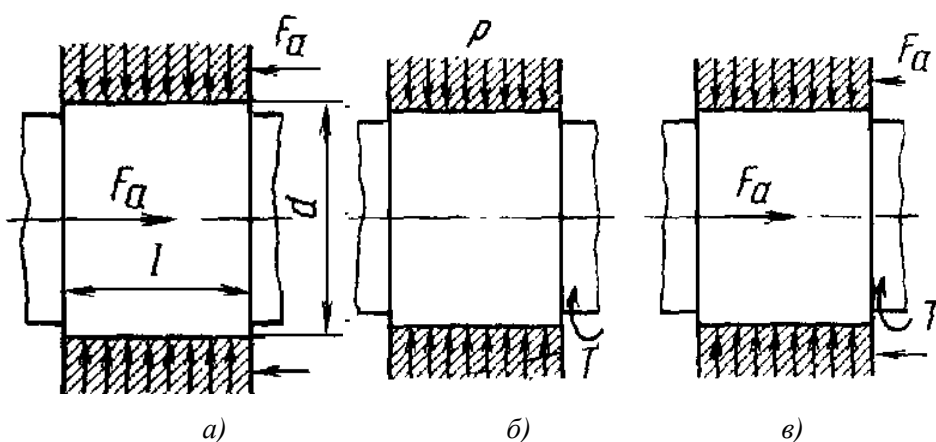


Рисунок 2.40 –Расчетная схема соединений с натягом

$$F_a \leq \pi d l p \cdot \frac{\mu}{K},$$

откуда требуемое давление на поверхности контакта:

$$p \geq \frac{F_a \cdot K}{\pi \mu d l}$$

где μ — коэффициент трения; d и l — диаметр и длина посадочной поверхности; K — коэффициент запаса сцепления.

При нагружении соединения крутящим моментом T (рисунок 2.40, б), условие прочности:

$$T \leq \pi d l p \frac{\mu}{K} \cdot \frac{d}{2},$$

откуда

$$p \geq \frac{2KT}{\pi\mu d^2 l}$$

При одновременном нагружении крутящим моментом T и сдвигающей силой F_a (рисунок 2.40, в) расчет ведут по равнодействующей окружной и осевой силе:

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

откуда

$$p \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{K\pi\mu dl}.$$

Эти формулы без коэффициента концентрации распространяемы на обычные соединения, у которых $\frac{l}{d} = 0,8$.

При нагружении соединения изгибающим моментом M на эпюру давлений от посадки накладывается эпюра давлений, характерная для изгиба (рисунок.), при этом половина момента воспринимается верхней, а другая половина — нижней половиной соединения.

Наибольшие давления (рисунок 2.41.) в соединении от изгибающего момента (по аналогии с изгибом):

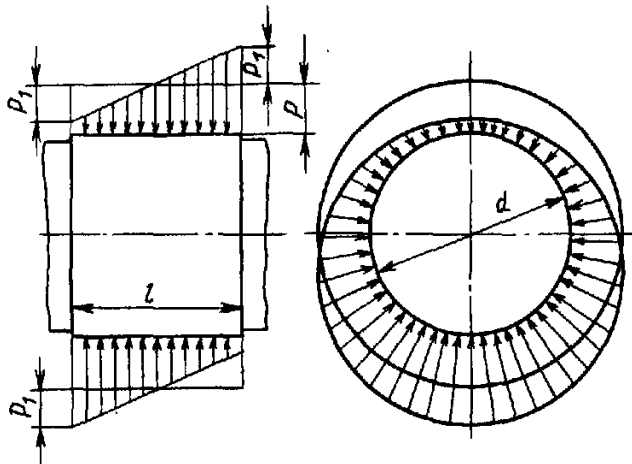


Рисунок 2.41 – Эпюры давлений в соединении при нагружении изгибающим моментом

$$p_1 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M}{2W} = \frac{12M}{\pi l^2 d} \leq p,$$

где $\frac{4}{\pi}$ - множитель, учитывающий серпообразный характер эпюры давлений по окружности цапфы;

$W = \frac{d \cdot l^2}{6}$ - момент сопротивления изгибу диаметрального сечения цапфы.

Согласно условию предотвращения раскрытия стыка и перегрузки соединения допустимый изгибающий момент принимают:

$$M = 0,2 p d l^2.$$

При этом $p_1 \approx 0,75p$ и давление на посадочной поверхности (в одной точке) снижается до $0,25p$.

Допустимый момент пропорционален квадрату длины, поэтому соединения, подверженные значительным изгибающим моментам, нельзя делать малой длины.

Посадочное давление p связано с расчетным натягом δ зависимостью Ляме, (рис. 2.42, а):

$$p = \frac{\delta}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)},$$

где

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

d – посадочный диаметр; d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали (ступицы); E_1 и E_2 – модули упругости материала охватываемой и охватывающей деталей соответственно; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей соответственно; для стали принимают $\mu = 0,3$, для чугуна $\mu = 0,25$.

Примечание.

В действительности посадочное давление в соединениях, у которых вал, как обычно, длиннее ступицы, распределяется неравномерно по длине. В связи с тем, что выступающие из втулки участки вала затрудняют его деформацию, давления вблизи концов втулки возрастают.

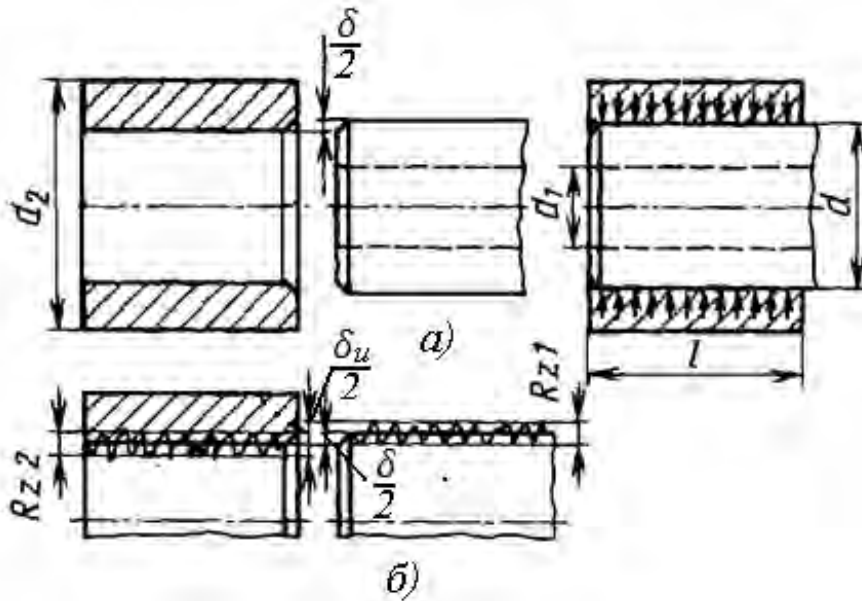


Рисунок 2.42 – Расчетная схема

Расчетный натяг δ (рисунок 2.42, б) меньше измеряемого $\delta_{и}$, т. е. меньше разности диаметров охватываемой и охватывающей деталей, так как измерения производят по вершинам неровностей. Поправка представляет собой величину смятия микронеровностей:

$$\delta = \delta_{и} - 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} — высоты неровностей сопрягаемых поверхностей.

Прочность деталей соединения проверяют по наибольшему вероятностному натягу выбранной посадки. Этот натяг может быть значительно больше потребного. Эпюры распределения нормальных напряжений: окружных σ_t и радиальных σ_r показаны на рисунке

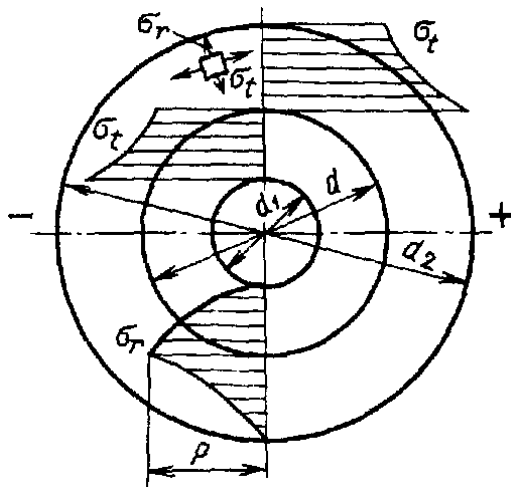


Рисунок 2.43 – Эпюры распределения напряжений в деталях соединений с натягом

Опасным элементом, как правило, является охватываемая деталь.

Наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватываемой детали:

$$\sigma_r = -p; \sigma_t = p \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}.$$

Наибольшие эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}.$$

Наибольшие напряжения у охватываемой детали возникают также на внутренней поверхности и являются сжимающими:

$$\sigma_t = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}.$$

Напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ и σ_t не должны по возможности превышать пределы текучести материала соответствующих деталей.

Если при наибольшем вероятном натяге возникают недопустимо большие пластические деформации,

то применяют подбор (комплектовку) деталей- селективную сборку.

Для некоторых деталей, например для колец подшипников качения, посадочный натяг ограничивают *изменением диаметров свободной (непосадочной) поверхности*. Например, излишний натяг может существенно уменьшить радиальный зазор в подшипниках качения и даже привести к защемлению тел качения.

В области упругих деформаций уменьшение внутреннего диаметра охватываемой детали после запрессовки (рисунок 2.43).

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]}$$

увеличение наружного диаметра охватывающей детали после запрессовки:

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left[\left(\frac{d_2}{d} \right)^2 - 1 \right]}$$

где p — давление.

Для сборки с помощью нагрева охватывающей или охлаждения охватываемой детали необходимую разность температур деталей определяют по формуле:

$$t = \frac{\sigma_{и max} + \Delta_d}{\alpha d} \cdot 10^{-3},$$

где $\sigma_{и max}$ — наибольший измеряемый натяг посадки, мкм;

Δ_d — необходимый зазор для удобства сборки, принимаемый обычно равным зазору посадки (движения), мкм;

α — коэффициент линейного расширения, в среднем равный для стали $12 \cdot 10^{-6}$.

ГЛАВА 3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

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 несколько десятков зубчатых колес, а мировой выпуск зубчатых колес измеряется миллионами штук в день.

Основные причины применения передач в машинах следующие:

1. требуемые скорости движения рабочих органов машины, как правило, не совпадают с оптимальными скоростями двигателя, обычно ниже, а тихоходные двигатели для больших моментов очень громоздки и дороги;
2. для большинства технологических и транспортных машин необходима возможность регулирования скорости и периодической работы с большими моментами (при малых скоростях). Между тем регулирование скорости двигателя не всегда возможно и экономично;
3. двигатели обычно выполняют для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказывается необходимым поступательное движение, движение с заданным законом изменения скорости;
4. двигатели не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнительными механизмами из-за габаритов машины, условий техники безопасности, удобства обслуживания, а иногда должны приводить по несколько механизмов.

Передачи по принципу работы разделяют на:

1. передачи трением с непосредственным контактом тел качения (фрикционные) и с гибкой связью (ременные);
2. передачи зацеплением с непосредственным контактом (зубчатые и червячные) и с гибкой связью (цепные).

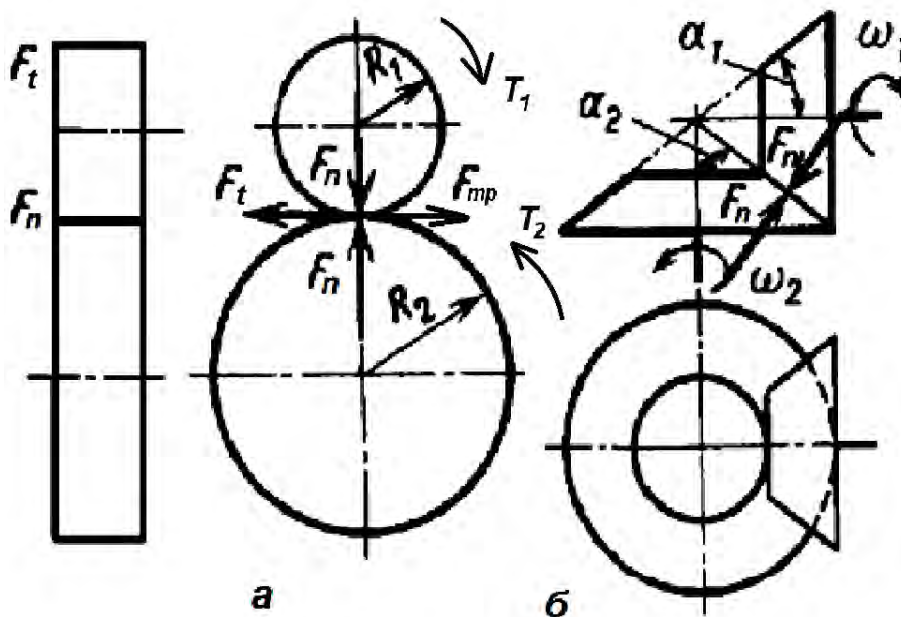
Основными характеристиками передач являются передаточное отношение, передаваемый момент, быстроходность и КПД.

3.1 Фрикционные передачи

3.1.1 Основные понятия и типы фрикционных передач

Фрикционные передачи – это передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения.

Простейшая фрикционная передача между параллельными валами состоит из двух роликов, прижимаемых один к другому (рисунок 3.1а).



F_t – окружная сила; F_n – сила прижатия зубчатых колес; $F_{тр}$ – сила трения R_1 и R_2 соответственно радиус шестерни и зубчатого колеса; ω_1 и ω_2 – угловая скорость шестерни и зубчатого колеса; α_1 и α_2 – соответственно угол делительного конуса шестерни и зубчатого колеса

Рисунок 3.1 – Схемы фрикционных передач для постоянного передаточного отношения: а – цилиндрическими катками; б – коническими катками.

При вращении ведущего ролика в месте контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомый ролик. Необходимая сила трения между колесами фрикционной передачи достигается прижатием одного из них к другому.

Постоянную силу прижатия осуществляют одним из следующих способов:

- начальной за тяжкой с помощью специальных пружин или других упругих деталей, в том числе и самих колес (за счет упругой деформации материала колес);
- собственной массой узла или машины;
- центробежной силой.

Переменная сила прижатия может достигаться с помощью специальных прижимных механизмов.

Заменяв цилиндрические ролики коническими (рисунок 3.1 б), можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями. Угол между валами конической передачи может быть любым, но в большинстве случаев он равен 90° . Для правильной работы колес конической передачи оба конуса должны иметь общую вершину. Цилиндрические и конические фрикционные передачи характеризуются условно постоянным передаточным отношением

Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом, можно осуществить передачу с переменным передаточным отношением (вариатор). Фрикционные вариаторы по конструкции разнообразны (рисунок 3.2): лобовые, конусные, шаровые, торовые, клиномерные.

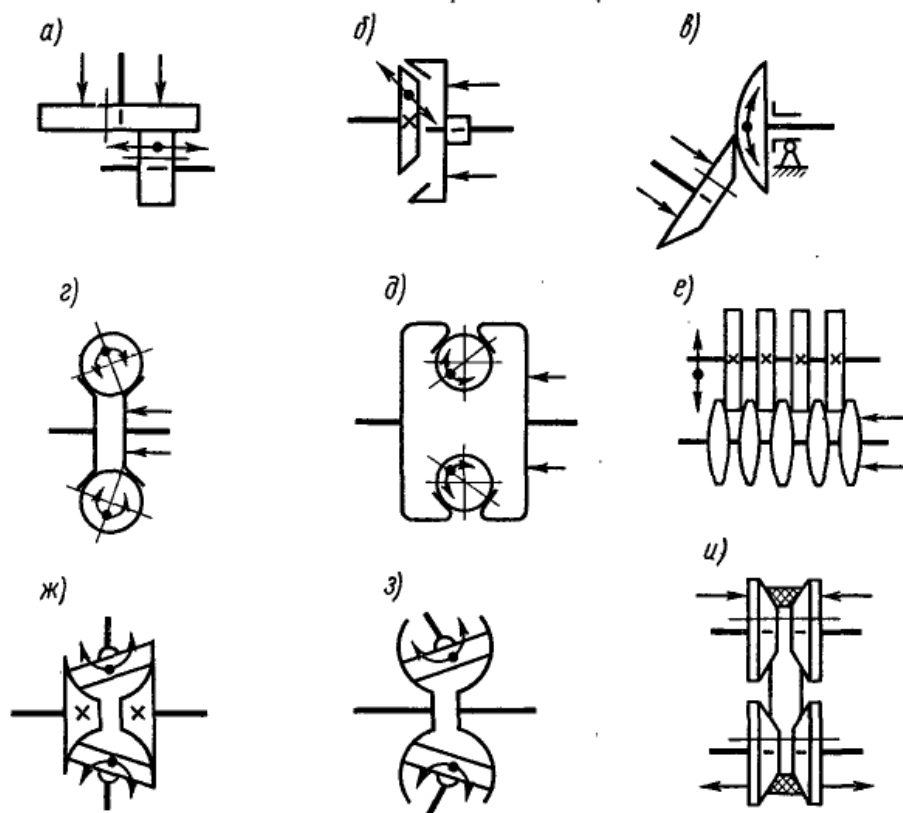


Рисунок 3.2 – Фрикционные вариаторы

a – лобовые, *б* – конусные, *в*, *г*, *д* – шаровые, *е* – многодисковые, *ж*, *з* – торовые, *и* – клиномерные.

Передачи с постоянным передаточным отношением

Примером таких передач являются конусные и цилиндрические реверсивные передачи винтовых прессов. Передача (рисунок 3.3) имеет два ведущих конуса, поочередно сцепляемых с ведомым конусом осевым перемещением ведущего вала. При этом ведомый вал, связанный с винтом, получает то правое, то левое вращение, а винт соответственно осуществляет рабочий и обратный ход. Материал конусов обычно чугуна, рабочую поверхность ведомого конуса покрывают кожаной лентой, прорезиненной тканью или прессованным асбестом.

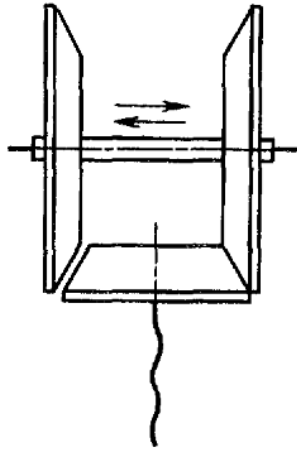


Рисунок 3.3 – Коническая реверсивная передача прессы

Вариаторы

Вариаторы – тип фрикционной передачи, предназначенный для бесступенчатого регулирования скорости вращения. Используется в трансформаторах, в транспортном машиностроении, станкостроении. Бывают: лобовые, дисковые, конические, цепные, клиноременные, шаровые и др.

Лобовые вариаторы (рисунок 3.4) являются простейшим примером фрикционной передачи, состоящая из диска и ролика. Вследствие значительной разности скоростей на площадке касания уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости. Однако благодаря своей простоте, возможности выполнения реверсивными, а также благодаря перпендикулярности осей ведущего и ведомого валов, что в ряде случаев упрощает кинематическую схему машины, простые лобовые вариаторы иногда применяют, в винтовых прессах и приборах.

При передвижении ролика вдоль оси вала меняется радиус качения на диске и, следовательно, передаточное отношение.

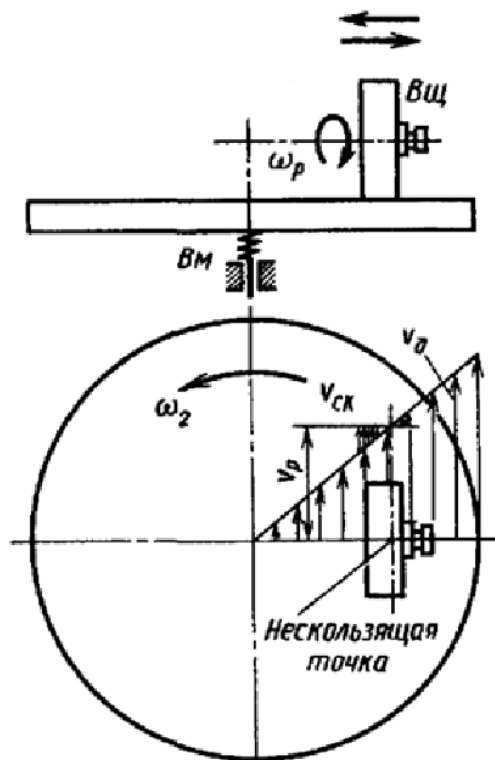


Рисунок 3.4 – Лобовая передача

3.1.2 Достоинства и недостатки. Применение фрикционных передач

Достоинства фрикционных передач:

- а) простота тел качения;
- б) равномерность вращения, что позволяет применять фрикционные передачи в машинах при высоких скоростях, а также в приборах, например в приборе для проверки точности зубчатых колес;
- в) возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения.

Последнее является решающим для применения фрикционных передач, так как передачи зацеплением не допускают бесступенчатого регулирования,

Недостатки фрикционных передач:

- а) большие нагрузки на валы и подшипники или необходимость применения специальных конструкций с разгруженными опорами; например, при коэффициенте трения 0,25 и запасе сцепления 1,5 сила взаимодействия между телами качения в 6 раз превышает полезную окружную силу;

б) необходимость специальных нажимных устройств для прижатия одного тела качения к другому, которые не требуются в передачах зацеплением;

в) опасность повреждения передачи при буксовании и в отдельных случаях неравномерный износ тел качения;

г) невозможность, в отличие от передач зацеплением, получения абсолютно точных средних передаточных отношений из-за проскальзывания и неизбежных погрешностей диаметров тел качения, а поэтому невозможность применения передачи при необходимости жесткой кинематической связи, не допускающей накопления ошибок в относительном угловом положении валов.

Основное применение фрикционные передачи имеют в бесступенчатых вариаторах. Современные фрикционные вариаторы могут конкурировать с электрическими и гидравлическими, отличаясь своей простотой и малыми габаритами при достаточно высоком к. п. д. Фрикционные передачи для постоянного передаточного отношения довольно широко применяют в приборах. Применение этих передач в машиностроении весьма ограничено, так как обычно оказывается целесообразнее применять зубчатые передачи, имеющие меньшие габариты, оказывающие меньшие силовые воздействия на опоры и не требующие специальных нажимных устройств. Большое применение имеют передачи колесо - рельс и колесо - дорожное полотно самоходного транспорта.

3.1.3 Расчетные зависимости для определения сил прижатия тел качения фрикционных передач.

Для передачи окружной силы F фрикционной передачей тела качения должны быть прижаты одно к другому с силой F_n (рисунок 3.1):

$$F_n = \frac{SF}{\mu}$$

где μ - коэффициент трения; S - запас сцепления, принимаемый в силовых передачах 1,25-1,5, а в передачах приборов до 3.

Расчетные значения коэффициентов трения: сталь по стали в масле 0,04-0,05; сталь по стали или по чугуно в сухую 0,15 – 0,2; сталь по текстолиту в сухую 0,2-0,3.

По силе Q ведут расчет на прочность тел качения, а также расчет валов и подшипников передачи.

Передаточное отношение фрикционной передачи (рисунок 3.1 а и б):

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1 \xi}{R_2},$$

где n_1 и n_2 -частота вращения ведущего и ведомого тел качения, об/мин; R_1 и R_2 -соответственно их радиусы; ξ - коэффициент, учитывающий скольжения и изменяющийся от 0,995 для передач, работающих всухую, до 0,95 для вариаторов, работающих в масле, при значительных передаточных отношениях.

Фрикционные передачи основаны на использовании сил трения в контакте тел вращения под действием силы прижатия (рисунок 3.1).

Сила трения на ведущем и ведомом катках F_{mp} имеет противоположное направление по отношению к окружной силе F_t . Момент T_2 , представляющий собой сопротивление движению рабочего органа машины, направлен в сторону, противоположную вращению ведомого катка.

Во всех фрикционных передачах должно быть соблюдено соотношение, определяющее их работоспособность:

$$F_n \mu \geq k F_t$$

где k -коэффициент запаса сцепления, гарантирующий работу передачи без буксования при перегрузках; $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$ — окружная сила; μ — коэффициент трения.

Расчетная зависимость определения сил прижатия тел качения имеет следующий вид:

$$F_{np} \geq \frac{k F_t}{\mu} = \frac{2kT}{\mu d}$$

3.1.4 Материалы. Основные требования, предъявляемые к материалам тел качения:

- а) высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- б) достаточно высокий коэффициент трения во избежание больших сил прижатия;
- в) достаточно высокий модуль упругости во избежание повышенных потерь на трение, связанных с размерами площадки контакта.

Закаленная сталь по закаленной стали обеспечивает наименьшие габариты и высокий к. п. д. передачи, но требует точного изготовления передачи и высокой чистоты отделки поверхностей трения. Наиболее пригодными являются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15, а также стали типа 18ХГТ и 18Х2Н4МА). Передачи работают как в масле, так и всухую.

Для материалов сталь - пластмасса требуются менее высокая точность изготовления и отделка контактирующих поверхностей. Передачи работают всухую. В связи с большим коэффициентом трения на валы действуют меньшие силы, чем при металлических телах качения, к. п. д. несколько ниже, а габариты больше.

Более надежны передачи, у которых ведущее тело сделано из менее твердого материала, чем ведомое, так как при случайном буксовании на последнем не образуются лыски.

Применяют обрезиненные тела качения, обеспечивающие весьма высокий коэффициент трения, однако падающий с увеличением влажности воздуха.

Для обкладок в крупных передачах применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

3.1.5 Кинематический и прочностный расчеты

3.1.5.1 Кинематический расчет

Передаточные отношения простых вариаторов (рисунок 3.4 а и б):

$$u = \frac{n}{n_0} = \frac{R_1 \xi}{R}$$

$$u_{min} = \frac{R_1 \xi}{R_{max}}$$

$$u_{max} = \frac{R_1 \xi}{R_{min}}$$

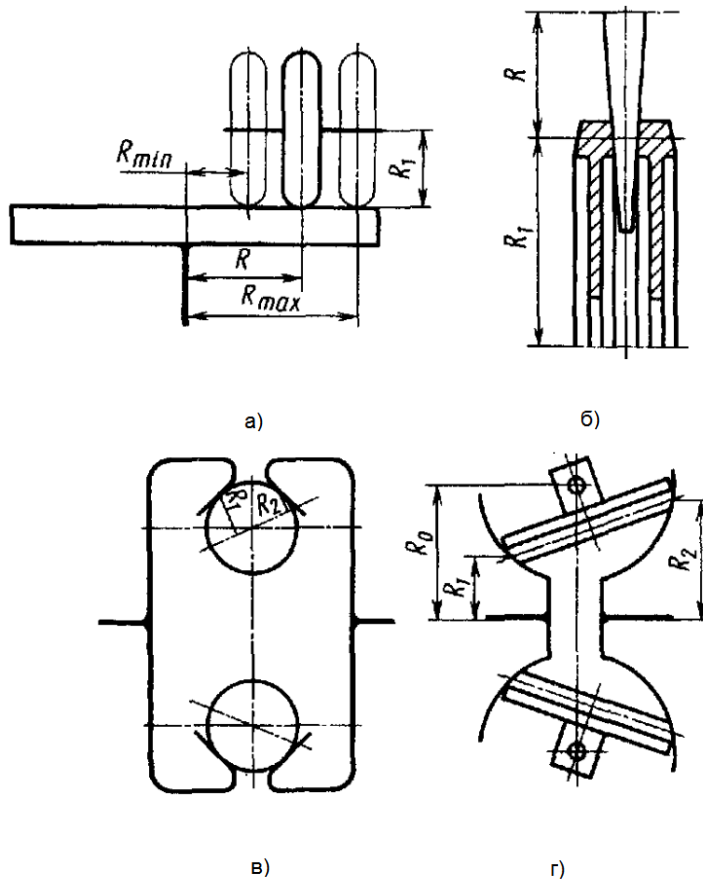
где n и n_0 — частота вращения на выходе и входе передачи, об/мин; ξ — коэффициент, учитывающий скольжение. Потребное отношение наибольшего рабочего радиуса к наименьшему:

$$\frac{R_{max}}{R_{min}} = \frac{u_{max}}{u_{min}} = D$$

где D — диапазон регулирования: $D = n_{max} / n_{min}$.

Передаточные отношения двойных вариаторов с промежуточным звеном (рисунок 3.4 в и г):

$$u = \frac{n}{n_0} = \frac{R_1 \xi}{R_2}; u_{min} = \frac{n_{min}}{n_0} = \frac{R_{min} \xi}{R_{max}}; u_{max} = \frac{n_{max}}{n_0} = \frac{R_{max} \xi}{R_{min}};$$



a и *б* – простые вариаторы; *в* и *г* – двойные вариаторы с промежуточным звеном

Рисунок 3.4 – Кинематические схемы вариаторов

3.1.5.2 Расчеты на прочность

Тела качения нужно проверять по контактным напряжениям на площадке касания. Для определения по расчету на контактную прочность геометрических параметров передачи используют соответствующую формулу Герца для контактных напряже-

ний, в которой потребную силу прижатия Q выражают через крутящий момент T , а приведенную кривизну — через диаметр D одного из тел качения.

Например, для лобовой передачи с начальным касанием по линии (рисунок 3.5), подставив $Q = \frac{2\beta T}{D\mu}$ в формулу для контактного напряжения (рассмотрена ранее), получим диаметр ролика:

$$D = \frac{0,836}{[\sigma]_H} \sqrt{\frac{\beta ET}{\mu b}}$$

где T — крутящий момент на валу ролика;

μ — коэффициент трения;

β — запас сцепления;

$[\sigma]_H$ — допустимое контактное напряжение, МПа.

3.1.6 Расчет контактных напряжений во фрикционных передачах. Передаваемый момент.

Критерии работоспособности фрикционной передачи.

Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является контактная прочность. Прочность и долговечность фрикционных передач оцениваются по контактным напряжениям - напряжениям смятия поверхности на площадке контакта

В отличие от неподвижного контакта в соединениях, происходящего обычно по большой номинальной площади, контакт при перекачивании в передачах и опорах качения происходит по малым площадкам (начальный контакт по линии или в точке), на которых возникают большие напряжения.

При сжатии цилиндров вдоль образующих (начальное касание по линии – линейчатый контакт) площадка контакта имеет вид полоски и контактные напряжения распределяются по ее ширине по эллипсу.

Контактное напряжение (наибольшее по ширине площадки):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{F}{b\rho_{\text{пр}}}}$$

для тел, выполненных из стали и других материалов с коэффициентом

$$\text{Пауссона } \nu = 0,3 \sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{b\rho_{\text{пр}}}}$$

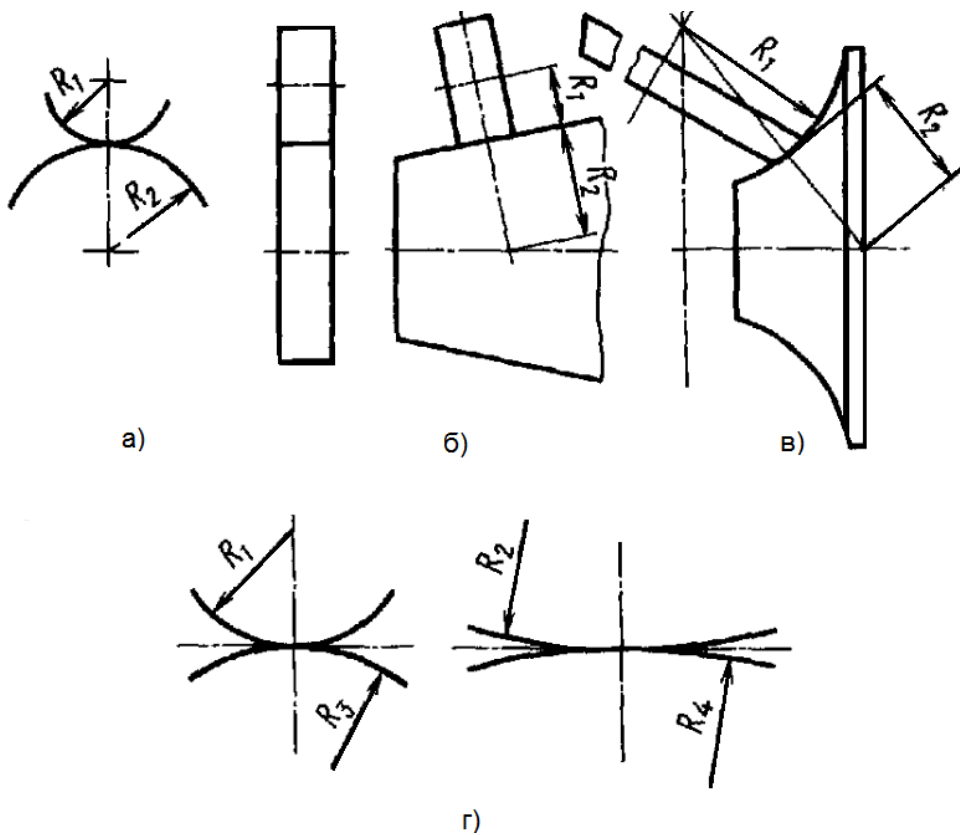
где F — сила прижатия одного тела к другому; E — приведенный модуль упругости; при изготовлении контактирующих тел из разных материалов: $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$.

b — длина контакта;

$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$; — приведенная кривизна (для тела с внутренним контактом радиус принимается отрицательным).

Эту же формулу применяют как приближенную для сжатия вдоль образующих конусов и торов с одинаковыми радиусами образующих.

Радиусы ρ_1 и ρ_2 (рисунок 3.10) измеряют по нормали к поверхности.



a, б, в – начальное касание по линии; *г* – начальное касание в точке (показано в двух взаимоперпендикулярных сечениях)

Рисунок 3.10– Расчетные схемы

При сжатии шаров, торов с неодинаковыми радиусами образующих, а также цилиндров и конусов с перекрещивающимися осями (*начальное касание в точке – точечный контакт*) площадка контакта имеет форму круга или эллипса, а эпюра напряжения соответственно — полусферы или полуэллипсоида.

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{\frac{QE^2}{\rho_{пр}^2}}$$

m – коэффициент, зависящий от отношения главных радиусов кривизны (рисунок 3.11):

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_4}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_3}} \leq 1$$

ρ_1 и ρ_2 — главные радиусы кривизны одного тела; ρ_3 и ρ_4 — другого тела.

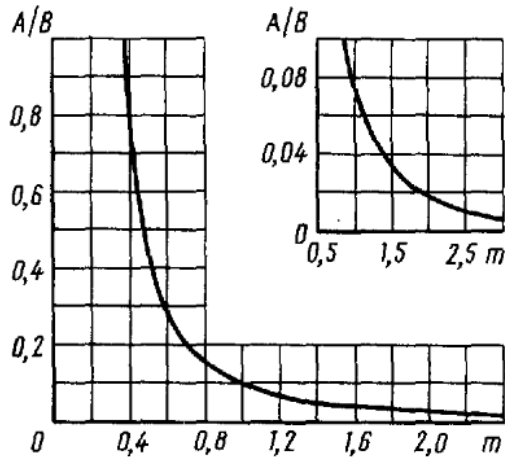


Рисунок 3.6 – График для определения коэффициента m

Как видно из приведенных формул Герца, контактные напряжения пропорциональны нагрузке не в первой степени, а в степени $1/2$ или $1/3$, а также зависят от модуля упругости. Это связано с тем, что сама площадка контакта растет с ростом нагрузки и зависит от модуля упругости.

Условия применимости формул Герца – незначительные размеры (для полоски – её ширина) площадки контакта по сравнению с радиусами кривизны поверхностей в зоне контакта; контактирующие поверхности идеальные, абсолютно гладкие и сухие, а силы трения отсутствуют; материалы тел анизотропны; деформации только упругие.

Передаваемый момент рассчитаем как:

$$T_1 = F_0 \cdot \frac{d}{2} = F_1 \cdot \mu \cdot \frac{d_1}{2} \cdot K_3$$

где μ - коэффициент трения (табличное значение); d_1 - диаметр первого колеса, мм; K_3 - коэффициент запаса сцепления.

3.1.7 Расчет нажимных механизмов

Рассмотрим расчет на наиболее сложном примере торового вариатора (рисунок 3.7), имеющего переменный угол контакта тел качения с осью:

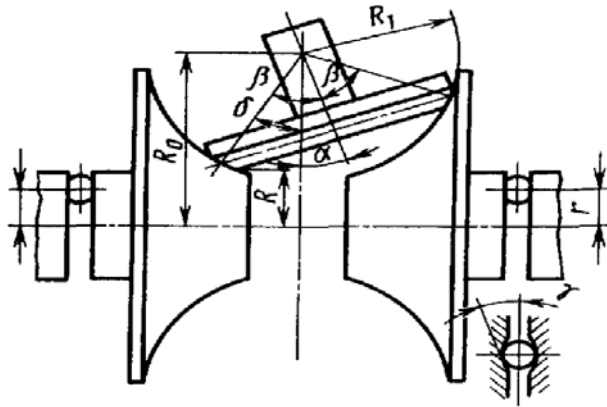


Рисунок 3.7 – Схема клинового нажимного шарикового механизма торового вариатора

Окружная реактивная сила от ролика, приложенная на радиусе R относительно оси вариатора, вызывает окружную силу на шариках нажимного механизма PR/r . Осевая сила, создаваемая нажимным механизмом с углом подъема канавки γ , $A = \frac{PR \cdot \text{ctg} \gamma}{r}$. Нормальная сила в контакте тел качения $Q = \frac{A}{\sin \delta} = \frac{PR \cdot \text{ctg} \gamma}{r \cdot \sin \delta}$.

Условие работы передачи, которое должно удовлетворяться во всех положениях ролика:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r \cdot \sin \delta \cdot \text{tg} \gamma}{R} \leq f$$

По этому условию, общему для вариаторов с шариковым нажимным механизмом, определяют необходимый угол γ подъема нажимного механизма. Для торового вариатора (рисунок 3.6) $R = R_0 - R_1 \cdot \cos \delta$, а $\delta = \beta - \alpha$.

3.2 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатая передача является механизмом, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рис. 3.8 а - г).

Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются обычно коническими колесами с прямыми и круговыми зубьями (рисунок 3.8 е,з), реже с косыми зубьями (рисунок 3.8 ж). Передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой (рис. 3.8, д).

Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчато-винтовые передачи.

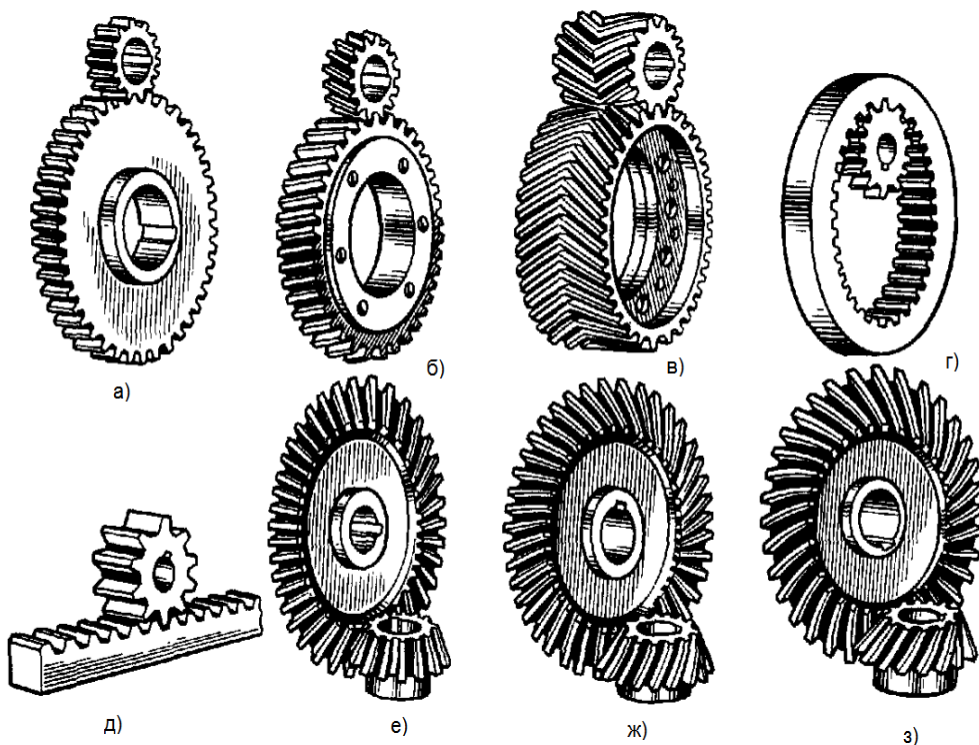


Рисунок 3.8 – Основные виды зубчатых передач

3.2.1 Достоинства и недостатки зубчатых передач

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами **обладают следующими достоинствами:**

- а) малыми габаритами;
- б) высоким к. п. д.;
- в) большой долговечностью и надежностью в работе;
- г) постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания;
- д) возможность применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

К недостатком зубчатых передач можно отнести:

- а) шум при работе со значительными скоростями;
- б) сложность изготовления зубьев;
- в) высокие требования к точности изготовления опор и валов, на которые будет посажено зубчатое колесо или шестерня.

3.2.2 Расчеты на прочность

3.2.2.1 Расчет на прочность при изгибе

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении и допускаемого напряжения $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t F}{b m} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon.$$

Для коэффициента нагрузки K_F принимают: $K_F = K_A \cdot K_{Fv} K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$.

Между допускаемым напряжением σ_{FP} пределом выносливости $\sigma_{F \text{ lim } b}$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_F} Y_N Y_\delta Y_R Y_X.$$

Код поля изменен

Код поля изменен

Код поля изменен

Расчет ведут по удельной расчетной окружной силе, отнесенной к единице ширины венца $q = KF/b$ где F — полезная окружная сила на начальном цилиндре ($F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$); b — ширина венца; K — коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные вредные нагрузки, сопутствующие работе передач.

В процессе зацепления точка приложения силы взаимодействия между зубьями перемещается по рабочей части профиля. Принимаем, что силы трения на зубьях малы. Тогда силу взаимодействия (рисунок 3.9) можно считать направленной по нормали к профилям, т. е. по линии зацепления, касательной к основной окружности d_b .

Из геометрических параметров передачи прочность на изгиб прежде всего определяется модулем и шириной колеса.

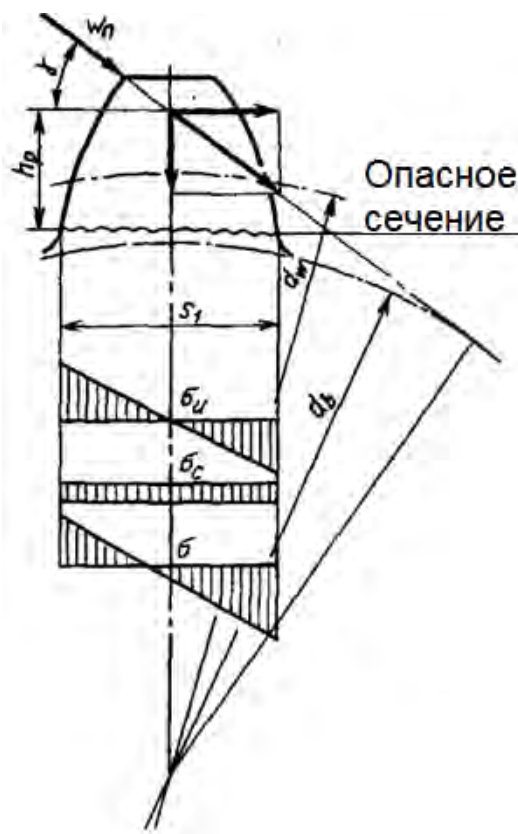


Рисунок 3.9 - Схема к расчету зубьев на изгиб

Проектный расчет зубчатых колес на изгиб обычно производят в форме определения модуля по выбранным числам зубьев или в форме определения модуля по межосевому расстоянию и ширине, определенным из расчетов на контактную прочность.

Если прочность на изгиб является основным критерием работоспособности (для закаленных до высокой твердости зубчатых колес), а числа зубьев передачи заранее заданы кинематическим расчетом (например, согласно условиям точного передаточного отношения в металлорежущих станках и т. д.), а также для открытых передач расчет ведется в форме определения модуля по заданным числам зубьев с последующей проверкой контактной прочности.

Выразив в предыдущей формуле ширину колес через модуль $b = \psi_m m$, получим:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2Y_F \cdot KT}{z\psi_m [\sigma]_и}}$$

где $\psi_m = \frac{b}{m_n}$ или принимают равным для прямозубых колес 6...10, для косозубых – 10...25.

Если материал колес одинаковый, то расчет ведут по шестерне, которая имеет более тонкий зуб у основания и, следовательно, большие значения коэффициента прочности зубьев Y_F . Если материал шестерни более прочен, чем материал колеса (что обычно бывает при больших передаточных числах), то расчет ведут по тому из зубчатых колес, у которого меньше отношение $[\sigma]_и/Y_F$. Целесообразно, чтобы $[\sigma]_{и1}/Y_{F1} \approx [\sigma]_{и2}/Y_{F2}$.

Выразим напряжения изгиба σ в зубьях шестерни или колеса через межосевое расстояние α_ω , подставив вместо $mz_2 = d_2 = \frac{2\alpha_\omega u}{u \pm 1}$, где знак плюс для внешнего, а знак минус для внутреннего зацепления. Здесь и ниже под u понимают передаточное число зубчатой передачи, всегда больше единицы (или равное единице).

Тогда:

$$\sigma = \frac{(u \pm 1)Y_F \cdot KT_2}{umb\alpha_\omega} \leq [\sigma]_и$$

Отсюда минимальное значение модуля:

$$m \geq \frac{(u \pm 1)Y_F \cdot KT_2}{ub\alpha_\omega [\sigma]_и}$$

3.2.2.2 Расчет зубьев на контактную прочность

Расчет сводится к удовлетворению условия, по которому контактные напряжения зубьев не должны превышать допусковые.

В отличие от неподвижного контакта в соединениях, происходящего обычно по большой номинальной площади, контакт при перекачивании в передачах и опорах качения происходит по малым площадкам (начальный контакт по линии или в точке), на которых возникают большие напряжения.

При сжатии цилиндров вдоль образующих (*начальное касание по линии – линейчатый контакт*) площадка контакта имеет вид полоски и контактные напряжения распределяются по ее ширине по эллипсу.

Контактное напряжение (наибольшее по ширине площадки):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{F}{b\rho_{\text{пр}}}}$$

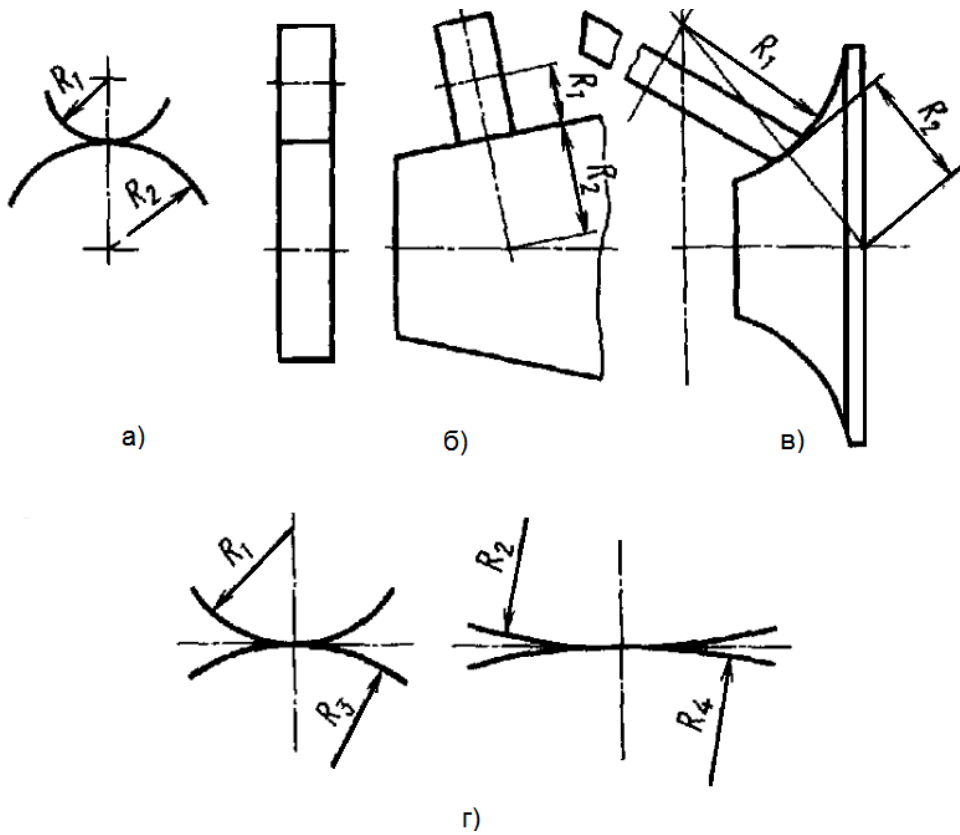
для тел, выполненных из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\nu = 0,3$

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{b\rho_{\text{пр}}}}$$

где F — сила прижатия одного тела к другому; E — приведенный модуль упругости; при изготовлении контактирующих тел из разных материалов:

b — длина контакта; $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$; — приведенная кривизна (для тела с внутренним контактом радиус принимается отрицательным).

Эту же формулу применяют как приближенную для сжатия вдоль образующих конусов и торов с одинаковыми радиусами образующих. Радиусы ρ_1 и ρ_2 (рисунок 3.10) измеряют по нормали к поверхности.



a, б, в – начальное касание по линии; *г* – начальное касание в точке (показано в двух взаимоперпендикулярных сечениях)

Рисунок 3.10– Расчетные схемы

При сжатии шаров, торов с неодинаковыми радиусами образующих, а также цилиндров и конусов с перекрещивающимися осями (*начальное касание в точке – точечный контакт*) площадка контакта имеет форму круга или эллипса, а эпюра напряжения соответственно — полусферы или полуэллипсоида.

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{\frac{QE^2}{\rho_{пр}^2}}$$

m – коэффициент, зависящий от отношения главных радиусов кривизны (рисунок 3.11):

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_4}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_3}} \leq 1$$

ρ_1 и ρ_2 — главные радиусы кривизны одного тела; ρ_3 и ρ_4 - другого тела.

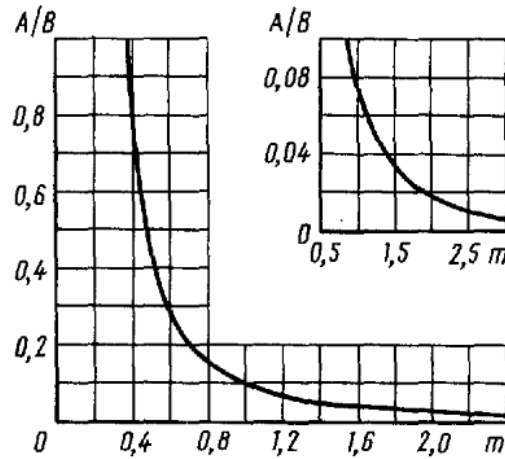


Рисунок 3.11 – График для определения коэффициента m

Как видно из приведенных формул Герца, контактные напряжения пропорциональны нагрузке не в первой степени, а в степени $1/2$ или $1/3$, а также зависят от модуля упругости. Это связано с тем, что сама площадка контакта растет с ростом нагрузки и зависит от модуля упругости.

Для зубчатых колес $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны $\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$; $\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin \alpha}{2}$; $\rho_2 = \frac{d_{w2} \sin \alpha}{2}$ - радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и соответственно колеса; знак плюс для внешнего, знак минус для внутреннего зацепления, для рейки $\rho_2 = \infty$ и $\rho_{пр} = \rho_1$.

Условия применимости формул Герца – незначительные размеры (для полоски – её ширина) площадки контакта по сравнению с радиусами кривизны поверхностей в зоне контакта; контактирующие поверхности идеальные, абсолютно гладкие и сухие, а силы трения отсутствуют; материалы тел анизотропны; деформации только упругие.

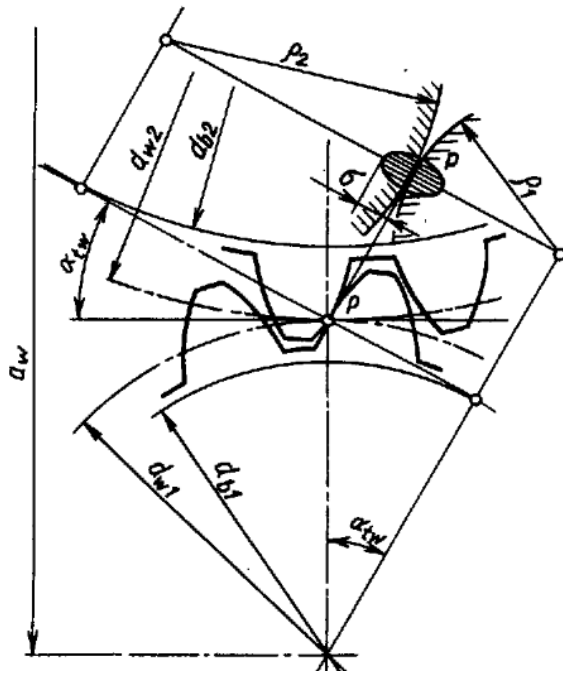


Рисунок 3.12 - Схема к расчету контактной прочности зубьев

Вначале рассматриваем передачу без коррекции. Подставляя в формулу для σ_H значение q_n , $\rho_{пр}$ и $E = 2,15 \cdot 10^6$ после преобразования получаем расчетную зависимость:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{q}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

где $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ — коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей, при $\alpha = 20^\circ$ $Z_H = 1,77$; $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)}}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес. В формулах здесь и далее знак плюс соответствует наружному, а знак минус — внутреннему зацеплению. $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ — коэффициент, учитывающий влияние коэффициента торцового перекрытия ε_α . При отсутствии необходимости повышенной точности расчетов можно принимать $Z_\varepsilon \approx 0,9$, что соответствует $\varepsilon_\alpha \approx 1,6$.

3.2.3 Проектирование зубчатых передач. Выбор модуля.

Передаточные числа $u = \frac{z_2}{z_1}$ обычно ограничиваются габаритами передач. В редукторных передачах из улучшенных сталей передаточные числа быстроходной ступени до 8, а тихоходной ступени до 6,3; в передачах из закаленных сталей соответственно до 6,3 и 5,6; в коробках скоростей до 4; в приводах столов больших диаметров до 20. Номинальные передаточные числа зубчатых передач редукторов стандартизованы по ГОСТ 2185-66:

1-й, предпочтительный ряд – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0 10, 12,5;

2-й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Минимальное число зубьев шестерен обычно ограничивается условием неподрезания зубьев у основания. Для некорригированных передач $z_{\min} = 17$, для корригированных передач применяют шестерни с $z = 12 \div 14$ и меньше. Обычно числа зубьев выбирают по кинематическим условиям или по условиям равнопрочности зубьев на излом и выкрашивание.

Большое значение для ограничения номенклатуры корпусных деталей редукторов и коробок скоростей имеет стандартизация межосевых расстояний передач. Межосевые расстояния a_w (мм) цилиндрических передач редукторов должны выбираться из следующих рядов:

1-й, предпочтительный ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Ширину зубчатых колес выбирают в соответствии с установленными эмпирическими соотношениями. Коэффициент ширины $\psi_\alpha = b/a_w$ редукторных зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении рекомендуют принимать равным 0,315-0,4, а из закаленных сталей: 0,25-0,315; при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\psi_\alpha = 0,4 \div 0,5$ для передвижных шестерен коробок скоростей $\psi_\alpha = 0,1 \div 0,2$. Стандартные значения ψ_α для редукторов: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25.

Значения $\psi_\alpha = b/d$ при симметричном расположении колес относительно опор для мало и средненагруженных передач принимают 0,2-0,4;

Большие значения принимают для колес из хорошо прирабатывающихся материалов и при постоянной нагрузке. **Значение коэффициента $\psi_m = b/m_n$ для прямоугольных колес обычно 6-10; для косозубых - 10-25.**

Прямозубые колеса применяют преимущественно при невысоких и средних окружных скоростях, при большой твердости зубьев (когда динамические нагрузки от неточностей изготовления невелики по сравнению с полезными), в планетарных передачах, в открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колес для переключения скорости (коробки передач). Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях. Объем их применения - свыше 30 % от всех цилиндрических колес в машинах и непрерывно возрастает. Косозубые колеса с твердыми поверхностями зубьев требуют повышенной защиты от загрязнений во избежание неравномерного износа по длине контактных линий и опасности выкрашивания.

Угол наклона зубьев косозубых колес выбирают по условию, при котором осевой коэффициент перекрытия $\varepsilon_\beta = b / t_x = b \sin \beta / t_n$ более 1,1 (обычно 1,1-1,2). В большинстве конструкций $\beta = 8 \div 18^\circ$ (редко до 25°).

Точное значение угла β выбирают таким, чтобы при стандартных значениях нормальных модулей межосевые расстояния a_w соответствовали приведенным в стандартах, а для встраиваемых передач хотя бы выражались целыми круглыми числами. Так, например, к числу удобных углов для косозубых передач редукторов относится угол $\beta = 8^\circ 6' 34''$, косинус которого равен 0,99. При суммарном числе зубьев $z_c = 99$ (принимаемом при работе с ударами и износом) $a_w = 50m_n$, а при $z_c = 198$ (принимаемом при благоприятных условиях работы) $a_w = 100 m_n$. В косозубых передачах редукторов для шестерен рекомендуют принимать направление зуба левое, для колес - правое.

В мощных редукторах применяют шевронные колеса, не передающие на подшипники осевые нагрузки. У шевронных колес $\beta = 25 \div 40^\circ$.

Шестерни с диаметром впадин, близким к потребному диаметру вала - изготавливают преимущественно за одно целое с валом (в редукторах при $i > 3,15$). *Шестерни небольшого диаметра* (d_a до 200 мм) выполняют преимущественно в виде дисков со ступицами или без ступиц (рисунок 3.13 а-ж), иногда с проточками по торцам для лучшего базирования. В коробках передач применяют блоки шестерен (рисунок 3.14).

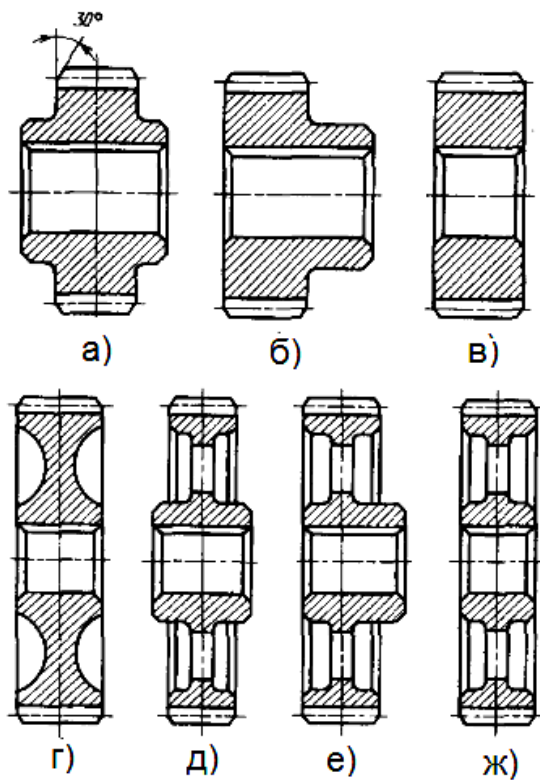


Рисунок 3.13– Конструкции зубчатых колес

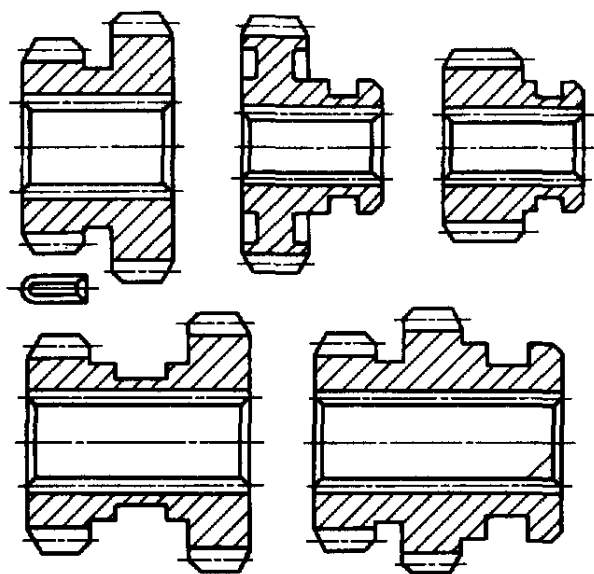


Рисунок 3.14– Блоки шестерен и передвижные шестерни

Шестерни в форме сплошных дисков изготавливают из проката (при d_a до 150 мм) или из поковок. Шестерни со ступицами и блоки шестерен в зависимости от серийности производства изготавливают штамповкой, ковкой или точением из прутка. Коэффициент использования металла при точении таких шестерен из прутка равен в среднем $1/3$, при штамповке в закрытых штампах он в 2 раза выше.

Колеса средних диаметров cd_a до 600 мм выполняют преимущественно коваными (в подкладных или закрытых штампах) облегченной конструкции.

Толщину венцов до впадин улучшенных колес выбирают равной $(2 \div 3) m_b$, толщину дисков равной $(0,2 \div 0,3) b$, диаметры ступиц - $(1,6 \div 1,9) d_B$ (где b - ширина колеса, d_B - диаметр вала). Внутренняя поверхность обода и наружная поверхность ступицы, не обрабатываемые механически, имеют уклоны. Зубчатые колеса с твердыми зубьями преимущественно делают с небольшими выемками по торцам. В дисках делают отверстия для крепления при обработке и транспортировке.

Число потребных типоразмеров колес сильно возрастает из-за многообразия форм ступиц, диаметров валов и т. д. Поэтому было предложено стандартизовать и централизованно изготавливать зубчатые венцы, которые потом присоединять к ступицам (рисунок 3.15 а).

Это также позволяет шлифовать зубья блоков шестерен без увеличения их осевых габаритов.

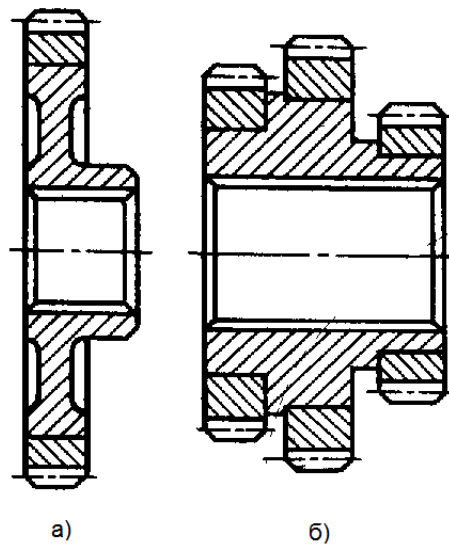
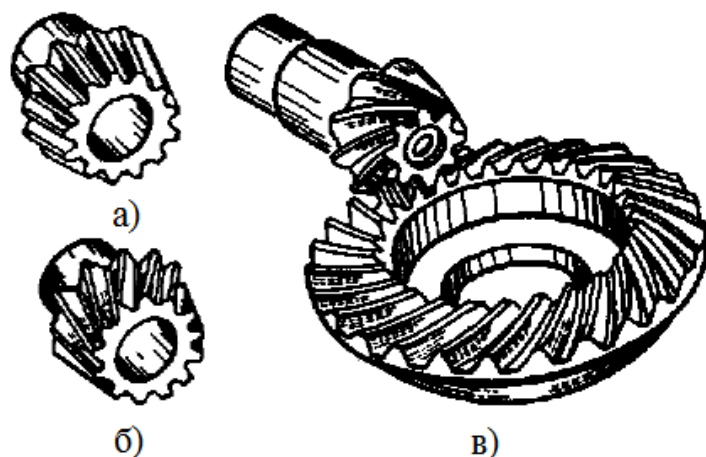


Рисунок 3.15 – Клеевые зубчатые колеса
105

3.2.4 Передачи коническими зубчатыми колесами

Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых расположены под углом. Основное применение имеют передачи с осями, пересекающимися под углом 90° . Передачи с межосевым углом не равным 90° , применяют редко из-за сложности форм и технологии изготовления корпусных деталей, несущих эти передачи.

Конические колеса могут выполняться с прямыми, косыми, круговыми и другими криволинейными зубьями (рисунок 3.16). Прямозубые конические колеса уместно применять при невысоких окружных скоростях (до 2 – 3 м/с) как наиболее простые в монтаже (допустимо до 8 м/с). При более высоких скоростях целесообразно применять колеса с круговыми зубьями, как обеспечивающие более плавное зацепление, большую несущую способность и более технологичные.

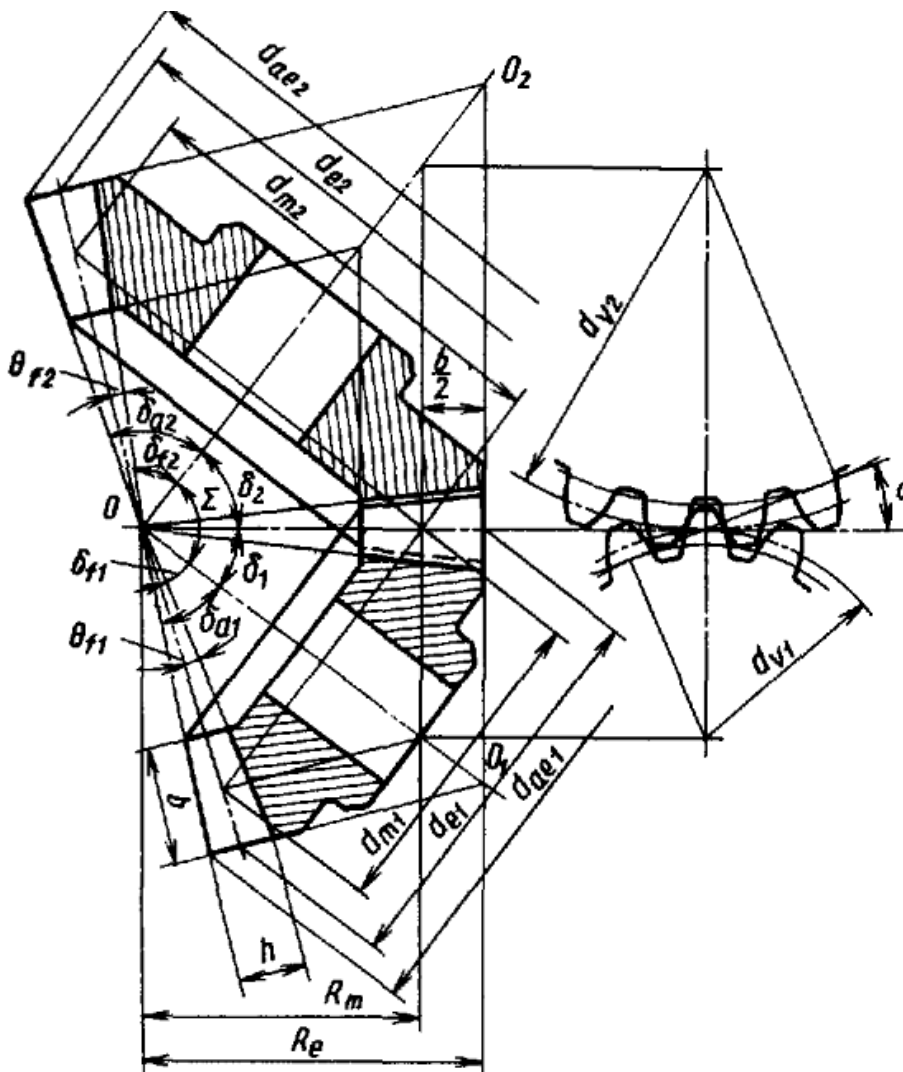


a – с прямыми зубьями; *б* – с косыми зубьями; *в* – с круговыми зубьями

Рисунок 3.16 – Конические зубчатые колеса

3.2.4.1 Геометрические расчеты конических зубчатых колес

Геометрические расчеты конических колес аналогичны расчетам цилиндрических колес. Число зубьев плоского колеса $z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (может получиться дробным). Вместо начальных и делительных цилиндров цилиндрических колес в конических колесах вводятся понятия начальный и делительный конусы, которые, как правило, совпадают, так как для конических колес угловую коррекцию практически не применяют



R_e – внешнее конусное расстояние; b – ширина зубчатого вернца; R_m – среднее конусное расстояние; h_e – наибольшая высота зубьев (у торца); h_{ae1} – наибольшая высота головки; h_{fe1} – наибольшая высота ножки зубьев (у торца); s_e – окружная толщина зуба по внешней делительной окружности; θ_{l1} – угол ножки зубьев; δ_1 – угол делительного (начального) конуса; δ_{a1} – угол конуса вершин; δ_{f1} – угол конуса впадин; d_{e1} – диаметр внешней делительной окружности; d_{ae1} – диаметр внешних вершин

Рисунок 3.17 – Схема к геометрическому расчету конических передач

. В качестве торцовых сечений рассматривают сечения поверхностями дополнительных конусов, т. е. конусов, оси которых совпадают с осью колеса, а образующие

перпендикулярны к образующим делительного конуса (рисунок 3.16). Также используются понятия внешнего и внутреннего дополнительных конусов (ограничивающих зубчатый венец) и среднего дополнительного конуса.

Зубья конических колес по признаку изменения размеров сечений по длине выполняют трех форм (рисунок 3.18):

- Осевая форма I – нормально понижающиеся зубья; вершины делительного и внутреннего конусов совпадают (рисунок 3.18, а). Эту форму применяют для конических передач с прямыми и тангенциальными зубьями, а также ограничено для передач с круговыми зубьями при $m_n \geq 2$ и $z_\Sigma = 20 \dots 100$.

- Осевая форма II – вершина внутреннего конуса располагается так, что ширина дна впадины колеса постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет с увеличением расстояния от вершины. Эта форма позволяет обрабатывать одним инструментом сразу обе поверхности зубьев колеса. Поэтому она является основной для колес с круговыми зубьями, широко применяется в массовом производстве.

- Осевая форма III (рисунок 3.18, в) – равновысокие зубья; образующие делительного и внутреннего конусов параллельны. Эту форму применяют для круговых зубьев при $z_\Sigma \geq 40$, в частности при средних конусных расстояниях 75-750 мм.

Формы II и III получают смещением вершины конуса впадин и вершины делительного конуса (рисунок 3.18б, в).

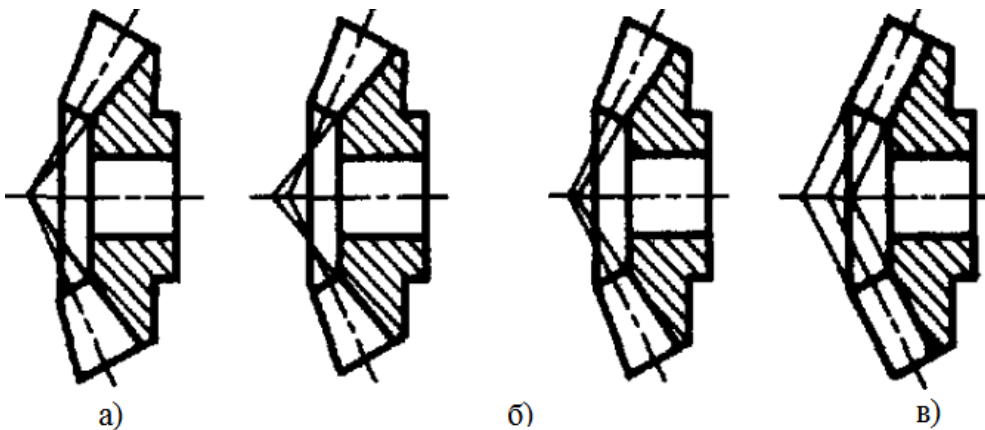


Рисунок 3.18 – Формы зубьев конических передач

У конических колес удобно измерять, а потому и задавать размеры зубьев на внешнем дополнительном конусе. В зубчатых колесах с зубьями формы I обычно оперируют

окружным модулем m_{te} на внешнем торце. В зубчатых колесах с зубьями формы II и III преимущественно оперируют нормальным модулем m_{nm} , на середине ширины зубчатого венца. Круговые зубья нарезают немодульным инструментом, позволяющим обрабатывать зубья в некотором диапазоне модулей. Поэтому допускается применять передачи с нестандартными и дробными модулями. Соотношение между модулями m_{te} и m_{nm} , следующее:

$$m_{te} = m_{nm} \frac{1}{(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}) \cos \beta_m}$$

где R - внешнее конусное расстояние. Угол наклона линии зуба выбирают, учитывая, что увеличение улучшает плавность зацепления, но при этом возрастают усилия. При круговых зубьях преимущественно применяют $\beta_m = 35^\circ$, а при тангенциальных $20...30^\circ$, обычно угол β_m выбирают кратным 5° . Минимально допустимые числа зубьев приведены в таблице 3.1. Для уменьшения шума рекомендуют применять притирку и выбирать некратные числа зубьев колес. Для зубчатых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни H_1 , и колеса $H_2 \geq 45HRC$ число зубьев шестерни рекомендуют выбирать в зависимости от внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1} , при твердости H_1 и $H_2 \leq 350HB$ выбранные значения z_1 увеличивают в 1,6 раза; при $H_1 \geq 45HRC$ и $H_2 \leq 350HB$ z_1 увеличивают в 1,3 раза. Основные геометрические соотношения в конических передачах приведены в таблицах 3.1-3.3. Корригирование конических зацеплений по сравнению с цилиндрическими имеет следующие особенности. Область целесообразного применения высотной коррекции конических зацеплений расширена. Наоборот, угловая коррекция, при которой сумма смещений исходного контура для колес не равна нулю, весьма трудно осуществима из-за необходимости сохранить заданный межосевой угол, поэтому ее практически не применяют. Для конических зацеплений, в отличие от цилиндрических, при $u > 2,5$ удобно применять так называемую тангенциальную коррекцию, заключающуюся в утолщении зуба шестерни и соответственном толщине зуба колеса. Тангенциальная коррекция конических колес не требует специального инструмента, так как ее получают благодаря разведению резцов, обрабатывающих противоположные стороны зубьев. Для цилиндрических колес тангенциальную коррекцию не применяют, так как она требует специального инструмента.

Таблица 3.1 - Основные размеры конических зубчатых колес с прямыми, тангенциальными и круговыми понижающимися зубьями (осевая форма зубьев 1) при межосевом угле $\Sigma=90^\circ$

Параметр зацепления	Формула
1	2
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5m_{te}z_\Sigma$
Ширина венца	$b \leq 0,3R_e$
Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e - 0,5b$
Наибольшая высота: зубьев (у торца)	$h_e = 2h_{te}^* m_{te} + c$, где $h_{te}^* = \cos\beta_m$; $c=0,2m_{te}$
головки зубьев (у торца)	$h_{ae1} = (h_{te}^* + x_1 \cos\beta_m)m_{te}$; $h_{ae2} = 2h_{te}^* m_{te} - s_{e1}$
ножки зубьев (у торца)	$h_{fe1} = h_e - h_{e1}$; $h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha_n + x_\tau)m_{te}$; $s_{e2} = \pi m_{te} - s_{e1}$
Угол: ножки зубьев	$\operatorname{tg}\theta_{t1} = \frac{h_{fe1}}{R_e}$; $\operatorname{tg}\theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e}$
делительного (начального) конуса	$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$; $\delta_2 = 90 - \delta_1$
конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$; $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$
конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$; $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$

Окончание таблицы 3.1

1	2
Диаметр: внешней делительной окружности	$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2$
внешний вершин	$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2h_{ae1,2} \cos \delta_{1,2}$
Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до основания наружного конуса)	$A_{1,2} = R_e \cos \delta_{1,2} - h_{ae1,2} \sin \delta_{1,2}$
Эксцентриситет для тангенциаль- ных зубьев	$e = R_m \sin \beta_m$
Угол наклона: тангенциальных зубьев у торца	$\sin \beta_e = e/R_e$
круговых зубьев	$\beta_e = \beta_m + \Delta\beta$, где $\Delta\beta = b \left(C_A - \frac{C_B}{R_m} \right)$ $C_A = \frac{57,3}{d_{ин} \cos \beta_m}; C_B = 28,65 \operatorname{tg} \beta_m$ $d_{ин} = (1,7 \div 2,1) R_m$

Таблица 3.2 – Основные размеры конических зубчатых колес с постоянной шириной дна впадины (осевая форма зубьев II)

Параметр зацепления	Формула
1	2
Среднее конусное расстояние	$R_m = m_{nm} z_{\Sigma} / 2 \cos \beta_m$
Ширина зубчатого венца	$b \leq 0,35 R_m \left(k_{bm} = \frac{b}{R_m} \leq 0,35 \right)$
Внешняя конусная дистанция	$R_e = R_m + 0,5b$
Высота головки зуба посере- дине ширины венца	$h_{a1} = (h_a^* + x_1) m_{nm}; h_{a2} =$ $= 2h_a^* m_{nm} - h_{a1}$
Окружная толщина зуба а среднем нормальном сечении	$s_{nm1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n + x_{r1}) m_{nm}$ $s_{nm2} = \pi m_{nm} - s_{nm1}$

Окончание таблицы 3.2

1	2
Промежуточная расчетная величина (определяется при $\beta_m \neq 0$ и округляется до целого числа, кратного 10)	$a = \frac{C_1 - C_2 R_m}{z_\Sigma}$, где $C_1 = \frac{10800 \operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg} \alpha_n}$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса в минутах	при $\beta \neq 0 \theta_{f\Sigma} = a \operatorname{cosec} \beta_m$; при $\beta = 0 \theta_{f\Sigma} = 10800 \operatorname{ctg} \alpha_n / z_\Sigma$
Угол ножки зуба (округлить до 1)	$\theta_{f1} = \theta_{f\Sigma} S_{nm2} / \pi m_{nm}$; $\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$
Поправка высоты головки при переходе на внешний конус	$\Delta h_{a1} = 0,5 b \operatorname{tg} \theta_{f2}$; $\Delta h_{a2} = 0,5 b \operatorname{tg} \theta_{f2}$
Наибольшая высота: головки зубьев (по торцу)	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{a1}$; $h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{a2}$
зуба по торцу	$h_e = 2h_a + c + \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2}$;

Таблица 3.3 – Основные размеры конических зубчатых колес с равновысокими зубьями (осевая форма зубьев III)

Параметр зацепления	Формула
Высота зуба	$h = 2h_a^* m_{nm} + c$, где $h_a^* = 1$; $c = 0,25 m_{nm}$
Высота головки зуба	$h_{a1} = m_{nm} (h_a^* + x_1)$; $h_{a2} = 2h_a^* m_{nm} - h_{a1}$
Угол начального наружного и внутреннего конусов	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	$s_{n1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_n + x_t) m_{nm}$ $s_{n2} = \pi m_{nm} - s_{n1}$
Примечание. Величины d_e, d_{ae} и A определяют так же, как при осевой форме зуба I	

Практически для конических зубчатых зацеплений применяют высотную коррекцию в сочетании с тангенциальной. Для повышения износостойкости и сопротивления

зубьев заеданию с помощью высотной коррекции выравнивают удельные скольжения зубьев шестерни и колеса, а с помощью тангенциальной коррекции выравнивают прочность зубьев шестерни колеса. На этом основана система коррекции ЭНиМС конических передач с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями. Рекомендуемый коэффициент радиального смещения у шестерни:

$$x_1 = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\frac{\cos^2 \beta_m}{z_1}}$$

Коэффициент тангенциального смещения у шестерни при $u > 2,5$:

$$x_{\tau 1} = a + b(u - 2,5)$$

где при $\beta_m = 0 \dots 15^\circ a = 0,03; b = 0,008$;

при $\beta_m = 15 \dots 29^\circ$ соответственно 0,07 и 0,010;

при $\beta_m = 20 \dots 40^\circ$ соответственно 0,11 и 0,010

3.2.4.2 Силы в конических зубчатых передачах

Окружная составляющая сил, отнесенная к средней по ширине венца делительной окружности d_{m1}

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{m1}}$$

Прямозубые конические колеса (рисунок 3.19 а). В связи с тем, что в конических колесах с прямыми и непрямыми зубьями не применяют угловую коррекцию, угол зацепления равен углу профиля инструмента. Сила, раздвигающая зубья F_v , действует в плоскости уз. По аналогии с цилиндрическими колесами $F_v = F_t \operatorname{tg} \alpha$

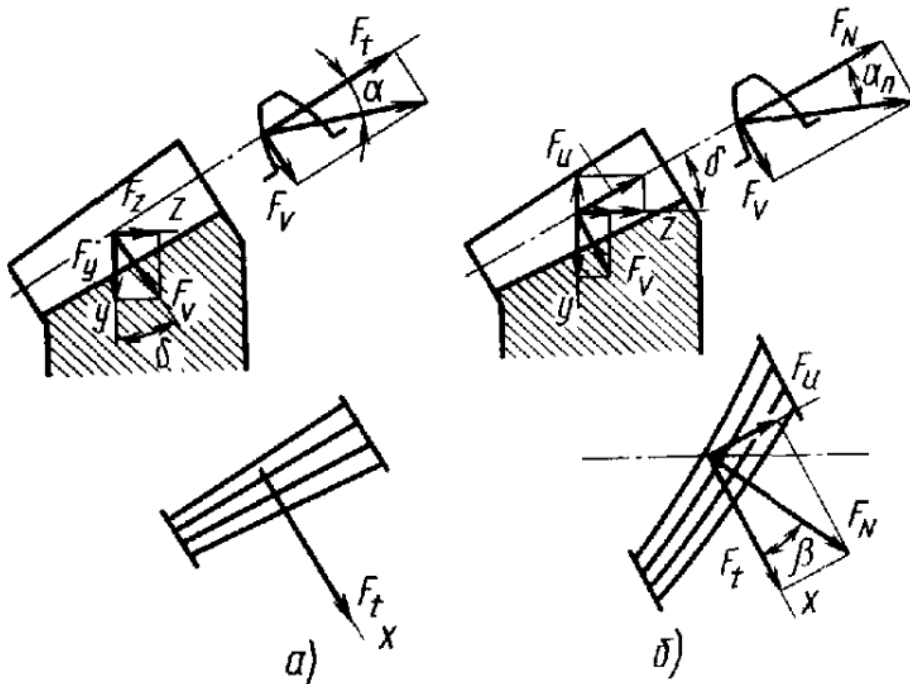


Рисунок 3.19 - Схемы для определения сил в зубчатых передачах

Составляющие сил вдоль осей y и z (δ — угол начального конуса) соответственно равны:

$$F_y = F_v \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta;$$

$$F_z = F_v \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta.$$

Суммарная, нормальная к оси вала сила (в плоскости xu)

$$F_t = \sqrt{F_t^2 + F_y^2} = F_t \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \cos^2 \delta}.$$

Конические колеса с тангенциальными и криволинейными зубьями. Удобно рассматривать два расчетных случая, различающихся направлением отдельных составляющих сил на зубьях.

Случай 1 (рисунок 3.19 б). Сила F_N , нормальная к линии зуба (лежащая в плоскости, касательной к делительному конусу), имеет проекцию на образующую делительного конуса, направленную от его вершины. Сила $F_N = F_t / \cos \beta$.

Сила, раздвигающая зубья, нормальная к образующей делительного конуса (по аналогии с цилиндрическими колесами): $F_v = F_N \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta$

Составляющая силы F_N направленная вдоль образующей делительного конуса:

$$F_u = F_N \sin \beta = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Составляющие силы по осям координат y и z определяются как алгебраическая сумма проекций сил F_v и F_u на эти оси:

$$F_y = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta - \sin \beta \cdot \sin \delta);$$

$$F_z = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta - \sin \beta \cdot \cos \delta).$$

Случай 2. Сила F_N , нормальная к линии зуба, имеет проекцию на образующую начального конуса, направленную к его вершине. В связи с этим в предыдущих формулах вторые члены меняют знаки на обратные.

Направление осевой силы к вершине конуса нежелательно в связи с возможностью заклинивания передачи при значительных осевых зазорах в подшипниках. Нетрудно себе представить, что при $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90$ радиальная сила на шестерне по абсолютной величине равна осевой силе на колесе, а осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе. При определении сил, действующих на валы и оси, с учетом сил трения исходным является положение о том, что суммарная сила взаимодействия между зубьями наклонена в плоскости скольжения под углом трения относительно общей нормали к поверхности зубьев. Можно использовать формулы с увеличенными на углы трения углами зацепления. При этом для прямозубых колес получают точные зависимости, а для не прямозубых — приближенные, но близкие к точным.

3.2.4.3 Расчеты конических зубчатых колес на прочность

Расчеты строят как расчеты эквивалентных цилиндрических колес. Расчетная нагрузка принимается равной силе, отнесенной к средней по ширине венца делительной окружности конических колес:

$$d_1 = d_{e1}(1 - 0,5k_{be}); \quad d_2 = d_{e2}(1 - 0,5k_{be})$$

Диаметры эквивалентных цилиндрических колес:

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2}$$

Числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta}$$

Эквивалентное передаточное число (только для распространения расчетов на контактную прочность цилиндрических передач и конические):

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = \left(\frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \right)^2 = u^2$$

Модуль принимается равным нормальному модулю на середине ширины венца. Для расчета на контактную прочность в формулу для контактных напряжений цилиндрических колес, выраженную через окружную силу F_t , подставляем:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{e1} (1 - 0,5 k_{be})}$$

$b = k_{be} R_e = 0,5 k_{be} d_{e1} / \sin \delta_1$, вместо d_1 , подставляем $d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} = d_{e1} (1 - 0,5 k_{be}) / \cos \delta_1$, а u заменяем на $u_v = (\cos \delta_1 / \cos \delta_2)^2$ и производим приближенную замену $(1 - 0,5 k_{be})^2$ на $1,04 (1 - k_{be})$.

Кроме того, вводим установленный опытом коэффициент понижения несущей способности конических передач по сравнению с эквивалентными цилиндрическими γ (обычно принимают $\gamma = 0,85$). После преобразований получаем:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 K_H T_1}{\gamma (1 - k_{be}) k_{be} d_{e1}^3 u}} \leq [\sigma]_H$$

где, как и в цилиндрических передачах $Z = Z_E Z_H Z_\epsilon$; $K_H = K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}$.

В отечественной практике большее применение сохранила традиционная форма расчета $\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T_{tH} K_{Hv} K_{H\beta}}{(1 - k_{be}) k_{be} \theta_H d_{e1}^3 u}}$

где $\theta_H = \frac{\gamma}{Z_\epsilon^2 K_{H\alpha}}$ — коэффициент, назначаемый для прямозубых передач равным 0,85, а для передач с круговым зубом, определяемый по формулам:

при твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни H_1 , и колеса $H_2 \leq 350$ НВ:

$$\theta_H = 1,22 + 0,21u$$

при твердости $H_1 \geq 45$ HRC и $H_2 \leq 350$ НВ $\theta_H = 1,13 + 0,13u$

при твердости H_1 и $H_2 \geq 45$ HRC $\theta_H = 0,81 + 0,15u$

Наружный диаметр шестерни с круговыми зубьями при конструкторском расчете для рекомендуемого отношения $k_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,285$ можно найти из формулы:

$$d_{e1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{T_{1H} k_H}{[\sigma]_H^2 \theta_H u}}$$

Допускаемое напряжение обычно определяют по менее твердому колесу пары.

Формулы проверочного расчета на изгиб конических зубчатых колес (также с учетом пониженной до $\theta_F = 0,85$ несущей способности по сравнению с цилиндрическими):

$$\sigma_{F1} = \frac{2,7 \cdot 10^3 T_{F1} K_{Fv} K_{F\beta} Y_{F1}}{b d_{e1} m_e \theta_F} \leq [\sigma]_{F1}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma]_{F2}$$

где $\theta_F = 0,85$ — для прямозубых передач; для передач с круговым зубом определяется в зависимости от твердости шестерни H_1 и колеса H_2 по следующим формулам:

$$\theta_F = 0,94 + 0,08u \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB}$$

$$\theta_F = 0,85 + 0,043u \text{ при } H_1 \geq 45 \text{ HRC и } H_2 \leq 350 \text{ HB}$$

$$\theta_F = 0,65 + 0,11u \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45 \text{ HRC}$$

Расчетная формула для проектного расчета конических зубчатых колес, если основным критерием является прочность на изгиб, а числа зубьев заданы заранее, имеет вид:

$$m_e = \sqrt[3]{\frac{2,7 \cdot 10^3 T_{F1} K_{Fv} K_{F\beta} Y_{F1}}{\psi_m z_1 [\sigma]_{F1} \theta_F}}$$

Коэффициент формы зубьев следует выбирать в зависимости от эквивалентных чисел зубьев z_{v1} и z_{v2} по таблице, увеличенными на 20 %. Круговые зубья с точки зрения прочности отличаются от прямых и косых зубьев дуговой формой и начальным касанием в точке.

3.3 Червячная передача

Червячная передача (рисунок 3.20) состоит из червяка, т. е. винта с трапецидальной или близкой к ней резьбой, и червячного колеса, т. е. зубчатого колеса с зубьями особой формы, получаемой в результате взаимного огибания с витками червяка.

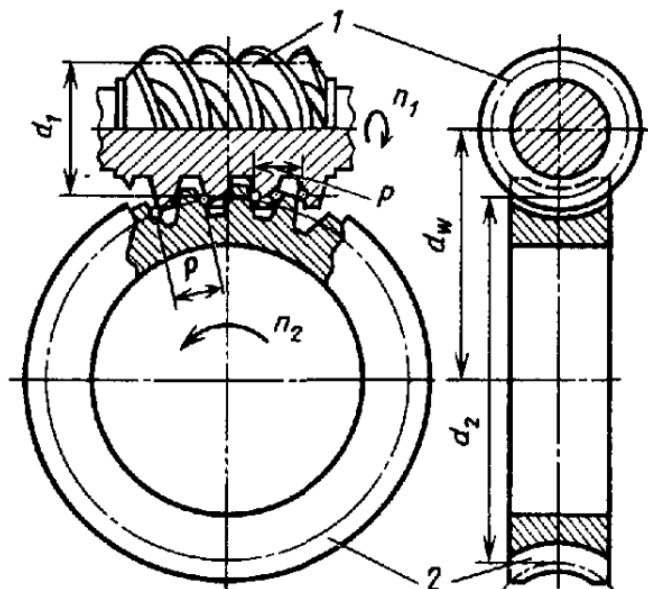


Рисунок 3.20– Кинематическая схема червячной передачи

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. В отличие от винтовых зубчатых передач с перекрещивающимися осями, у которых начальный контакт происходит в точке, в червячных передачах имеет место линейный контакт.

Зубья червячных колес имеют дуговую форму. Это обеспечивает облегание тела червяка и увеличение длины контактных линий.

Достоинства червячных передач:

- а) возможность большого редуцирования;
- б) плавность и бесшумность работы.

Недостатки червячных передач:

- а) низкий к. п. д.;
- б) необходимость применения для колеса дорогих антифрикционных материалов.

Червячные передачи применяют при необходимости редуцирования скорости и передачи движения между перекрещивающимися (в большинстве случаев - взаимно-

перпендикулярными) валами. Объем применения червячных передач от передач зацеплением (зубчатых и червячных) составляет около 10%.

Широкое применение червячные передачи имеют в подъемно-транспортных машинах, в станках, автомобилях и других машинах.

Передаточное число и червячной передачи определяют по условию, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на числе зубьев, равное числу заходов червяка:

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

где z_1 и z_2 - число заходов червяка и число зубьев колеса; n_1 и n_2 - частоты вращения червяка и колеса, об/мин.

Таким образом, передаточное число определяется отношением числа зубьев колеса к числу заходов червяка и не зависит от соотношения диаметров.

Основные параметры червячных передач.

Червячные передачи вследствие относительно низкого к. п. д. применяют для небольших и средних мощностей от долей киловатта до 200 кВт, как правило, до 50 кВт. Передаточные числа обычно принимают равными от 8 до 100, в специальных случаях, например в приводе столов большого диаметра станков, до 1000. Значения осевых модулей m (мм) выбирают (по ГОСТ 19036-73) из ряда 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; допускаются $m = 1,5; 3; 6; 12$. Межосевые расстояния a_w по ГОСТ 2144-66: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 мм.

3.3.1 Геометрия червячных передач

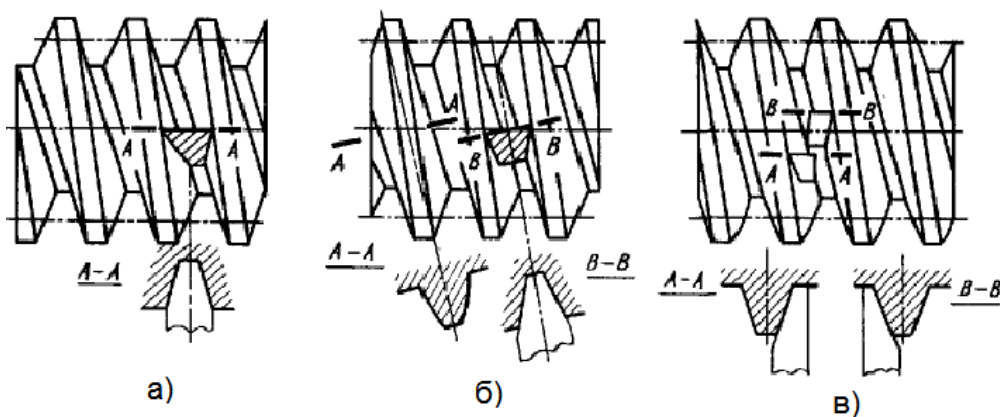
Геометрические расчеты червячных передач аналогичны таким расчетам зубчатых передач. Вначале рассматриваем некорректированное зацепление.

Червяки. В связи с изготовлением червячных колес инструментом, имеющим форму и размеры червяка, сопряженный профиль колеса получается автоматически. Поэтому профиль витков червяка можно варьировать. Выбор профиля в основном определяется технологическими факторами.

Применяют червяки следующих типов: архимедовы, конволютные и близкие к ним - нелинейчатые, эвольвентные, а также с вогнутым профилем.

Архимедовы червяки (рисунок 3.21а) представляют собой винты с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля в осевом сечении (трапецеидальный профиль). В торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью. Эти червяки имеют широкое распространение, как давно известные и наиболее близкие к обычным винтам с трапецеидальной резьбой. Их обычно не шлифуют, так как для шлифования необходима специальная профилировка шлифовального круга.

Под **конволютными червяками** (рисунок 3.21б) понимают червяки, имеющие прямолинейные очертания впадины (или витка) в нормальном сечении. В торцовом сечении витки очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой. Эти червяки обладают некоторыми технологическими преимуществами перед архимедовыми. При точении резьбы двусторонним резцом (по профилю канавки), а также при нарезании зубьев колеса летучим резцом по обоим боковым граням имеют место одинаковые углы резания.



а – архимедов; б – конволютный; в – эвольвентный;

Рисунок 3.21 – Основные виды червяков

Червячные колеса (рисунок 3.21). Минимальные числа зубьев колес z_2 во вспомогательных кинематических передачах при однозаходных червяках принимают равными 17-18, в силовых передачах $z_2 = 26 \div 28$ (если червяк эвольвентный - 17), оптимальными в силовых передачах $z_2 = 32 \div 63$ (не более 80). В приводах столов большого диаметра z_2 доходит до 200-300, а в отдельных случаях до 1000.

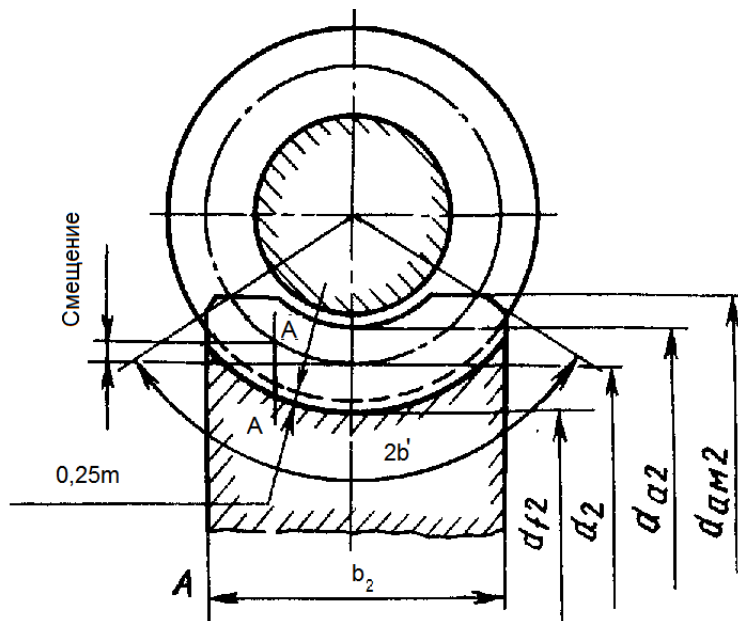


Рисунок 3.22 – Схема червячного колеса

Делительный и совпадающий с ним начальный диаметр $d_2 = mz_2$. Ширину колеса выбирают в зависимости от диаметра окружности вершин червяка (рис. 4): при $z_1 = 1$ и $2b_2 \leq 0,75 d_{a1}$; при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67 d_{a1} \cdot \alpha$

Условный угол обхвата 2δ для расчета на прочность находится по точкам пересечения окружности $d_{a1} - 0,5m$ торцовыми (контурными) линиями червячного колеса, т. е.

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$$

Межосевое расстояние передачи равно полусумме диаметров делительных окружностей червяка и колеса, т. е.

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2).$$

В червячных передачах необходимо предусматривать возможность регулирования при сборке положения червячного колеса вдоль его оси для совмещения с осевой плоскостью червяка.

3.3.2 Расчеты на прочность

Червячные передачи рассчитывают на прочность: по напряжениям изгиба и по контактным напряжениям. В большинстве случаев прочность при изгибе не определя-

ет размеры передачи и этот расчет применяют в качестве проверочного. В качестве проектного расчета на изгиб применяют только при больших числах зубьев колес (более 90 - 100) и для ручных передач. Основное значение имеет расчет по контактным напряжениям, который должен предотвращать в проектируемых передачах выкрашивание и заедание.

Условия зацепления и несущая способность передач с цилиндрическими червяками основных типов весьма близки, особенно при малом числе заходов. Поэтому расчеты, которые ведут в применении к передачам с архимедовым червяком, распространяются на передачи с другими цилиндрическими червяками.

Расчет на изгиб ведут по колесу, так как витки червяков значительно прочнее, и по номинальным напряжениям. Расчет аналогичен расчету косозубых цилиндрических колес только зубья червячных колес принимают на 20-40 % прочнее косозубых. Повышенная прочность зубьев червячных колес связана с их дуговой формой и с так называемой естественной коррекцией, имеющей место во всех сечениях, кроме среднего.

Напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_{и} = \frac{Y_H q_t \cos^2 \gamma}{m_n} = \frac{Y_H q_t \cos^2 \gamma}{m} = \frac{Y_H P_2 \cos^2 \gamma}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma]_{и}$$

где m_n и m – нормальный и осевой модуль червяка; Y_H - коэффициент прочности зубьев для червячных колес, выбираемый по эквивалентному числу зубьев $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$; $[\sigma]_{и}$ - допускаемое номинальное напряжение изгиба зубьев колеса, МПа. Множитель $\cos^2 \gamma$ учитывает наклон контактных линий и работу зуба как пластины.

Расчет по контактным напряжениям ведут по напряжениям в полюсе зацепления, которые не сильно отличаются от максимальных, но определяются проще, чем напряжения в других точках зацепления.

Аналогично расчету зубчатых передач в качестве исходной принимают известную формулу Герца для наибольших контактных напряжений при сжатии цилиндров

$$\text{вдоль образующих } \sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E}{\rho_v}};$$

где E – приведенный модуль упругости материала; ρ_v – приведенный радиус кривизны.

$$\text{Величина } E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2},$$

где E_1 – модуль упругости материала червяка; E_2 – модуль упругости материала колеса.

Витки архимедова червяка в средней плоскости имеют профиль прямобочной рейки $\rho_2 = \infty$, а зубья червячного колеса имеют эвольвентный профиль (рисунок 3.23); поэтому расчетный приведенный радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба червячного колеса в полюсе зацепления, т. е.

$$\rho_v = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma}.$$

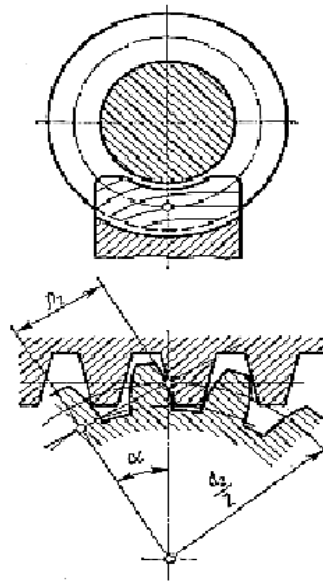


Рисунок 3.23 – Эвольвентный профиль

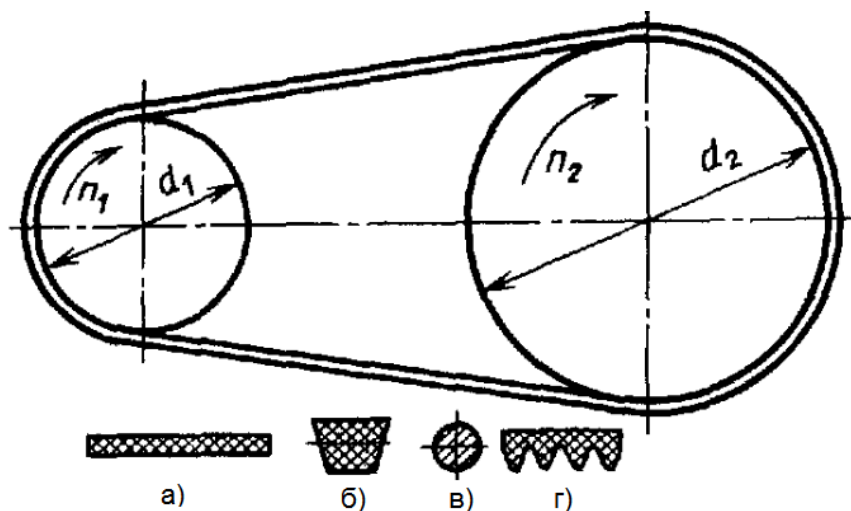
Подставив в исходную зависимость ρ_v , а также q_n ; P_2 ; $d_2 = mz_2$; $d_1 = mq$; $m = \frac{2a_w}{z_2+q}$; $\alpha = 20^\circ$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$; $E_2 = 0,9 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$ (для бронзы и чугуна), после преобразований получаем формулу для $[\sigma]_H$ (МПа)

$$\sigma_H \frac{540}{z_2} \frac{z_2}{q} \sqrt{\left(\frac{z_2+1}{q}\right) \frac{K M_2}{a_w}} \leq [\sigma]_H$$

3.4 Ременная передача

3.4.1 Применение и основные типы ременных передач

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружное усилие с помощью трения (рисунок 3.24). Возможны передачи с двумя или тремя ведомыми шкивами.



a – плоский ремень; *б* - клиновой ремень; *в* – круглого сечения; *г* – поликлиновые ремни

Рисунок 3.24 – Ременная передача

Основное применение ременные передачи имеют:

а) для привода от электродвигателей небольшой и средней мощности машин-орудий, станков;

б) для привода от небольших первичных двигателей (внутреннего сгорания) электрических генераторов, сельскохозяйственных и других машин.

Ремни выполняют: а) с сечением в виде узкого прямоугольника - плоские ремни (рисунок 3.24, а); б) трапециевидного сечения - клиновые ремни (рисунок 3.24, б) и поликлиновые ремни (рисунок 3.24, г); в) круглого сечения - круглые ремни.

Наиболее широкое применение в машинах имеют плоские и клиновые ремни. 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.

Натяжение обеспечивают одним из следующих способов:

1) перемещением одного из шкивов (рисунок 3.25);

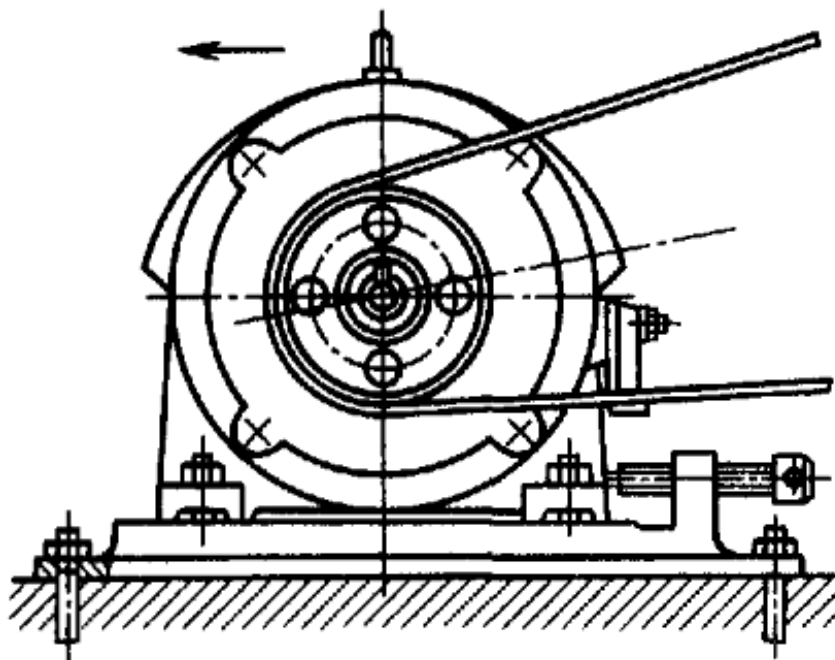


Рисунок 3.25 – Устройство для натяжения ремней перемещением одного из шкивов

2) предварительным упругим растяжением ремня с перешивкой после вытягивания (наименее надежный способ, выходящий из употребления);

3) натяжным роликом, позволяющим периодическую перестановку или автоматически поддерживающим натяжение ремня, грузом (рисунок 3.25) или пружиной;

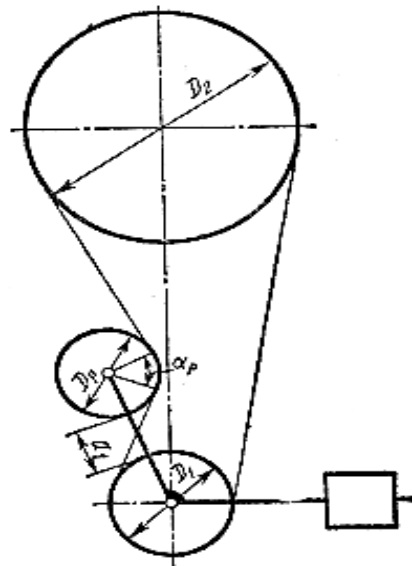


Рисунок 3.26 – Устройство для натяжения ремней с помощью натяжного ролика

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

Клиновые ремни - это ремни трапецевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля (рисунок 3.27). Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном желобков шкива сохранялся зазор.

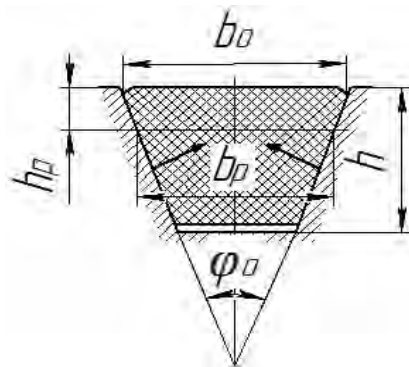


Рисунок 3.27 – Клиновой ремень

Ремни, благодаря клиновому действию, отличаются повышенным сцеплением со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью. Трапецевидная форма сечения ремня из-за большой высоты неблагоприятна с точки зрения изгиба на

шкивах и к. п. д. Это компенсируется тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости, кроме основного несущего слоя, который имеет небольшую толщину и располагается по нейтральному слою ремня.

Ремень должен быть гибким для возможности работы на шкивах малых диаметров и вместе с тем иметь достаточную поперечную жесткость во избежание глубокого заклинивания в канавках шкивов и радиального скольжения вследствие поперечного сжатия.

Клиновые ремни выпускают бесконечными. Угол клина ремней $\varphi_0 = 40^\circ$.

Клиновые ремни выпускают: нормальных сечений с отношением большего основания b_0 трапециевидного сечения к высоте $b/h \approx 1,6$; узкие с $b_0/h \approx 1,2$ и широкие с $b_0/h \approx 2,5 \div 3,5$ для вариаторов.

Основное применение в настоящее время имеют ремни нормальных сечений. Однако узкие ремни позволяют передавать в 1,5 - 2 раза большие мощности, могут работать при более высоких скоростях и с большой частотой перегибов. Поэтому они будут вытеснять ремни нормальных сечений.

3.4.2 Достоинства и недостатки ременных передач

Достоинства ременных передач, определяющие области их применения:

- 1) возможность передачи движения на большие расстояния (большое межосевое расстояние);
- 2) плавность работы - смягчение толчков, бесшумность;
- 3) возможность работы с высокими частотами вращения;
- 4) малая стоимость.

Недостатки ременных передач:

- 1) значительные габариты - обычно в несколько раз большие, чем зубчатых (большое межосевое расстояние);
- 2) неизбежность некоторого упругого скольжения ремня;
- 3) повышенные силы на валы и опоры, так как суммарное натяжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы;
- 4) необходимость устройств для натяжения ремня в передачах с малым межосевым расстоянием;

5) необходимость предохранения ремня от попадания масла;

6) малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

Необходимым условием работы ременных передач является натяжение ремня, которое должно сохраняться во время эксплуатации.

3.4.3 Основные характеристики и расчеты ременных передач.

Мощности. Ременные передачи применяют преимущественно в диапазоне мощностей 0,3-50 кВт. Встречаются передачи до 1500 кВт и выше, но в новых машинах мощные (свыше 300 кВт) ременные передачи из-за больших габаритов применяют весьма редко.

Скорости и передаточные числа. Скорости плоских ремней из традиционных материалов изменяются в диапазоне 5-30 м/с. Специальные текстильные и прорезиненные быстроходные бесконечные плоские ремни допускают (при пониженной долговечности) скорости до 50 м/с, ремни из новых материалов – значительно большие скорости - до 100 м/с.

Верхний предел скоростей ограничивается ухудшением условий работы ремней в связи с ростом действующих на них центробежных сил, нагревом, образованием воздушных подушек между ремнем и шкивами и отсюда резким понижением долговечности и к. п. д. передач.

Предельные значения передаточных чисел в ременных передачах определяются допустимыми габаритами передачи, а также условием получения достаточного угла обхвата на малом шкиве. Можно получить передаточные числа до 10 (клиноременные передачи, плоскоременные передачи с натяжным роликом). Однако передаточные числа ременных передач обычно меньше 4 – 5.

Области рационального применения плоскоременных передач - высокие скорости вращения, высокие требования к плавности работы.

Клиноременные передачи предпочтительно применять при малых межосевых расстояниях, при больших передаточных числах, а также при передаче вращения на несколько шкивов, при вертикальных осях шкивов и т.д.

Соотношение натяжений ведущей $S_1(F_1)$ и ведомой $S_2(F_2)$ ветвей при работе без учета центробежных сил определяют по известному уравнению Л. Эйлера, выведенному для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру.

Записываем условия равновесия по осям x и y элемента дуги с центральным углом $d\alpha$ (рисунок 3.28):

$$\sum X = 0 \quad dN - (S + dS) \frac{d\alpha}{2} - S \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$\sum Y = 0 \quad S + dS - S - \mu dN = 0$$

где dN - напряжения в ремне; μ - коэффициент трения.

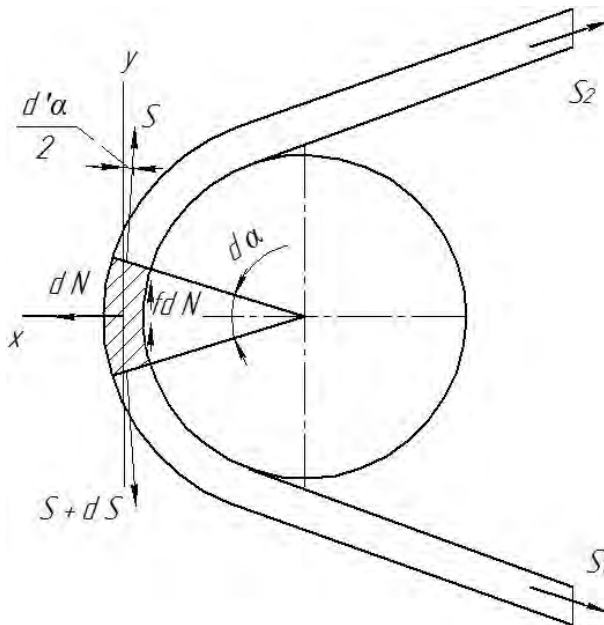


Рисунок 3.28 – Схема ременной передачи

При изгибе ремня толщиной h на шкиве диаметра D относительные удлинения наружных волокон по геометрическим условиям равны $8/D$. Напряжения изгиба в предположении постоянства модуля упругости E : $\sigma_{и} = E \frac{h}{D}$.

Уточненные расчеты ведут по опасным волокнам корда, учитывая кривизну ремня при изготовлении и т. д.

При расчете ременной передачи необходимо учитывать, что только половина окружного усилия идет на увеличение нагрузки ведущей ветви, а половина на разгрузку ведомой ветви.

Суммарные напряжения в ремне без учета изгиба (рисунок 3.28):

а) ведущей ветви: $\sigma = \frac{F_1}{A} + \sigma_{ц}$,

напряжения от действия центробежных сил $\sigma_{ц} = \gamma V^2 / 10g$

$$\sigma = \frac{F_1}{A} + \gamma V^2 / 10g$$

где A - площадь поперечного сечения, γ - вес погонной ед. длины ремня, V - скорость ремня (м/с), g -ускорение свободного падения.

б) в ведомой ветви (минимальные напряжения): $\sigma_{min} = \frac{F_2}{A} + \sigma_{ц}$

в) максимальные напряжения на дуге покоя ведущего малого шкива с учетом изгиба ремня:

$$\sigma_{max} = \frac{F_1}{A} + \sigma_{и} + \sigma_{ц} = \frac{F}{A} + hE/D + \gamma V^2 / 10g$$

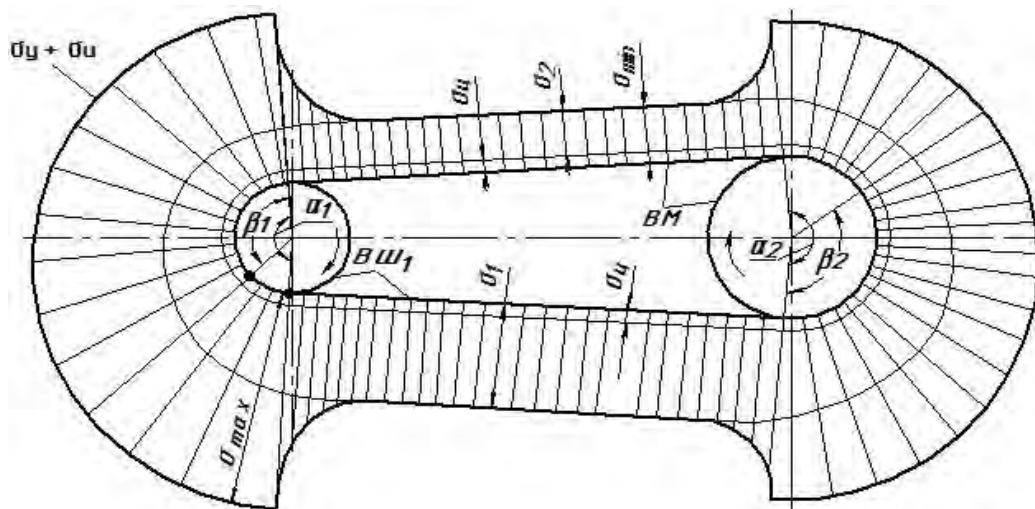


Рисунок 3.29 – Эпюра суммарных напряжений

3.5 Передача винт-гайка

3.5.1 Применение, используемые материалы и основные типы передач

Назначение передачи винт-гайка — преобразование вращательного движения в поступательное. Передачи обеспечивают большой выигрыш в силе, возможность получения медленного движения, большую несущую способность при малых габаритах, возможность достижения высокой точности перемещений, простоту конструкции и изготовления,

К недостаткам передач скольжения следует отнести большие потери на трение и низкий к. п. д., а поэтому невозможность применения при больших скоростях перемещений. Скорость скольжения в резьбе больше скорости осевого перемещения в $1/\sin\psi$ раз, где ψ — угол подъема резьбы, т. е. обычно в 10—40 раз.

Наиболее характерные области применения передач винт — гайка: поднятие грузов (домкраты); нагружение в испытательных машинах; осуществление процесса механической обработки (винтовые прессы, станки), управление оперением самолетов; точные делительные перемещения (измерительные машины, станки); установочные перемещения для настройки и регулирования машин; движение рабочих органов роботов.

Передачи винт — гайка делятся на передачи скольжения и качения.

Передачи скольжения сохранили применение ввиду простоты.

В отличие от крепежных резьб, в которых важна повышенная надежность против самоотвинчивания, в передаточных (грузовых и ходовых) винтах важно малое трение. Поэтому для этих винтов применяют резьбы с малыми углами профиля — трапецеидальные резьбы. Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют с мелкими, средними и крупными шагами. Основное применение имеет резьба со средними шагами. Мелкую резьбу применяют для перемещений повышенной точности и относительно медленных перемещений. Крупную резьбу применяют в тяжелых по износу условиях работы.

Для очень точных перемещений применяют трапецеидальные резьбы с уменьшенным углом профиля и прямоугольные резьбы, преимуществом которых является меньшее влияние неизбежных радиальных биений винта на точность перемещений, а также несколько меньшие потери на трение.

Недостатком прямоугольной резьбы, препятствующим ее распространению, является трудность изготовления — невозможность окончательной обработки фрезерованием и шлифованием.

Для точных винтов делительных и измерительных машин иногда применяют треугольные резьбы с углом профиля 30° или даже 60° , которые могут быть изготовлены с малыми шагами. Для винтов, подверженных большому односторонним осевым нагрузкам в прессах, нажимных устройствах прокатных станов и т. д., применяют упорную резьбу.

Винты, не подвергаемые закалке, изготавливают из сталей 45, 50 или А45, А50 и А40Г (с содержанием 0,15—0,5% свинца), У10А; подвергаемые закалке выполняют из сталей 65Г, 40Х и др.; азотируемые — из сталей 40ХФА, 18ХГТ. Материал гаек — бронзы оловянистые Бр.ОФ 10-1, Бр.ОЦС 6-6-3 и цинковый сплав ЦАМ 10-5 и др. Резьбу на винтах изготавливают нарезанием, фрезерованием, а в последнее время также накаткой. Точные резьбы после термической обработки шлифуют.

Передача винт-гайка может быть выполнена с вращающимся винтом и поступательно перемещаемой гайкой (наиболее распространенное исполнение), с вращающимся и одновременно поступательно перемещаемым винтом при неподвижной гайке (простые домкраты, рисунок 3.30), а также с вращающейся гайкой и поступательно перемещаемым винтом.

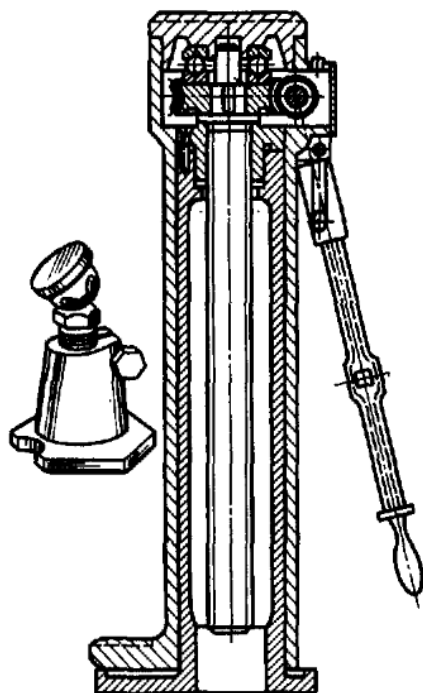


Рисунок 3.30 – Винтовые домкраты

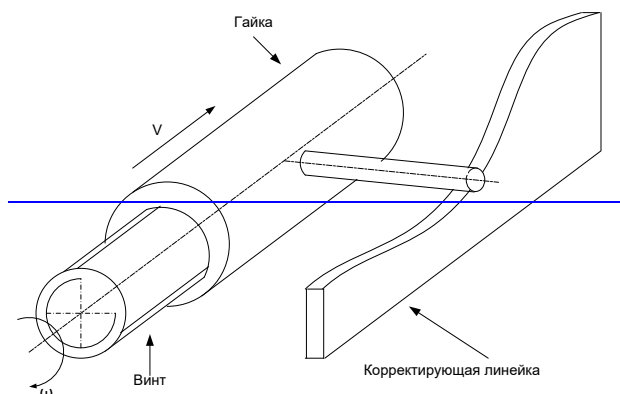
Для увеличения хода применяют телескопические конструкции с двумя винтовыми парами.

Для очень медленных перемещений применяют винты с дифференциальной резьбой, т. е. с двумя резьбами одного направления, но с разными шагами. При повороте винта на один оборот подвижный узел перемещается на величину, равную разности шагов резьб, которая может быть очень малой.

В отдельных случаях применяют передачи дифференциального типа с вращением и винта и гайки. Эти передачи позволяют осуществлять привод и сложение движений от двух источников. Например, в механических самоходных головках станков привод рабочей подачи часто осуществляется от главного двигателя вращением винта, а быстрый отвод и подвод от другого двигателя – вращением гайки, или наоборот.

При необходимости особо точных перемещений, например в прецизионных станках, применяют корректирующие устройства, компенсирующие ошибки винтов. Это достигается небольшими поворотами или осевыми перемещениями гайки, благодаря чему перемещаемый узел получает малые дополнительные поступательные перемеще-

ния. Проверив точность выполнения ходового винта, изготавливают специальную коррекционную линейку, которая воздействует на рычаг поворота гайки.



Винты обычно устанавливают на двух опорах, расположенных по концам. Короткие винты выполняют с одной опорой, причем второй опорой служит гайка.

Осевую фиксацию вращающихся винтов от перемещений в обе стороны осуществляют обычно в одной опоре. Длинные винты иногда фиксируют в двух опорах, чтобы винт в обе стороны работал на растяжение.

Простые гайки выполняют в форме втулок с фланцем для осевого крепления (рисунки 3.32а и б). Вращающиеся гайки обычно поддерживаются подшипниками скольжения, охватывающими гайку, и шариковыми подпятниками, реже подшипниками качения.

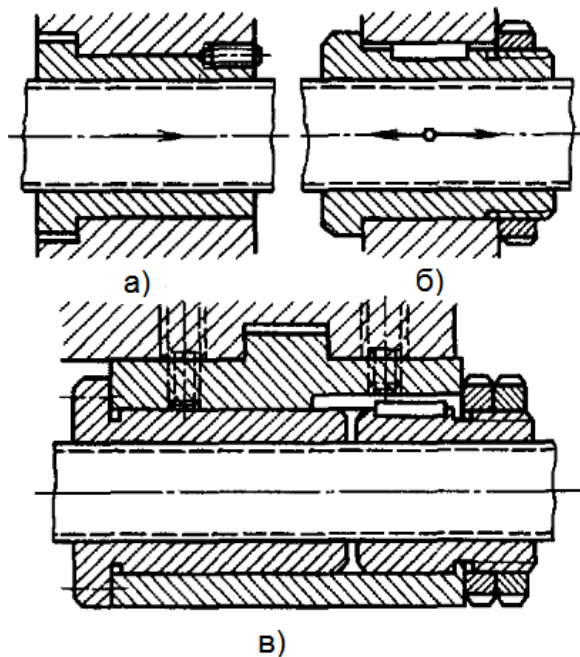


Рисунок 3.32 – Гайки скольжения

Гайки для точных перемещений узлов, подверженных знакопеременным нагрузкам, выполняют с компенсацией зазора. Это достигается применением сдвоенных гаек, которые для регулирования смещаются одна относительно другой в осевом направлении. Смещение происходит с помощью клина, резьбы или пружины (рисунок 3.32в).

3.5.2 Кинематика и КПД передачи

Скорость поступательного перемещения V гайки или винта, м/с

$$V = \frac{P \cdot n \cdot z}{60 \cdot 1000}$$

где z – число заходов винта;

P – шаг резьбы, мм;

n – частота вращения гайки или винта, об/мин.

При определении КПД пренебрегают потерями в опорах, и его определяют приближенно как отношение работ на завинчивание винта без учета сил трения

($\mu = 0$ и $\rho = 0$) и с учетом сил трения ($\mu \neq 0$ и $\rho \neq 0$). Тогда, используя зависимость между моментом сопротивления в резьбе и осевой силой, получим:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

Код поля изменен

Код поля изменен

где β - угол подъема резьбы, град, ρ - приведенный угол трения в резьбе, град.

Из этой формулы видно, что КПД передачи возрастает с увеличением угла подъема β и уменьшением коэффициента трения μ в резьбе (уменьшением ρ).

Для увеличения угла подъема в механизмах применяют многозаходные винты. Ход резьбы в этом случае $S = z \cdot P$ (P и z – шаг и число заходов резьбы). Однако винты с углом $\beta > 25^\circ$ на практике не применяют, так как дальнейшее увеличение β не дает существенного повышения КПД, а передаточное отношение при этом снижается. Обычно $\eta \leq 0,7$.

Для повышения КПД механизмов стремятся уменьшить коэффициент трения в резьбе путем изготовления гаек из антифрикционных материалов (бронзы, латуни и др.), смазывания и тщательной обработки контактирующих поверхностей.

3.5.3 Проверка передач винт-гайка на износ

Основной причиной выхода из строя передач винт-гайка является износ. Для обеспечения необходимой износостойкости передачи прежде всего нужно, чтобы давление в резьбе не превышало допустимое:

$$p = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [p],$$

где F — расчетная осевая сила, действующая на винт; d_2 — средний диаметр резьбы; h — рабочая высота профиля, принимаемая для трапецеидальной резьбы, равной $0,55P$; P — шаг резьбы; $z = H/P$ - число витков резьбы на высоте гайки H . Подставляя в формулу значения h и z , получаем:

$$p = \frac{2F}{\pi d_2 H} \leq [p]$$

Средний диаметр винта по условию износостойкости:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_r \cdot \xi \cdot [p]}}$$

где ψ_r – коэффициент высоты гайки, $\psi_r = \frac{H_1}{d_2} = 0,9$; (H_1 – высота гайки),

ξ – отношение высоты рабочего профиля резьбы к её шагу, для трапецеидальной резьбы $\xi = 0,50$; F_a – осевая нагрузка, Н;

$[p]$ – допустимое давление в резьбе, для материала винтовой пары

Код поля изменен

Код поля изменен

сталь-бронза $[p]=8...10$ МПа.

Потребное число рабочих витков, определяющих высоту гайки, находят по формуле:

$$Z_B = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot [p]},$$

где F_a – осевая нагрузка, Н;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

h – рабочая высота профиля, мм;

$[p]$ – допустимое давление в резьбе, МПа.

Высота гайки определяется по следующей формуле: $H_I = Z_B \cdot p$.

где P – шаг резьбы, мм

3.5.4 Проверка винта на устойчивость

Проверка винта на устойчивость осуществляется исходя из неравенства:

$$F_{кр} \geq F_a$$

где F_a – осевая нагрузка, Н;

$F_{кр}$ – критическая сила, определяемая по формуле: $F_{кр} = \frac{\pi \cdot J_{np} \cdot E}{\mu \cdot L}$,

где J_{np} – приведенный момент инерции сечения винта определяемый по формуле:

$$J_{np} = \frac{\pi \cdot d^4}{64 \cdot (0,4 + 0,6 \left(\frac{d}{d_1}\right))}$$

d – наружный диаметр винта, мм; d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

E – модуль упругости, МПа;

μ – коэффициент закрепления концов винта ($\mu=1,5$ если винт закреплен по концам шарнирно и $\mu=1,0$ если винт закреплен консольно);

L – длина винта, мм

Коэффициент запаса устойчивости: $n_y = \frac{F_{кр}}{F_a}$

Опоры скольжения винтов с отношением $l/d \leq 2$: и опоры качения при одном подшипнике в опоре можно принимать шарнирными. Тогда для винтов с одной опорой и направлением в гайке $\mu = 1$. Для винтов на двух опорах, если винты могут подвергаться сжатию на всей длине, гайка вместе с опорой может рассматриваться как заделка, причем тогда $\mu = 0,7$. Если максимальная длина винта, работающая на сжатие, $l_1 = 0,8l$, то $\mu = 0,6$; если $l_1 = 0,6l$, то $\mu = 0,5$.

На рисунке 3.33 показаны варианты конструктивных решений установки невращающейся гайки в корпус.

В механизмах, к которым предъявляются жесткие требования компенсации износа с целью уменьшения «мертвого» хода (зазора между витками винта и гайки), применяют разрезные гайки (рисунок 3.33) или специальные устройства (например, пружинные), обеспечивающие радиальную или осевую выборку зазора [3,8,9].

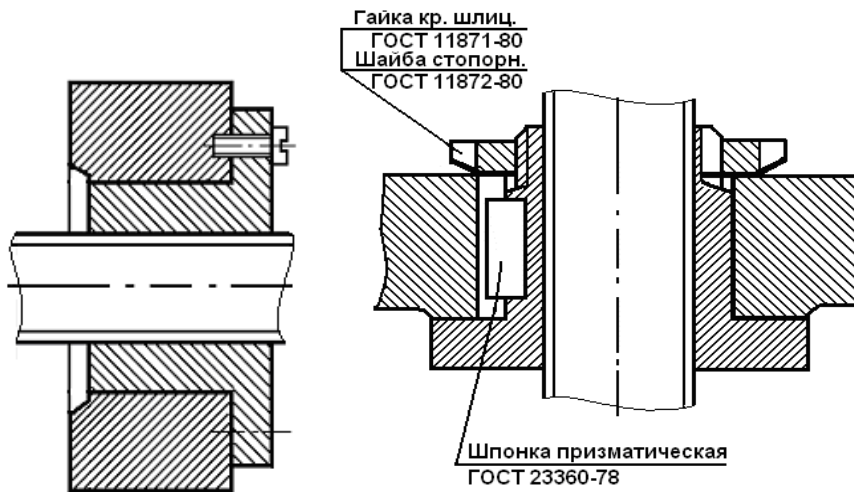


Рисунок 3.33 - Не вращающаяся гайка, установленная в корпус

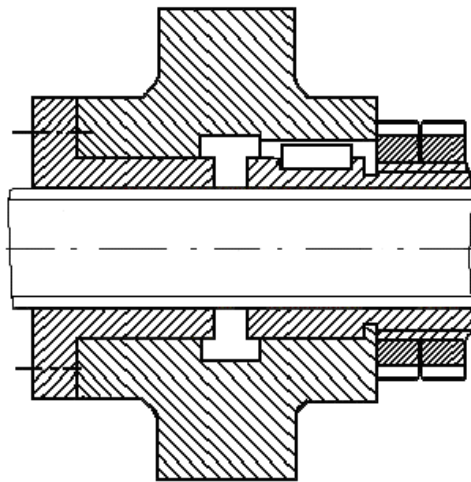
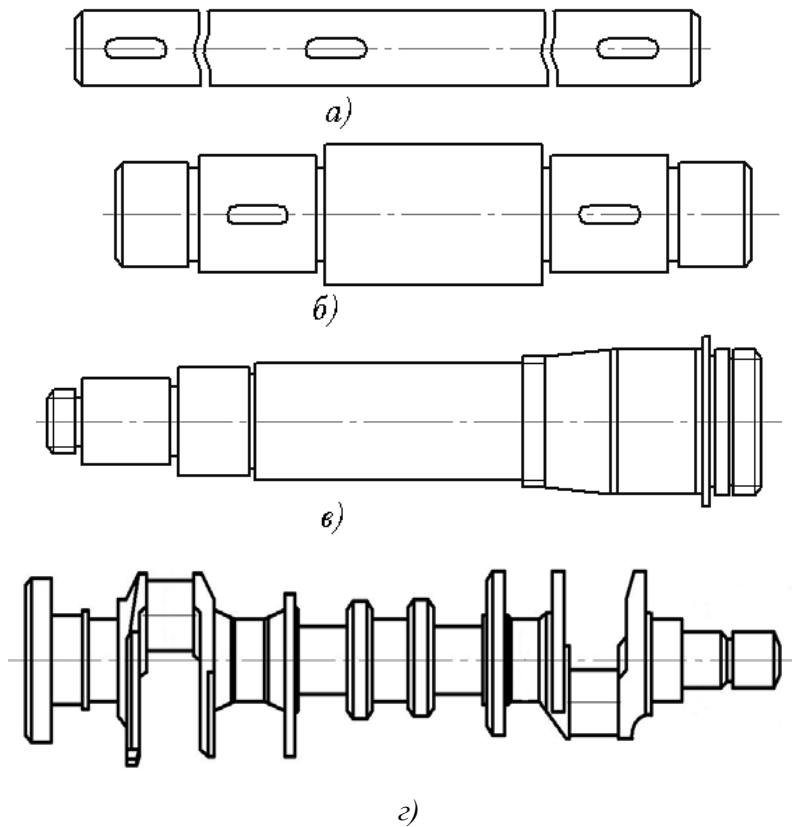


Рисунок 3.34 - Разрезная гайка, обеспечивающая осевую выборку зазора

ГЛАВА 4. Валы и оси

4.1 Конструирование валов и осей. Передача крутящего момента и осевой силы

Валы — детали, предназначенные для *передачи* крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей машин. Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения. Валы вращаются в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, передающихся на валы, например сил на зубьях зубчатых колес, сил натяжения ремней и т. д., валы обычно подвержены, кроме крутящих моментов, также поперечным силам и изгибающим моментам.



a – гладкий трансмиссионный вал; *б* – ступенчатый вал; *в* – шпиндель станка ; *г*
– коленчатый

Рисунок 4.1 – Основные типы валов

Валы по назначению можно разделить на валы передач, несущие детали передач — зубчатые колеса, шкивы, звездочки, муфты (рисунок 4.1, *a*, *б*), и на **коренные валы** ма-

шин и другие специальные, валы, несущие кроме деталей передач рабочие органы машин двигателей или орудий — колеса или диски турбин, кривошипы, зажимные патроны и т. д. (рисунок 4.1, в, з).

По форме геометрической оси валы разделяют на прямые и коленчатые. **Коленчатые валы** (рисунок 4.1, з) применяют при необходимости преобразования в машине возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот, причем они совмещают функции обычных валов с функциями кривошипов в кривошипно-шатунных механизмах. Особую группу составляют так называемые **гибкие валы** с изменяемой формой геометрической оси.

Оси — детали, предназначенные для поддержания вращающихся деталей и **не передающие** полезного крутящего момента. Обычно они подвергаются воздействию изгибающих моментов и не учитываемых при расчетах крутящих моментов от сил трения.

Оси разделяют на вращающиеся, обеспечивающие лучшую работу подшипников и лучшее направление, и неподвижные, более дешевые, но требующие встройки подшипников во вращающиеся детали.

Валы и оси имеют аналогичные формы и общую функцию поддерживать вращающиеся детали.

Опорные части валов и осей называют **цапфами**. Промежуточные цапфы называют **шейками**, концевые — **шипами**.

Прямые валы **по форме** разделяют на:

- 1) валы постоянного диаметра (валы трансмиссионные и судовые многопролетные, рисунок 4.1, а);
- 2) валы ступенчатые (большинство валов, рисунок 4.1, б — з);
- 3) валы с фланцами для соединения по длине;
- 4) а также валы с нарезанными шестернями или червяками.

По форме сечения валы разделяют на:

- 1) гладкие;
- 2) шлицевые, имеющие на некоторой длине профиль зубчатого (шлицевого) соединения;
- 3) профильные.

Форма вала по длине определяется распределением нагрузок по длине, т. е. эпюра-

ми изгибающих и крутящих моментов, условиями восприятия осевых нагрузок и условиями технологии изготовления и сборки.

Эпюры моментов по длине валов, как правило, существенно неравномерны. Крутящий момент обычно передается не на всей длине вала. Эпюры изгибающих моментов обычно сходят к нулю к концевым опорам или к концам валов. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения приближающимися к телам равного сопротивления.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники качения — из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется: стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закругления кромок и размерах фасок и, наконец, условиями сборки. Перепад диаметров ступеней с призматическими шпонками желательно выбирать так, чтобы иметь возможность разборки, без удаления шпонки из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Если вал имеет несколько шпоночных канавок по длине, то во избежание перестановки вала при фрезеровании их целесообразно размещать в одной плоскости.

Цапфы (шейки) валов, работающие в подшипниках скольжения, выполняют:

- а) цилиндрическими;
- б) коническими;
- в) сферическими .

Основное применение имеют цилиндрические цапфы. Концевые цапфы для облегчения сборки и фиксации вала в осевом направлении обычно делают несколько меньшего диаметра, чем соседний участок вала. Иногда цапфы делают с буртами для предотвращения осевых смещений в обоих направлениях. Конические цапфы применяют для регулирования зазора в подшипниках, а иногда также для осевого фиксирования вала. Зазор регулируют осевым перемещением вала или вкладыша подшипника. Сферические цапфы, имеющие, ввиду трудности их изготовления, весьма ограниченное распространение, применяют при необходимости значительных угловых смещений оси вала.

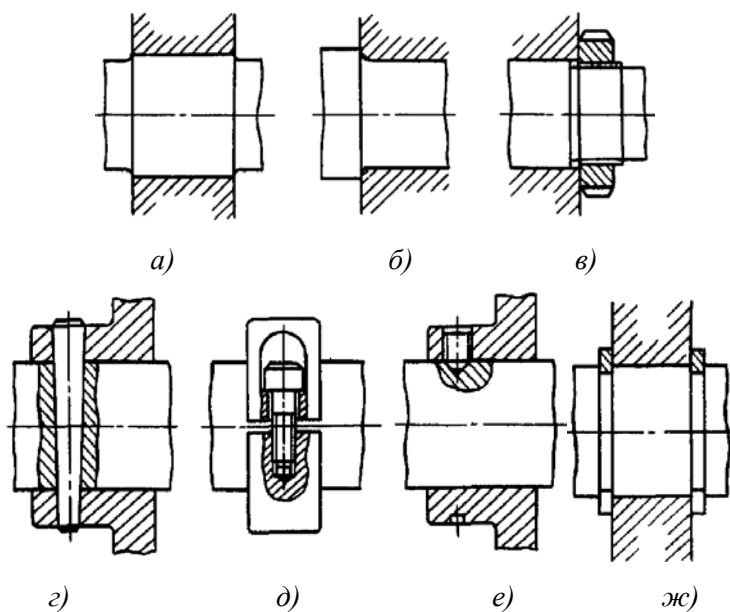
Цапфы валов для подшипников качения характеризуются меньшей длиной, чем

цапфы для подшипников скольжения.

Исключение составляют конструкции с двумя подшипниками качения в опоре. Как правило, цапфы для подшипников качения выполняют цилиндрическими. В редких случаях применяют конические цапфы с малой конусностью — для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец. Цапфы для подшипников качения нередко выполняют с резьбой или другими средствами для закрепления колец.

Посадочные поверхности под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими.

Выносливость валов определяется относительно малыми объемами металла в зонах значительной концентрации напряжений. Поэтому особо эффективны специальные конструкторские и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.



a – посадка с натягом; *б* – упор в уступ; *в* – гайка; *г* – конический штифт ;

д – клеммовое соединение; *е* – установочный стопорный винт ; *жс* – пружинное кольцо

Рисунок 4.2 – Средства восприятия осевых нагрузок и осевого крепления деталей на валах

Осевые нагрузки на валы от насаженных на них деталей передаются следующими

способами (рисунок 4.2):

1) тяжелые нагрузки — упором деталей в уступы на валу, посадкой деталей или установочных колец с натягом (рисунок 4.2, *а* и *б*);

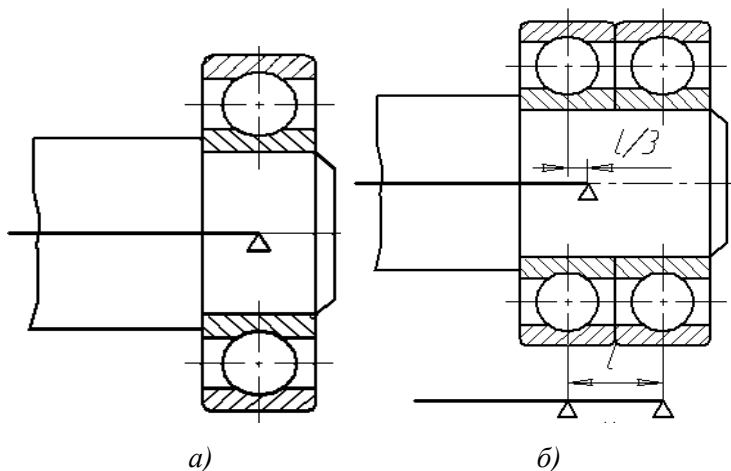
2) средние нагрузки — гайками, штифтами непосредственно или через установочные кольца, клеммовыми соединениями (рисунок 4.2, *в* - *д*);

3) легкие нагрузки и предохранение от перемещений случайными силами — стопорными винтами непосредственно или через установочные кольца, клеммовыми соединениями, пружинными кольцами (рисунок 4.2, *д* — *ж*).

4.2 Расчетные схемы валов и осей, критерии расчета

Валы и вращающиеся оси обычно рассчитывают на изгиб, как балки на шарнирных опорах.

Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по одному в опоре (рисунок 4.3, *а*), эта схема достаточно точно соответствует действительности.



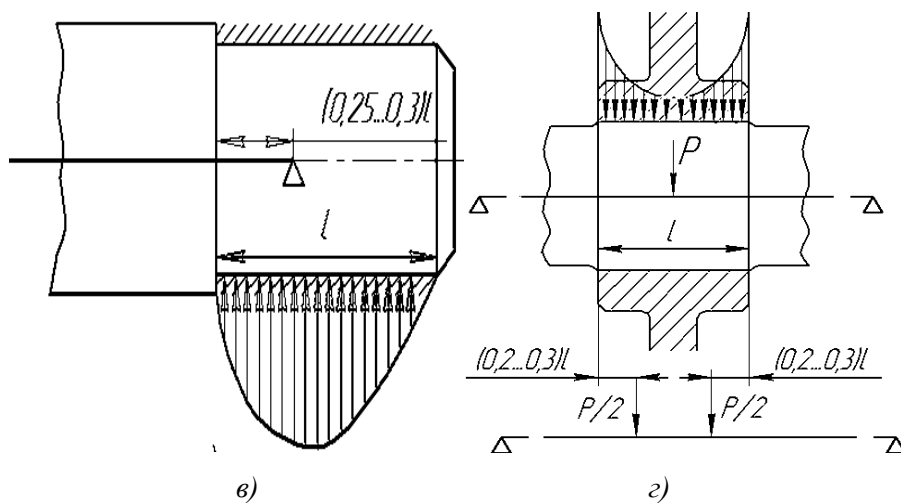


Рисунок 4.3 – Расчетные схемы валов

У валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по два в опоре (рисунок 4.3, б), основные реакции воспринимаются подшипниками, расположенными со стороны нагруженного пролета. Внешние подшипники нагружены значительно меньше, а если они расположены не вплотную к внутренним, то иногда в них возникают реакции, направленные в противоположную сторону. Поэтому условные шарнирные опоры валов точнее совмещать с внутренними подшипниками или располагать на одной трети расстояния между подшипниками одной опоры ближе к внутренним подшипникам. Точный расчет таких валов следует производить с учетом совместной работы с подшипниками, как многоопорных балок на упругих опорах.

У валов, вращающихся в несамоустанавливающихся подшипниках скольжения (рисунок 4.3, в), давление по длине подшипников вследствие деформации валов распределяется несимметрично. Условную шарнирную опору следует располагать на расстоянии $(0,25 \dots 0,3)l$ от торца подшипника, но не более половины диаметра вала от кромки подшипника со стороны нагруженного пролета. Точный расчет таких валов следует производить с учетом совместной работы с подшипниками.

Силы и моменты на валы передаются через насаженные на валы детали: зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т. д. При простейших расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины, и эти сечения принимают за расчетные. В действительности силы взаимодействия

между ступицами и валами распределены на длине ступиц и последние работают совместно с валами (рисунок 4.3, з). Точнее за расчетные следует принимать моменты в сечениях на расстоянии $(0,2 \dots 0,3)l$ от кромок ступицы, где

l — длина ступицы, и в этих же сечениях принимать сосредоточенными силы взаимодействия ступицы и вала. Меньшие значения смещений расчетных сечений от кромок соответствуют неподвижным посадкам и жестким ступицам, а большие — подвижным посадкам и податливым ступицам.

Из критериев прочности для большинства валов современных быстроходных машин решающее значение имеет выносливость.

Критериями жесткости валов являются условия правильной работы зубчатых передач и подшипников, а также виброустойчивость.

4.3 Предварительный расчет валов

Диаметры валов приближенно определяют в результате проектировочного расчёта по следующей формуле:

$$d \approx 10 \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]}}$$

где d — диаметр вала мм;

$T_{кр}$ — крутящий момент, Н·м;

$[\tau]$ — допускаемое напряжение материала вала ($\approx 0,5\sigma_t$, МПа)

Также можно производить расчет по формулам из следующей литературы [4, 11].

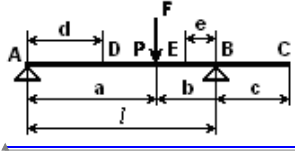
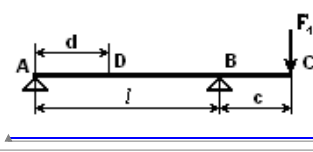
При наличии шпоночного паза в опасном сечении вала полученное значение необходимо увеличить на 5 – 10%.

Проверочный расчёт валов проводится на статическую и усталостную прочность, а также на жёсткость. Основными изгибающими нагрузками на валы являются силы в зубчатых передачах. Влияние веса вала и насаженных деталей в передаче обычно не учитываются. Силы трения в подшипнике также не учитываются.

4.4 Расчет валов на жесткость при изгибе и кручении. Расчет на жесткость

Вал, рассчитанный из условий динамической прочности, может не обеспечить нормальной работы зубчатых колес и подшипников, если под действием передаваемых усилий он будет чрезмерно деформироваться.

Таблица 4.1 - Формулы углов наклона и прогибов двухопорных валов

Углы наклона и прогибы		
1	2	3
θ_A	$\frac{Fab \cdot (l + b)}{6EJl}$	$-\frac{F_1 cl}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Fab \cdot (l + b)}{6EJl}$	$\frac{F_1 cl}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1 c(2l + 3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb \cdot (l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1 c(3d^2 - l^2)}{6EJl}$
θ_E	$-\frac{Fa \cdot (l^2 - a^2 - 3e^2)}{6EJl}$	-
θ_F	$\frac{Fab \cdot (b - a)}{3EJl}$	-
y_D	$\frac{Fbd \cdot (l^2 - b^2 - d^2)}{6EJl}$	$-\frac{F_1 cd(l^2 - d^2)}{6EJl}$
y_E	$\frac{Fae \cdot (l^2 - a^2 - e^2)}{6EJl}$	-
y_F	$\frac{Fa^2 b^2}{3EJl}$	-
y_C	$\theta_B c$	$\frac{F_1 c^2 (l + c)}{3EJ}$

Код поля изменен

Код поля изменен

Расчет на жесткость сводится к определению прогибов и углов наклона оси вала и

к сопоставлению их с допускаемыми. Допускаемый прогиб вала y не должен превышать $0,0001 - 0,0005$ расстояния между опорами или $0,01 - 0,03$ модуля под зубчатыми колесами. Углы наклона оси вала в опорах θ не должны превышать в радианах: $0,0025$ – для цилиндрических роликоподшипников; $0,0016$ – для конических роликоподшипников; $0,005$ – для однорядных шарикоподшипников; $0,05$ – для сферических подшипников, и быть не более $0,001$ под зубчатыми колесами.

4.5 Расчет валов редуктора на изгиб и кручение. Проверочный расчет валов на прочность

Валы на прочность проверяются по формуле:

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + T_{кр}^2}}{W} \leq [\sigma],$$

где σ – напряжение возникающее в теле вала, МПа

$T_{кр}$ – максимальный крутящий момент в опасном сечении, Н·мм;

$M_{и}$ – максимальный изгибающий момент в опасном сечении, Н·мм:

$$M_{и} = \sqrt{M_{и.г}^2 + M_{и.в}^2},$$

где $M_{и.г}$ и $M_{и.в}$ – максимальные изгибающие моменты в опасном сечении, действующие соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях).

W – момент сопротивления в опасном сечении, мм³;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа, определяемое при динамическом расчете стальных валов по пределу усталости с учетом факторов, вызывающих концентрацию напряжений, и диаметру вала

Момент сопротивления в опасном сечении для круглого сплошного вала

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$$

Момент сопротивления в опасном сечении для круглого полого вала (диаметр отверстия в валу – d_0):

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \frac{d_0^4}{d^4} \right] \approx 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d},$$

Расчетную нагрузку определяют по моментам или силам (задаваемым обычно тоже

на входе или выходе), передаточному отношению и КПД.

Расчетный крутящий момент на валу:

$$T_{кр} = \eta \cdot T_{д} \cdot U$$

$$T_{кр} = \frac{\eta \cdot P_{д\partial}}{\omega}$$

где η – КПД участка кинематической цепи от двигателя до рассчитываемого вала;

$T_{д}$ – крутящий момент на валу двигателя, Н·м;

$U = \omega_0 / \omega$ – передаточное отношение от двигателя до выходного вала;

ω – расчетная частота вращения вала, рад/с;

ω_0 – частота вращения вала двигателя, рад/с;

P_{∂} – мощность на валу двигателя, Вт.

Окружная сила на зубчатых колесах:

$$F_t = \frac{2T_{кр}}{d},$$

где d – делительный диаметр зубчатого колеса;

$T_{кр}$ – крутящий момент на колесе, Н·мм.

Суммарная сила, действующая на вал со стороны зубчатых колес (сумма окружной и радиальной сил):

$$Q = \frac{2,2T_{кр}}{d}$$

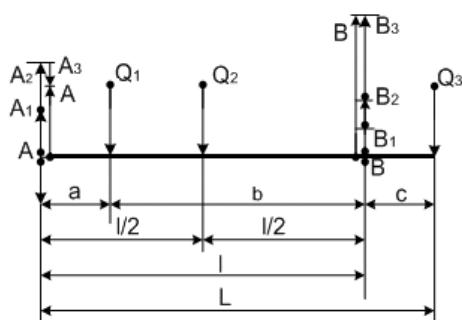
где d – делительный диаметр зубчатого колеса или цепной звездочки, мм;

$T_{кр}$ – крутящий момент на колесе, Н·мм.

Определение реакций в опорах и изгибающих моментов.

В таблице 4.2 и на рисунке 4.4 приведены формулы для определения реакций опор и изгибающих моментов двухопорных валов с характерными случаями нагружения [3].

Таблица 4.2



1. $A = A_1 + A_2 + A_3$; $B = B_1 + B_2 + B_3$ (алгебраическая сумма).
2. Если приложенная сила Q_n имеет направление, обратное указанному на рисунке, то реакции в опоре A_n и B_n меняют знак на обратный.
3. $Q_n = A_n + B_n$ (для проверки)

Приложенная сила	Q_1		Q_2		Q_3	
	Реакция опор	$+A_1$	$+B_1$	$+A_2$	$+B_2$	$-A_3$
Формула	$\frac{b}{l} \cdot Q_1$	$\frac{a}{l} \cdot Q_1$	$A_2 = B_2 = \frac{Q_2}{2}$		$\frac{c}{L} Q_3$	$\frac{L}{l} Q_3$

При расчете вал принимают за балку, лежащую на шарнирных опорах. Эта расчетная схема точно соответствует действительному положению для валов на подшипниках качения. Для других опор такую расчетную схему можно применить как приближенную. При длинных несоосных подшипниках скольжения, расположенных по концам вала, равнодействующую реакции подшипника следует предполагать приложенной к точке, отстоящей от его кромки со стороны пролета на $1/3 - 1/4$ длины подшипника.

Код поля изменен

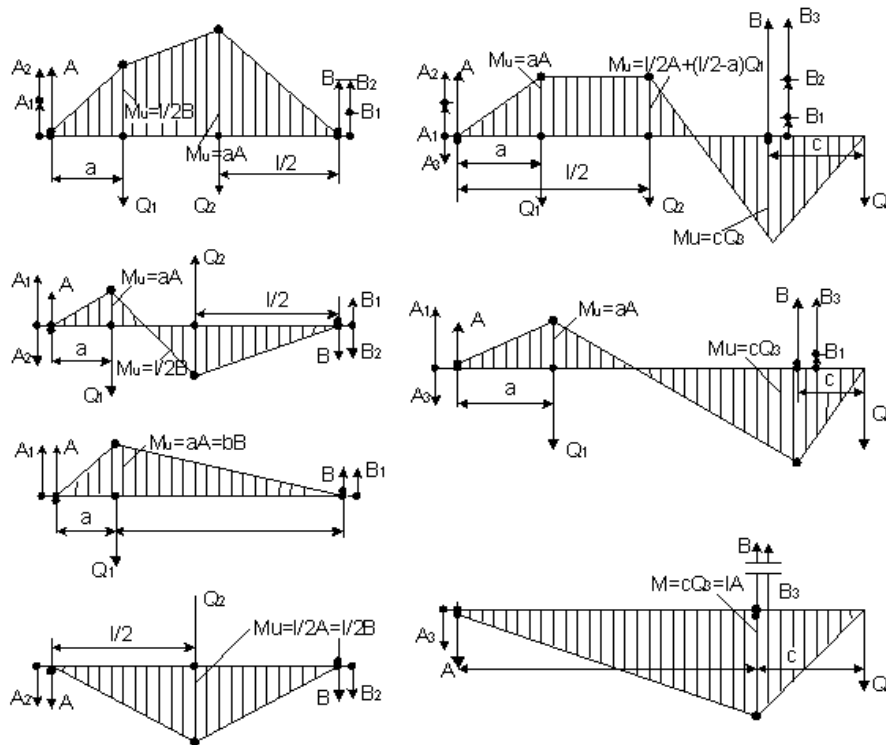


Рисунок 4.4 - Определение реакций опор и изгибающих моментов двухопорных валов с приведенными случаями нагружения

4.6 Расчёт валов на выносливость (усталостную прочность)

Условие прочности имеет вид:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где $[S] = 2,5 \dots 3$ – требуемый коэффициент запаса прочности;

S_σ, S_τ – коэффициенты запаса, соответственно, по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m};$$

где τ_{-1}, σ_{-1} – пределы выносливости материала стального вала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения, МПа;

σ_a, τ_a и $\sigma_m = 0, \tau_m = 0$ – амплитудные и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений;

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{И}}}{0,1 \cdot d^3},$$

$$\tau_a = \frac{T_{\text{кр}}}{0,2 \cdot d^3}$$

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала;

k_σ, k_τ – эффективные коэффициенты компенсации напряжений при изгибе;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – масштабные факторы;

$\beta = 0,4 \dots 2,8$ – коэффициент поверхностного упрочнения.

Если:

$$S \geq [S],$$

то условие прочности выполняется.

ГЛАВА 5. ОПОРЫ

Опоры обеспечивают возможность вращательного движения и передающие нагрузку.

5.1 Подшипники скольжения

Назначение подшипников — поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность свободного вращения или качания, и воспринимать действующие на них нагрузки. Кроме осей и валов, подшипники могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг осей или валов, например шкивы, шестерни и др.

Подшипники скольжения — это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника, разделенных слоем смазки.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения разделяют на две основные группы:

- **радиальные**, предназначенные для восприятия нагрузок, перпендикулярных к оси вала;
- **упорные** для восприятия осевых, нагрузок.

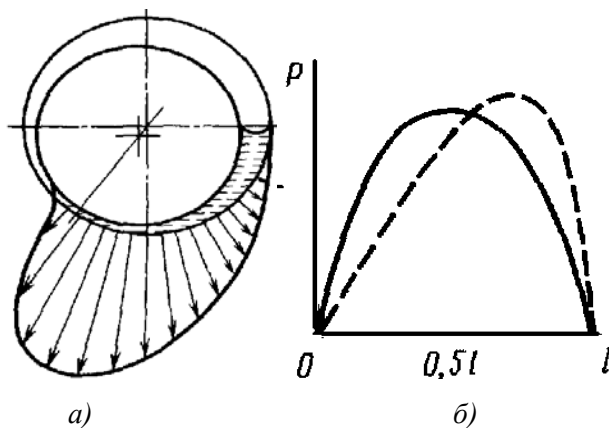
При совместном действии радиальных и осевых нагрузок обычно применяют радиальные и упорные подшипники совместно, реже применяют радиально-упорные подшипники.

Для правильной работы подшипников без систематического износа поверхностей цапфы и вкладыша они должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины.

Для того чтобы между трущимися поверхностями мог длительно существовать масляный слой, в нем должно быть избыточное давление, которое может быть гидродинамическим, создаваемым при вращении цапфы, или гидростатическим, создаваемым насосом.

Основное практическое применение имеют подшипники с гидродинамической смазкой.

Вращающийся вал под действием внешней нагрузки занимает в подшипнике эксцентричное положение. Масло увлекается в клиновидный зазор между валом и вкладышем и создает гидродинамическую поддерживающую силу (рисунок 5.1, а).



a – по окружности; *б* – по длине подшипника

P – давление, *l*- длина подшипника

Рисунок 5.1 – Эпюры гидродинамического давления в подшипнике

Гидродинамическое давление по длине подшипника распределяется неравномерно (рисунок 5.1, *a*). При отсутствии начальных и упругих перекосов цапфы в подшипнике давление масла вследствие торцового истечения изменяется по параболической кривой, снижающейся до нуля у концов подшипника. При перекосах эпюра распределения давления становится несимметричной (штриховая линия на рисунке 5.1, *б*).

Гидродинамическое трение в подшипниках можно обеспечить в очень широком диапазоне работы, кроме очень малых скоростей.

5.1.1 Области применения.

Подшипники скольжения имеют в современном машиностроении значительно меньшее применение, чем подшипники качения. Однако они сохранили некоторые важнейшие области, где имеют преимущественное или равное применение с подшипниками качения. Эти области охватывают:

1. Подшипники, которые необходимо по условиям сборки выполнять разъемными, например для коленчатых валов.
2. Подшипники особо быстроходных валов, работающие со скоростями, при которых долговечность подшипников качения, подверженных большим местным напряжениям, слишком мала.
3. Подшипники для особо точного направления валов, так как подшипники

скольжения имеют меньшее количество деталей, влияющих на точность, чем подшипники качения, и масляный слой компенсирует погрешности шейки.

4. Подшипники особо тяжелых валов, для которых может потребоваться индивидуальное изготовление подшипников качения, и они могут оказаться существенно дороже.

5. Подшипники, подверженные большим толчкам, ударам и вибрационным нагрузкам из-за значительного демпфирующего действия масляного слоя.

6. Подшипники, требующие очень малых диаметральных размеров, например подшипники близко расположенных валов.

7. Подшипники, работающие в воде, агрессивных средах, при значительном загрязнении смазки, в которых подшипники качения неработоспособны.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных тихоходных малоответственных механизмах.

5.1.2 Конструкция подшипников.

Подшипник скольжения состоит из корпуса, вкладышей, поддерживающих вал, а также смазывающих и защитных устройств.

Корпус подшипника может представлять собой отдельную литую или сварную деталь, присоединяемую к машине (рисунок 5.2), или может выполняться за одно целое с какой-нибудь неподвижной деталью (например, с рамой машины) или с подвижной деталью (например, с шатуном).

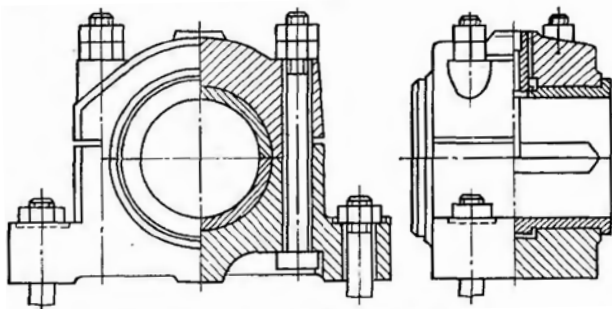
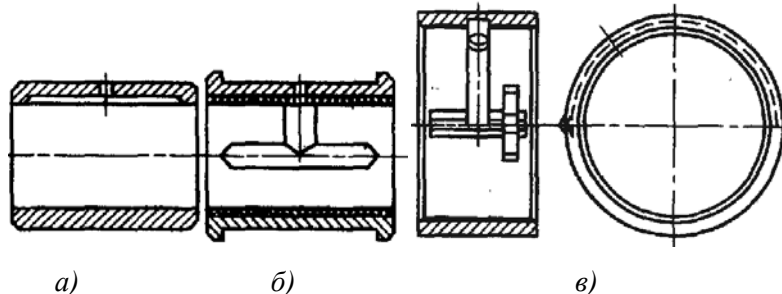


Рисунок 5.2 – Подшипник с разъемным корпусом

Корпуса подшипников выполняют цельными или разъемными (рисунок 5.2).

Вкладыши применяют для того, чтобы не выполнять корпуса подшипников из дорогих антифрикционных материалов, и для облегчения ремонта подшипника после из-

носа. Вкладыши в неразъемных подшипниках изготовляют в виде втулки (рисунок 5.3, *а*), в обычных разъемных подшипниках — из двух половин (рисунок 5.3, *б*).



а – втулка; *б* – вкладыш из двух половин с заливкой; *в* – вкладыш, штампованный из ленты

Рисунок 5.3 – Типы вкладышей подшипников

Существенное значение имеет выбор оптимального отношения длины подшипника l к диаметру d . Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению среднего давления в подшипнике, но к резкому увеличению кромочных давлений и повышению температуры из-за местных сближений поверхностей и худшего охлаждения. Уменьшение отношения l/d ниже некоторого предела приводит к усиленному вытеканию масла через торцы подшипника и к снижению несущей способности.

Отношение l/d берут малым при стесненных осевых габаритах, малых зазорах и больших скоростях и тем большим, чем меньше начальные и упругие перекосы валов в подшипниках. В связи с повышением скоростей машин наблюдается закономерная тенденция сокращения отношения l/d .

Важным условием хорошей работы подшипников являются малые перекосы осей цапфы и подшипника под нагрузкой. Особенно опасны кромочные давления при выполнении вкладышей из твердых материалов, например из чугуна.

Регулирование зазора применяют для установления оптимального зазора в прецизионных подшипниках (на заводе-изготовителе) и для компенсации износа при ремонтах. Разъемные подшипники регулируют, сближая вкладыши (см. рисунок 5.2) путем:

- а) уменьшения толщины прокладок между ними;
- б) снятия металла с поверхностей контакта крышки и корпуса.

5.1.3 Критерии работоспособности и расчета подшипников

Основными общими критериями работоспособности подшипников являются:

- а) износостойкость — сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию;
- б) сопротивление усталости при пульсирующей нагрузке.

Абразивное изнашивание может иметь место вследствие недостаточной несущей способности масляного слоя при установившемся режиме работы, неизбежного смешанного трения при пуске и останове (при отсутствии гидростатической разгрузки) и особенно вследствие попаданий со смазкой абразивных частиц, соизмеримых с толщиной масляного слоя.

Схватывание обычно имеет место вследствие местной потери масляной пленкой своей защитной способности из-за повышенных общих и особенно местных давлений и температур. В подшипниках обычно образуются местные «горячие зоны», от которых начинается схватывание. Схватывание проявляется особенно активно при незакаленных шейках валов и при твердых материалах вкладышей, в частности твердых бронзах.

Основным расчетом подшипников скольжения является *расчет на жидкостное трение*, который основывается на том, что масляный слой должен воспринимать всю нагрузку, а его толщина должна быть больше сумм неровностей обработки поверхностей цапфы и вкладыша. Жидкостное трение в подшипнике обеспечивает его износостойкость и сопротивление схватыванию. Составной частью расчета на жидкостное трение является тепловой расчет, так как недопустимое повышение температуры может привести к недопустимому изменению свойств или даже к разложению смазки, к выплавлению заливки вкладыша, а также к недопустимым температурным деформациям и захватыванию вала в подшипнике. Кроме того, находят применение условные расчеты.

5.1.4 Условные расчеты подшипников

Для подшипников жидкостного трения условные расчеты применяют как предварительные; для подшипников полужидкостного трения, ввиду отсутствия теории расчета при полужидкостном трении, как основные.

Расчет по допускаемым давлениям в подшипниках

Расчет, как правило, ведут по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p];$$

где F_r – радиальная нагрузка,

ld – площадь проекции цапфы на плоскость.

В подшипниках большинства стационарных машин при отсутствии особых требований к габаритам $p = 1 \dots 4$ МПа в зависимости от условий работы и материалов.

Расчет обычно используют как проверочный, так как диаметр цапфы определяется конструктивно после расчета вала.

Однако размеры цапфы можно также определить из расчета подшипника. Задаваясь $\xi = l/d$, можно написать

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\xi[p]}}$$

Истинные давления в подшипниках при отсутствии жидкостного трения определяют из решения задачи теории упругости для сжатия цилиндров с близкими радиусами при внутреннем контакте. Формулы Герца для подшипников скольжения неприменимы. Если сила на подшипник при его обычном расположении направлена вверх, то задача сводится к задаче о сжатии цилиндра и проушины.

5.2 Подшипники качения

5.2.1 Подшипники качения. Виды и типы подшипников. Контактные напряжения.

Подшипники качения — это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения (шарики или ролики) и работающие на основе трения качения.

Основные достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения:

- 1) меньшие моменты сил трения и теплообразование; малая зависимость моментов сил трения от скорости в диапазоне обычных скоростей; значительно меньше (в 5—10 раз), чем в подшипниках скольжения, пусковые моменты;
- 2) значительно меньшие требования к уходу, меньший расход смазочных материалов;
- 3) большая несущая способность на единицу ширины подшипника;

4) значительно меньший расход цветных металлов, меньшие требования к материалу и к термической обработке валов.

К недостаткам подшипников качения относятся: повышенные диаметральные габариты, высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы при большом его рассеивании, высокая стоимость при мелкосерийном производстве уникальных подшипников, меньшая способность демпфировать колебания, чем у подшипников скольжения.

Опоры на стандартных подшипниках качения нашли самое широкое применение как в машиностроении, так и в приборостроении.

Подшипники качения нормированы следующими стандартами:

- ГОСТ 3189-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений»;
- ГОСТ 3395-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Типы и конструктивные разновидности»;
- ГОСТ 520-2002 «Подшипники качения. Общие технические условия»;
- ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки»;
- ГОСТ 20226-82 «Подшипники качения. Заплевники для установки подшипников качения. Размеры».

5.2.2 Типы и условное обозначение подшипников

Условное обозначение подшипника состоит из семи цифр (справа налево) (рисунок 5.4).

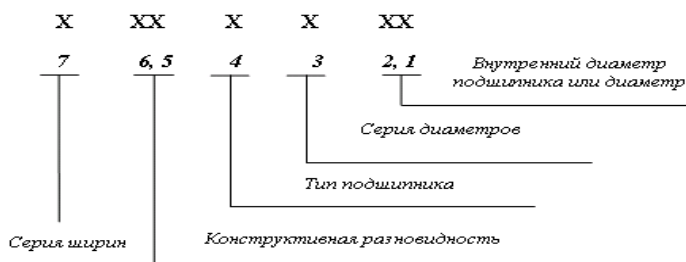


Рисунок 5.4 – Условное обозначение подшипника

В обозначении подшипника первые две цифры (1 и 2) определяют внутренний диаметр подшипника следующим образом:

- внутренние диаметры подшипников от 20 мм и более обозначают частным от деления значения этого диаметра на 5 (например, подшипник 305, внутренний диаметр подшипника 25 мм);
- внутренние диаметры подшипников от 10 мм до 17 мм определяются из таблицы 5.1 (например, подшипник 102);
- подшипники с внутренними диаметрами до 9 мм серия диаметров располагается на 2-м месте, а на 3-м месте стоит цифра «0». В этом случае внутренний диаметр подшипника определяется цифрой на 1-м месте (например, подшипник 1000096).

Таблица 5.1 – Внутренние диаметры подшипников

Внутренний диаметр подшипника, мм	10	12	15	17
Обозначение	00	01	02	03

Серия диаметров может быть: сверхлегкая, особо легкая, легкая, средняя, тяжелая.

Тип подшипника определяется (таблица 5.2):

- направлением воспринимаемой нагрузки (радиальный – воспринимает нагрузку, перпендикулярную оси вращения подшипника; радиально-упорный - воспринимает комбинированную нагрузку; упорный - воспринимает осевую нагрузку);
- формой тел качения (шариковый, роликовый).

Таблица 5.2 – Типы подшипников

Тип подшипника	Обозначение
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный со сферическими роликами	3
Роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Конструктивная разновидность подшипника состоит из двух цифр от 00 до 99.

Серия ширин может быть:

1. узкая,
2. особо узкая,
3. нормальная,
4. широкая,
5. особо широкая.

5.2.3 Классы точности подшипников качения

ГОСТ 520-2002 устанавливает следующие классы точности подшипников качения: нормальный, 6, 5, 4, Т, 2. Установлены дополнительные классы точности (7, 8) для применения по заказу потребителей в неответственных узлах. Нормальный класс точности для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников обозначается «0», для роликовых конических подшипников – «N».

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей подшипников. Числовые значения данных параметров определяются номинальными размерами и классом точности подшипника.

5.2.4 Поля допусков и посадки подшипников качения

ГОСТ 3325-85 распространяется на подшипниковые узлы машин, механизмов и приборов, посадочные поверхности которых предназначены для монтажа подшипников качения с номинальным диаметром отверстий до 2500 мм при выполнении следующих условий:

- валы сплошные или полые толстостенные ($d / D \geq 1,25$), где d – диаметр внутреннего кольца подшипника, D – диаметр отверстия вала);
- корпуса толстостенные;
- материал валов и корпусов – сталь или чугун;
- нагрев подшипников при работе до 100C° .

Общее обозначение полей допусков подшипников:

- для среднего диаметра внутреннего кольца подшипника – Ld_m ;
- для среднего диаметра наружного кольца подшипника – lD_m .

Поля допусков колец подшипника обозначаются буквами *Li* или *li* по классам точности, например, *L0, L6, ..., l5, l4, ...*

Диаметры наружного кольца и внутреннего кольца подшипника приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия. Однако поле допуска внутреннего кольца располагается вниз от номинального размера (перевернуто относительно нулевой линии). Такое расположение поля допуска позволяет получать посадки внутреннего кольца подшипника с валами с небольшим натягом без применения дополнительных полей допусков валов, используя основные отклонения *n, m, k, js*.

Схемы расположения полей допусков при посадках подшипников на валы и в отверстия корпусов представлены на рисунке 5.5.

Выбор посадок внутреннего кольца подшипника на вал и наружного кольца подшипника в отверстие корпуса зависит от:

- вида нагружения кольца подшипника;
- режима работы подшипника;
- соотношения эквивалентной нагрузки *P* и динамической грузоподъемности *C*
- типа, размера и класса точности подшипника.

Различают следующие виды нагружения колец подшипника;

- местное – *M*;
- циркуляционное – *Ц*;
- колебательное – *К*.

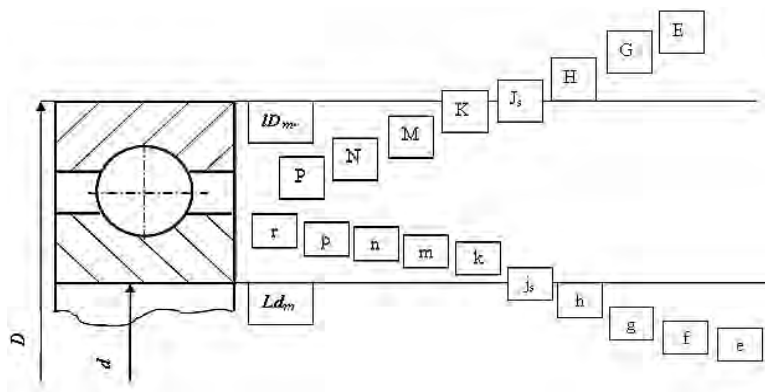


Рисунок 5.5 – Схемы расположения полей допусков при посадках подшипников
При местном нагружении действующая на подшипник результирующая радиаль-

ная нагрузка воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

При циркуляционном нагружении действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается последовательно в процессе вращения всей дорожке качения, а следовательно, и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

При колебательном нагружении неподвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок: постоянной по направлению и вращающейся, но меньшей или равной по величине первой нагрузке. Равнодействующая этих нагрузок совершает периодическое колебательное движение, которое передается ограниченному участку посадочной поверхности.

Между режимами работы подшипника и соотношениями Р/С установлена следующая зависимость (таблица 5.3):

Таблица 5.3 - Режимы работы подшипника

Режим работы подшипника	Отношение нагрузки к динамической Грузоподъемности
Легкий	$P/C \leq 0,07$
Нормальный	$0,07 < P/C \leq 0,15$
Тяжелый	$0,15 < P/C$

Некоторые конструкции подшипников качения показаны на рисунке 5.6.

Радиальные шариковые подшипники (тип 0. см. таблицу 5.2) – наиболее распространенный тип подшипников. Они предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевые. Вследствие точечного контакта тел качения они имеют меньшие потери на трение.

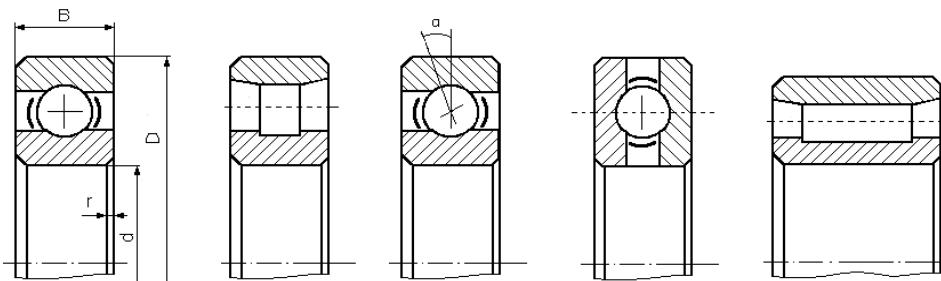


Рисунок 5.6 – Основные типы подшипников качения

Радиальные роликовые (тип 2) и игольчатые (тип 4) подшипники дают экономию по размерам, обеспечивают более высокую жесткость опор, но не способны воспринимать осевые нагрузки.

Упорные подшипники (тип 8) способны воспринимать только осевые нагрузки. В опорах они устанавливаются совместно с радиальными, обычно в случаях, когда те неспособны нести осевую нагрузку, или когда осевая нагрузка является преобладающей.

Сферические подшипники (типы 1 и 3) допускают значительные перекосы вала в опорах и применяются либо при невозможности добиться нужной соосности посадочных мест (опоры, установленные в отдельных корпусах), либо при длинных нежестких валах, имеющих большие перекосы сечений на опорах.

Радиально-упорные шариковые (тип 6) и роликовые конические (тип 7) подшипники предназначены для восприятия комбинированных нагрузок, но пригодны для чисто радиальных и чисто осевых. Особенностью этих типов является необходимость обеспечения регулировки зазора по дорожкам качения, что усложняет конструкцию. Одновременно это делает рациональным их применение в опорах, требующих минимальных регулируемых зазоров или даже натягов.

Габаритные размеры подшипников стандартизованы ГОСТ 3478-79 «Подшипники качения. Основные размеры».

5.2.5 Выбор подшипников качения. Расчет долговечности подшипников.

Номинальная долговечность (ресурс) подшипника в миллионах оборотов:

$$L_N = \left(\frac{C}{P}\right)^\rho$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу;

P – эквивалентная нагрузка;

ρ – показатель степени:

для шарикоподшипников $\rho = 3$, для роликоподшипников $\rho = 10 / 3$.

Номинальная долговечность в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^\rho$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу;

L – долговечность подшипника, млн.об;

n – скорость вращения, об./мин.

При расчетах следует строго следить за тем, чтобы в формулах Си Р были выражены в одних и тех же единицах. Для однорядных и двухрядных сферических радиальных шарикоподшипников, однорядных радиально-упорных шарикоподшипников и роликоподшипников эквивалентная нагрузка:

при

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e \quad P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 \cdot K_r;$$

при

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e \quad P = (V \cdot F_r \cdot K_0 \cdot K_r);$$

где V – коэффициент вращения кольца;

при вращении внутреннего кольца $V = 1$, при вращении наружного – $V = 1,3$;

F_r – радиальная нагрузка, Н;

F_a – осевая нагрузка, Н.

Значения X и Y см. в таблице 5.5. Значения K_0 – в таблице 5.4; значения K_r – в таблице 5.6.

Таблица 5.4 – Значение коэффициента K_6

Нагрузка на подшипник	K_6	Примеры использования
Спокойная, без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0-1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), блоки, электродвигатели малой и средней мощности, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150% номинальной (расчетной) нагрузки	1,3-1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности, редукторы всех конструкций, винтовые конвейеры
То же, в условиях повышенной надежности	1,5-1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% номинальной (расчетной) нагрузки	1,8-2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300% номинальной× (расчетной) нагрузки	2,5-3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Таблица 5.5 – Значения X и Y для подшипников

Радиальные однорядные и двухрядные											
$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$				$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$				e		
	X		Y		X		Y				
0,014	1		0		0,56		2,30		0,19		
0,028							1,99		0,22		
0,056							1,71		0,26		
0,084							1,55		0,28		
0,110							1,45		0,30		
0,170							1,31		0,34		
0,280							1,15		0,38		
0,420							1,04		0,42		
0,560							1,00		0,44		
Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники										e	
Однорядные					Двухрядные						
$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$				
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y				
1	0	0,4	$0,4 \cdot ctg\alpha$	1	$0,45 \cdot ctg\alpha$	$0,6$	$0,67 \cdot ctg\alpha$	$1,5 \cdot tg\alpha$			
Радиально-упорные шарикоподшипники											
α°	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				e	
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$			
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y		
2	0,014	1		0		0,45		2,08		0,30	
	0,029							1,84			2,94
	0,057							1,62			2,63
	0,086							1,46			2,37
	0,110							1,34			2,18
	0,170							1,22			1,98
	0,290							1,13			1,84
	0,430							1,04			1,69
	0,570							1,01			1,64

Продолжение таблицы 5.5

Радиально-упорные шарикоподшипники										<i>e</i>
α°	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		
		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
	0,120				1,19		1,34		1,93	0,47
	0,170				1,12		1,26		1,82	0,50
	0,290				1,02		1,14		1,66	0,55
	0,440				1,00		1,12		1,63	0,56
	0,580				1,00		1,12		1,63	0,56

Таблица 5.6 - Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент K_z	1,05	1,10	1,15	1,2	1,35	1,40	1,45

Эквивалентная нагрузка для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (без бортов на наружном или внутреннем кольцах):

$$P = F_r \cdot V \cdot K_G \cdot K_T$$

Эквивалентная нагрузка для упорных подшипников (шариковых и роликовых):

$$P = F_a \cdot K_G \cdot K_T$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha = 15^\circ$ и конических роликоподшипников коэффициенты радиальной (*X*) и осевой (*Y*) нагрузки выбирают в зависимости от отношения, $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ коэффициента осевого нагружения *e* и угла контакта α . Величины *X* и *Y* для радиаль-

ных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом $\alpha < 15^\circ$ выбирают по величине отношения осевой нагрузки к его статической грузоподъемности: $\frac{F_a}{C_0}$

При выборе Y следует применять линейную интерполяцию.

При подборе радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также конических роликовых подшипников необходимо учитывать, что осевая нагрузка не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки до тех пор, пока значение $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ не превысит определенной величины e (значение e выбирают по таблицам или формулам).

Учитывая указанное выше, в формуле для определения эквивалентной нагрузки при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$ следует принимать $Y = 0$.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ величину e определяют по формуле:

$$lge = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} \cdot 1,144}{4,729}$$

Для тех же подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$.

$$lge = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} \cdot 1,766}{4,363}$$

Для подшипников с углами контакта $\alpha < 18^\circ$ величину e можно определить из графика (рисунок 5.7).

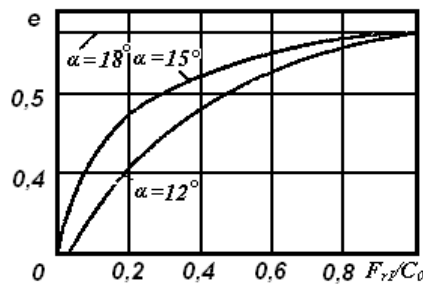


Рисунок 5.7 – График для определения e в зависимости от $\frac{F_r}{C_0}$ и α

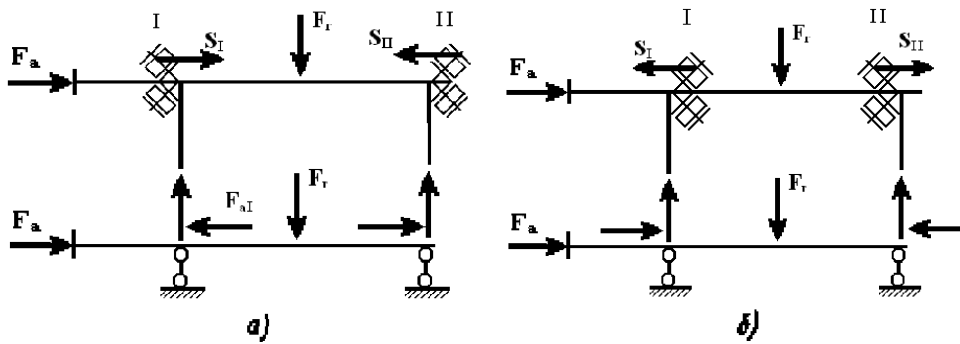
Сдвоенные радиально-упорные шариковые или конические роликовые подшипники при отношении $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$ рассчитывают как двухрядные. Если $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$, то в двух-

рядных подшипниках будет работать только один ряд тел качения, и величину динамической грузоподъемности следует принимать такой же, как для однорядного подшипника.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие S , определяемые по формулам:

$$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r - \text{ для конических роликоподшипников;}$$

$$S = e \cdot F_r - \text{ для радиально-упорных шарикоподшипников}$$



a - в распор, *б* - вращающуюся

Рисунок 5.8 - Схема действия сил в радиально-упорных подшипниках,

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные конические подшипники, определяют с учетом схемы действия внешних сил, в зависимости от относительного расположения подшипников должны быть учтены осевые составляющие от радиальных нагрузок, действующие на каждый подшипник (рисунок 5.8)

Если радиально-упорные подшипники установлены по концам вала в распор или вращающуюся, то результирующие осевые нагрузки каждого подшипника определяют с учетом действия внешней осевой нагрузки (осевая сила червяка, осевые силы косозубых или конических зубчатых колес и пр.);

Результирующие осевые нагрузки подшипников определяют по таблице 5.7.

Ориентировочные рекомендации по выбору подшипников даны в таблице 5.8.

Все данные для расчета берутся из технического задания и чертежа общего вида.

Таблица 5.7 – Формулы для расчета осевых нагрузок

№	Условия на- гружения	Осевые на- грузки
1	$S_1 \geq S_2$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$
2	$S_2 \leq S_1$ $F_a \geq S_2 - S_1$	
3	$S_2 \geq S_1$ $F_a \leq S_2 - S_1$ $S_2 \geq S_1$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Код поля изменен

$$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$$

Ознакомление для дальнейшей рекомендации

Таблица 5.8 – Рекомендации по выбору радиально-упорных шарикоподшипников

Отношение $\frac{F_a}{F_{r1}}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая состав- ляющая ради- альной нагрузки в долях от F_{r1}	Примечание
1	2	3	4
0,35–0,8	36000 $\alpha = 12^\circ$	0,3 F_{r1}	Допустимо использо- вание особо легкой и сверхлег- кой серий

Окончание таблицы 5.8

1	2	3	4
0,81–1,2	46000 $\alpha = 26^\circ$	0,6 F_{r1}	При весьма высоких ско- ростях легкая серия предпоч- тительнее
Св. 1,2	66000 $\alpha = 36^\circ$	0,9 F_{r1}	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден.
Примечание: $\frac{F_a}{F_{r1}} < 0,35$ применяют однорядные радиальные шариковые подшипники			

5.3. Упругие опоры

Упругие опоры с внутренним трением для вращательного движения, часто называемые упругими шарнирами, имеют следующие преимущества: малое трение, отсутствие зазоров и необходимости в смазке, долговечность и надежность работы. К недостаткам относятся противодействующее изменяющееся усилие и ограниченная величина угла поворота подвижного звена.

Например, рычаги должны поворачиваться, чтобы обеспечить передачу измерительной информации от детали к индикатору.



Рисунок 5.9 – Рычаг

Закрепить рычаг можно на упругой опоре, рисунок 5.10.

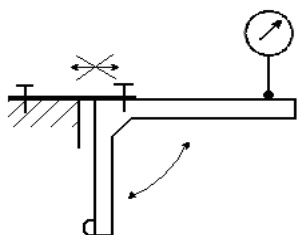


Рисунок 5.10– Закрепление рычага на упругой опоре

Используем упругие опоры:

Если закрепить на одной пластине возможно не только угловое перемещение, но и перемещение вверх-вниз (например, вдоль линии измерения, что приведёт к дополнительной погрешности), рисунок 5.10.

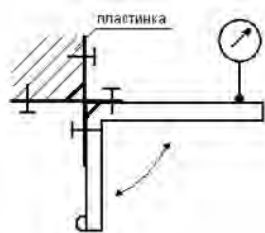


Рисунок 5.11 – Закрепление рычага на двух пластинах

Решение проблемы: две пластины дополняют друг друга, поэтому рычаг не движется в запрещённых направлениях, а только поворачивается: рисунок 5.11

Примеры крестовых шарниров, рисунок 5.12 и 5.13.

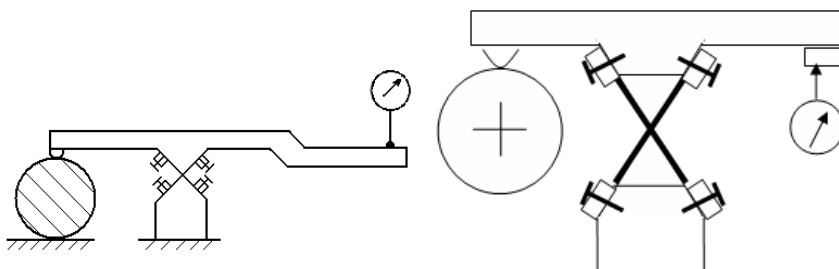


Рисунок 5.12 – Примеры крестовых шарниров

Недостаток: появление упругих сил, изменяющих измерительное усилие.

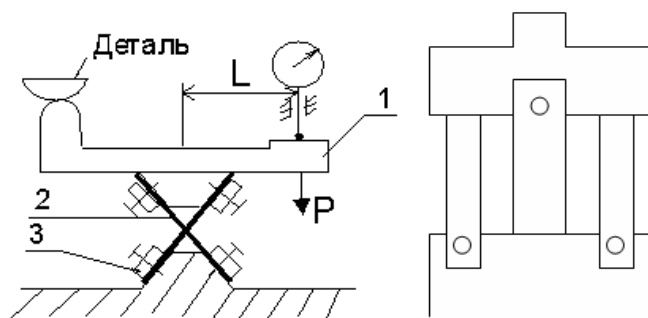


Рисунок 5.13 - Крестовый шарнир

1 – подвижный рычаг; 2 – плоские пружины; 3 – неподвижное основание.

Рычаг поворачивается за счёт изгиба пружин.

Изгибные напряжения рассчитываются:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{изг}}{W_c};$$

$$M_{изг} = P \cdot l;$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент, приходящийся на одну пружину;

l – длина рычага; P – внешняя сила.

W_c – момент сопротивления изгибу.

$$W_c = \frac{b \cdot h^2}{6};$$

b – ширина пружины,

h – толщина пружины.

Рычаг поворачивается много раз (циклов). Чтобы устройство не ломалось, берут большой запас по допустимым напряжениям

$$\sigma_{max} = \frac{6P \cdot l}{b \cdot h^2} \leq 150 \text{ МПа}$$

Достоинства:

- отсутствие внешнего трения;
- низкие требования к точности изготовления;
- высокая долговечность.

Недостатки:

- значительные размеры;
- маленький угол поворота рычага;
- изменение измерительного усилия прибора из-за упругих сил в пружинах.

Материалы изготовления упругих пружин: У10А.

Проверка правильности выбора пластин:

$$\sigma_{max} = \frac{6P \cdot l}{b \cdot h^2} \leq 150 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{изм} = K \cdot \gamma$$

$$\frac{P_{изм}}{\Delta P_{изм}} \leq 10\%.$$

где γ – угол поворота рычага от нулевого положения;

K – коэффициент жёсткости системы.

В приборах наиболее широкое распространение получили ленточные, крестообразные и уголкового пружинные шарниры.

- ленточный шарнир, рисунок 5.14.

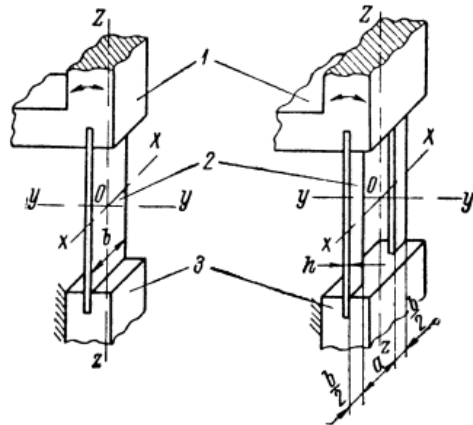


Рисунок 5.14— Изображение ленточного шарнира

Пружинная лента 2 жестко закреплена в рычаге 1 и неподвижном основании 3. Полагают, что при малых углах поворота ось вращения шарнира приближенно располагается в точке пересечения касательных, проведенных к начальной и конечной точкам пружинной ленты, т.е. находится в точке О. Положение оси X-X сильно зависит от приложенной к рычагу нагрузки.

- крестообразный пружинный шарнир

Состоит из двух пар одинаковых перекрещивающихся под углом 90° стальных пластинок, прикрепленных концами к двум деталям, рисунок 5.15.

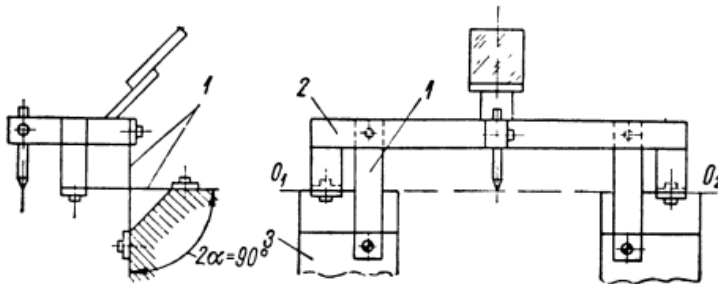


Рисунок 5.15 – Изображение крестообразного пружинного шарнира

Рамка 2 может поворачиваться без люфта вокруг оси O_1-O_2 , проходящей через линию пересечения пружин 1.

Такие шарниры имеют ряд преимуществ по сравнению с подшипниками.

Основное преимущество пружинных шарниров состоит в том, что в них имеется только трение упругости, поэтому они не требуют смазки и не подвержены износу, ко-

торый бы увеличивал зазор (мертвый ход). Нагрузки таких шарниров обычно не бывают настолько велики, чтобы вызвать ошибку вследствие смещения пластинок. Пружины 1 выполняются равной длины и толщины. Применяются конструкции с двумя, тремя и четырьмя пружинными лентами, суммарная ширина которых на каждой стороне шарнира одинакова.

ГЛАВА 6. МУФТЫ

6.1 Муфты. Общие сведения, назначение и классификация

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов вала, стержней, труб, электрических проводов и т. д. Рассмотрим только муфты для соединения валов. Так, например, муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты); уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. В электрических и гидравлических муфтах используют принципы сцепления за счет электромагнитных и гидродинамических сил.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Основной паспортной характеристикой муфты является значение вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.

Рассмотрим следующую схему классификации муфт, согласно которой муфты подразделяются на *4 класса*:

1. Нерасцепляемые муфты, в которых ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой:

- *Жесткие*, для жесткого и неподвижного соединения соосных валов;
- *Компенсирующие самоустанавливающиеся*, для соединения валов с большими взаимными смещениями и перекосами геометрических осей, вызванными неточностью изготовления или монтажа, а также упругими деформациями валов;
- *Упругие*, для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых через соединяемые ими валы;
- *Прочие*;

2. Управляемые муфты, позволяющие сцеплять и расцеплять валы как во время их остановки так и во время работы:

- **Синхронные**, допускающие сцепление и расцепление ведущего ведомого валов только при равных или почти равных угловых скоростях;
- **Фрикционные (асинхронные)**, позволяющие сцеплять и расцеплять ведущий и ведомый валы при различных угловых скоростях;

- **Прочие;**

3. Самодействующие муфты, при которых ведущий и ведомый валы сцепляются или расцепляются автоматически при изменении заданного режима работы муфты:

- **Механические**

- **Центробежные**
- **Обгонные**
- **Предохранительные**

- **Гидравлические**

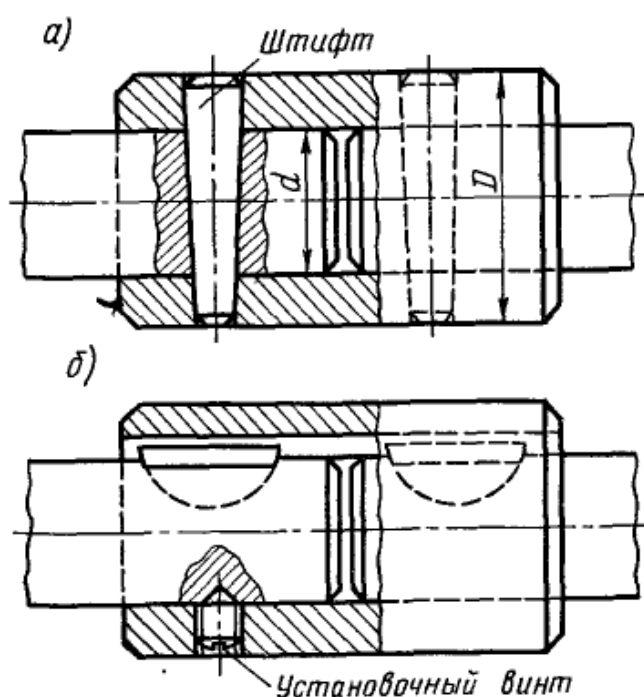
- **Прочие**

4. Прочие виды муфт, которые не могут быть отнесены к другим классам.

Подгруппы муфт в свою очередь делятся на виды, каждый вид имеет в свою очередь несколько разновидностей муфт, различающихся между собой конструктивными особенностями. Основной характеристикой при подборе муфт является передаваемый муфтой крутящий момент, учитывающий наиболее тяжелое условие её нагружения: $T_k = kT$, где T – крутящий момент, передаваемый муфтой при установившемся режиме работы (номинальный момент); k – коэффициент динамичности или режима работы, учитывающий дополнительные динамические нагрузки на муфту ($k=1 \dots 6$).

6.2 Жесткие муфты

Муфта втулочная (рисунок 6.1) – простейшая из жестких неразъемных муфт. Скрепление втулки с валами выполняют с помощью штифтов, шпонок или зубьев (шлиц).



а – передача момента штифтами; б – передача момента шпонками

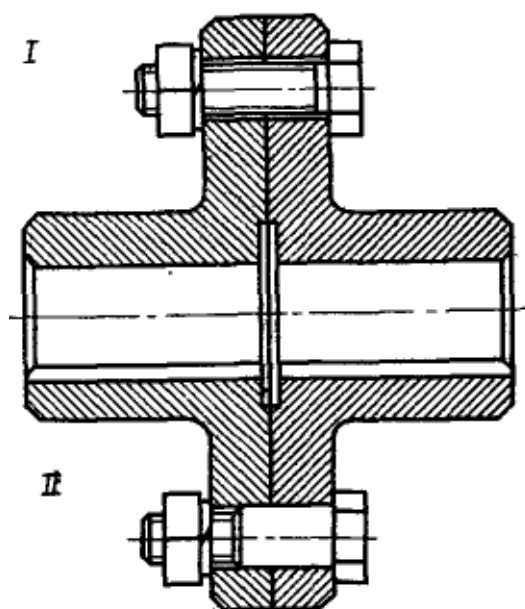
Рисунок 6.1 – Муфта втулочная

Втулочные муфты являются простыми по конструкции, дешевыми, нашли широкое применение в легких машинах для соединения валов диаметром примерно до 100 мм. Применение этих муфт ограничивается тем, что при сборке и разборке валов требуются значительные смещения их в осевом направлении, а также тем, что эти муфты требуют очень точного совмещения их осей валов (в противном случае появляются силы, изгибающие валы). Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки.

Муфта фланцевая (рисунок 6.2). Наиболее распространенная из жестких муфт, разъемных в плоскости, перпендикулярной оси вала. Состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы валов и соединяемых между собой болтами.

На рисунке 6.2 сверху и снизу от осевой линии изображены различные варианты конструкции фланцевой муфты; полумуфты 7, 2 соединяют болтами, поставленными с зазором (I вариант) или без зазора (II вариант). В первом случае крутящий момент пе-

редается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором случае - непосредственно болтами, работающими на срез и смятие.



I – болты ставятся с зазором; II – болты ставятся без зазора

Рисунок 6.3 – Фланцевая муфта

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинствами таких муфт являются простота конструкции и сравнительно небольшие габариты. Также фланцевые муфты могут воспринимать большие нагрузки, в том числе ударного действия. Расчет фланцевой муфты заключается в проверочном расчете на прочность её болтов и соединения полумуфт с валами.

6.3 Компенсирующие самоустанавливающиеся муфты

Муфта зубчатая. Состоит из полумуфт с наружными зубьями и разъемной обоймы с двумя рядами внутренних зубьев (рисунок 6.4)

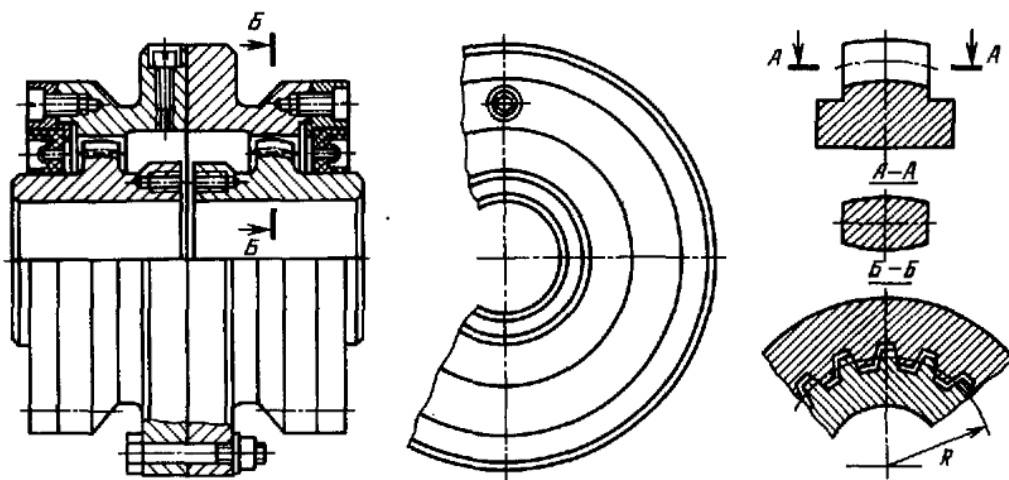


Рисунок 6.4 – Зубчатая муфта

Муфта компенсирует все виды несоосности валов. С этой целью выполняют торцовые зазоры c и увеличенные боковые зазоры в зацеплении, а зубчатые венцы полу-муфт обрабатывают по сферам радиусами r , центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше $0^\circ 30'$.

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается скольжением в местах соприкосновения зубьев и их износом. Практикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ является основным критерием работоспособности. Для уменьшения износа в обойму заливают жидкую смазку.

Определение истинных контактных напряжений в муфте усложняется неопределенностью условий контакта зубьев. Эта неопределенность обусловлена, с одной стороны, рассеиванием ошибок изготовления муфты, а с другой – рассеиванием несоосности валов (ошибки монтажа). При несоосности нагрузка распределяется неравномерно между зубьями, а поверхности соприкосновения отдельных пар зубьев различны. Так, например, зубья обоймы и полумуфты, расположенные в плоскости перекося валов, параллельны и имеют более благоприятные условия соприкосновения, а зубья, расположенные в перпендикулярной плоскости, наклонены друг

к другу под углом, равным углу перекоса, и соприкасаются только кромкой. Остальные зубья также располагаются под углом, но угол их наклона меньше.

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей типа 45, 40Х, 45J1 коваными или литыми.

Зубчатые муфты обладают компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их применяют для передачи больших крутящих моментов.

Аналитическое определение сил, действующих на валы, и потерь в зубчатой муфте при наличии несоосности значительно сложнее, чем в описанном выше случае.

Расчетный крутящий момент: $T_k = k_1 k_2 T$, где k_1 – коэффициент безопасности; k_2 – коэффициент условий работы муфты; T – номинальный крутящий момент. Значение коэффициента безопасности принимают равным 1...1,8 в зависимости от последствий, которые повлечет за собой поломка муфты. Значение коэффициента условий работы муфты принимают при спокойной работе 1...1,3, а притяжелой работе с ударами 1,3...1,5.

Проверочный расчет на прочность зубчатой муфты производят по формуле: $T_{kmax} \leq 2T_k$, где T_{kmax} – максимальный кратковременно передаваемый муфтой крутящий момент; значение T_k принимают по ГОСТ 5006.

Применяют также и другие компенсирующие муфты, в том числе **цепную**, полумуфты которой представляют собой одинаковые цепные звездочки, насаженные на валы и соединенные между собой охватывающей их однорядной или двурядной роликовой зубчатой цепью. Цепные муфты допускают перекосы до 1° и радиальные смещения до 1,2 мкм. Конструкция их проста, они малогабаритны и удобны при монтаже и демонтаже, так как не требуют осевых смещений валов. Из цепных муфт наиболее распространена

муфта цепная однорядная (рисунок 6.5, ГОСТ 20742)

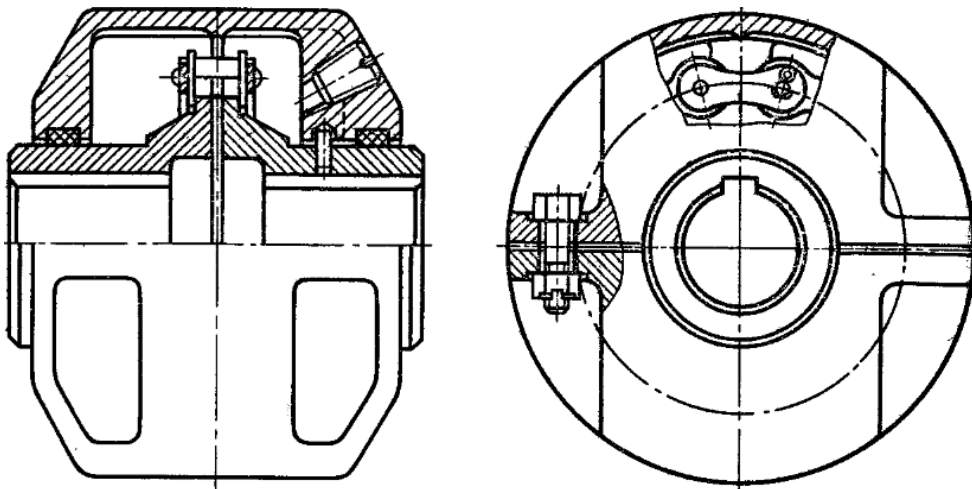


Рисунок 6.5 – Цепная муфта

Из компенсирующих самоустанавливающихся радиальных муфт применяют **крестовые муфты**, предназначенные для соединения валов с радиальным смещением, они допускают также осевое и угловое смещения соединяемых валов. Из крестовых муфт наиболее распространена **кулачково-дисковая** (рисунок 6.6; ГОСТ 20720). Она состоит из двух полумуфт 1 и 2 и промежуточного диска 3 и кожуха 4. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом диск соединяет полумуфты.

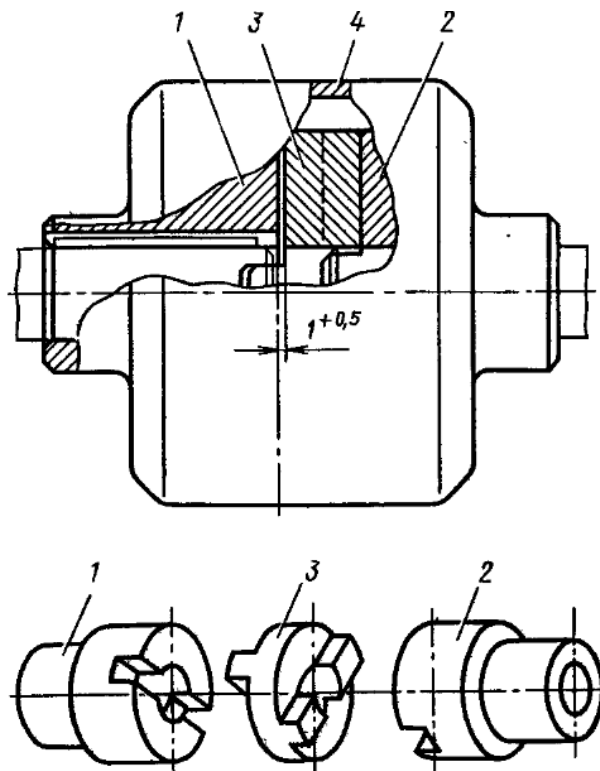


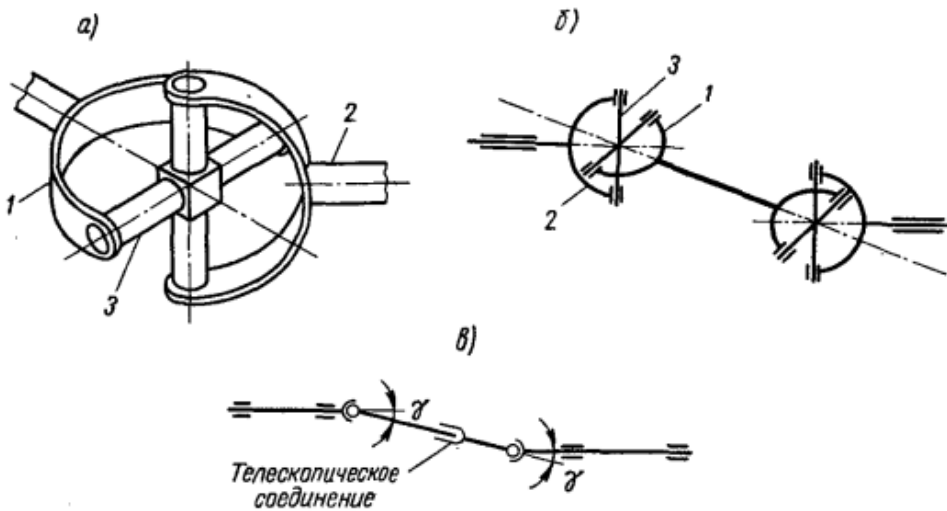
Рисунок 6.6 – Кулачково-дисковая муфта

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекос валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету A_r . Зазоры δ между диском и полу-муфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того что перекос валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют применять в основном для компенсации эксцентриситета: A_r до $0,04d$; A_a до $0^\circ 30'$.

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения. Для уменьшения износа поверхности трения муфты периодически смазывают (и не допускают на них больших напряжений смятия). Последнее является основным условием расчета всех жестких муфт со скользящими деталями.

Применение компенсирующих муфт значительно уменьшает, но не устраняет полностью вредных нагрузок на валы и опоры, связанные с несоосностью.

К компенсирующим самоустанавливающимся угловым муфтам относятся **шарнирные муфты** для соединения валов с взаимным наклоном до 45° и возможностью изменения угла наклона (рисунок 6.7).



а – одинарная, б – сдвоенная шарнирная, в – сдвоенная шарнирная с телескопическим соединением

Рисунок 6.7 – Шарнирная муфта

Простейшая **шарнирная одинарная муфта** (рисунок 6.7 а) состоит из двух полумуфт-вилок 1 и 2, насаженных на концы валов, взаимно расположенных под прямым углом, и крестовины 3, шарнирно соединенной с вилками. Недостаток этой муфты – неравномерное вращение ведомого вала. Для обеспечения вращения ведомого вала с постоянной угловой скоростью или для возможности передачи вращательного движения между параллельными, но смещенными валами, а также при необходимости увеличения угла наклона между соединяемыми валами применяют **сдвоенную шарнирную муфту** (рисунок 6.7 б). Для того, чтобы ведомый вал имел постоянную частоту вращения, необходимо, чтобы оба вала были параллельны и наклонены относительно промежуточного валика сдвоенной шарнирной муфты под одинаковым углом, а обе вилки промежуточного валика лежали в одной плоскости. Для возможности смещения во время работы валы соединяют шарнирной **сдвоенной муфтой с телескопическим промежуточным валиком** (рисунок 6.7 в), т. е. валиком изменяющейся длины.

6.4 Упругие муфты

6.4.1 Назначение и динамические свойства муфт.

Конструкция одной из упругих муфт изображена на рисунке 6.8. Эту конструкцию можно рассматривать как принципиальную схему, общую для всех упругих муфт. Здесь полумуфты 1 и 2 связаны упругим элементом 3 (например, склеены или привулканизированы). Упругая связь полумуфт позволяет: компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при периодически изменяющейся нагрузке; снизить ударные перегрузки.

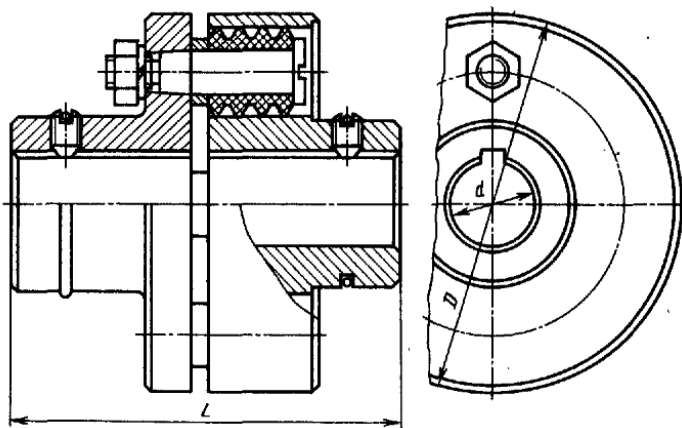


Рисунок 6.8 – Упругая муфта (шлицевая)

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа и т. д.) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых задаются конструкцией. От характеристики жесткости упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки (удары) и работать без резонанса колебаний.

Демпфирующая способность упругих муфт способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний.

6.4.2 Конструкция и расчет упругих муфт

В машиностроении применяют большое количество разнообразных по конструкции упругих муфт. По материалу упругих элементов эти муфты делят на две группы: с металлическими и неметаллическими упругими элементами. В методике расчета

муфт каждой из этих групп много общего, что позволяет ограничиться подробным изучением только некоторых типичных конструкций.

Неметаллические упругие элементы муфт. Основным материалом неметаллических упругих элементов является резина. Она обладает следующими положительными качествами: 1) высокой эластичностью; в пределах упругости резина допускает относительные деформации 0,7...0,8, а сталь - только 0,001...0,002; при таких деформациях единица массы резины может аккумулировать большое количество энергии (в 10 раз больше, чем сталь); 2) высокой демпфирующей способностью вследствие внутреннего трения; относительное рассеяние энергии в муфтах с резиновыми элементами достигает 0,3...0,5; 3) электроизоляционной способностью. Муфты с резиновыми упругими элементами (рисунок 6.9) проще и дешевле, чем со стальными.

Недостатки резиновых элементов:

1) меньшая долговечность, чем стальных; вследствие структурных изменений, ускоряемых внешними воздействиями и нагреванием при переменных деформациях, резина постепенно теряет свою прочность и упругие свойства;

2) меньшая прочность, которая приводит к увеличению габаритов муфт; для передачи больших крутящих моментов такие муфты становятся нерациональными.

Муфты с резиновыми упругими элементами широко распространены во всех областях машиностроения для передачи малых и средних крутящих моментов.

Основные типы резиновых упругих элементов муфт и схемы их нагружения изображены на рисунке 6.9.

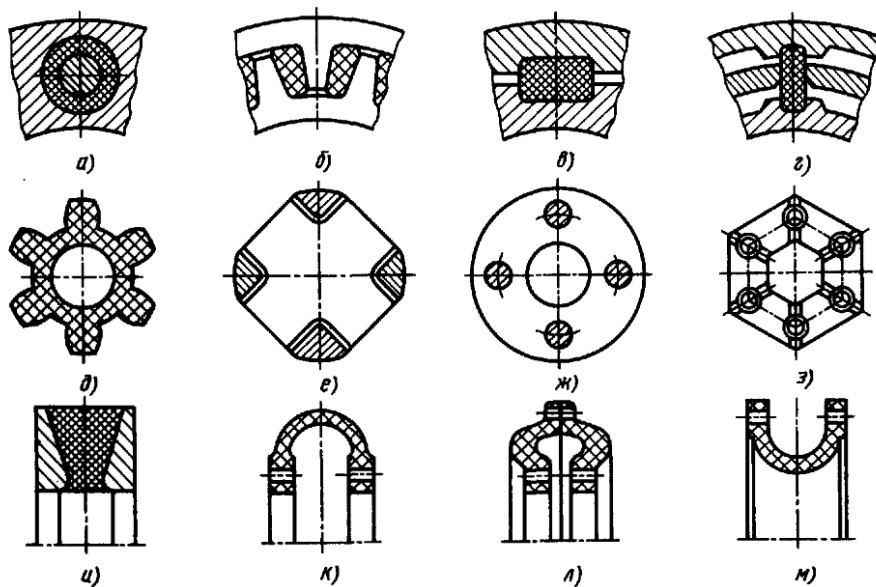


Рисунок 6.9 – Схемы упругих резиновых элементов

При выборе типа упругого элемента учитывают следующее: упругие элементы с равномерным напряженным состоянием по объему обладают большей энергоемкостью; кручение и сдвиг дают большую энергоемкость, чем изгиб и сжатие; выгодно, чтобы упругий элемент занимал большую долю объема муфты.

6.5 Сцепные (управляемые) муфты

К синхронным муфтам относятся кулачковые и зубчатые муфты. В этих муфтах момент от ведущего к ведомому валу передается взаимным зацеплением муфт посредством кулачков (торцовых выступов) или зубьев. Кулачковые и зубчатые муфты дешевле фрикционных, недостаток заключается в том, что их включение при вращении валов сопровождается ударами, которые могут вызвать поломки деталей привода или машины. Поэтому кулачковые и зубчатые муфты применяют при отсутствии требования к плавности включения, редких включениях и малой относительной угловой скорости, а также в условиях стесненных габаритов.

6.5.1 Муфты кулачковые.

На торцах полумуфт (рисунок 6.10) имеются выступы (кулачки). В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой. Для включения и выключения муфты одну из полумуфт устанавливают на валу подвижно в осевом направ-

лении. Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства - отводки. Вилку отводки располагают в пазу.

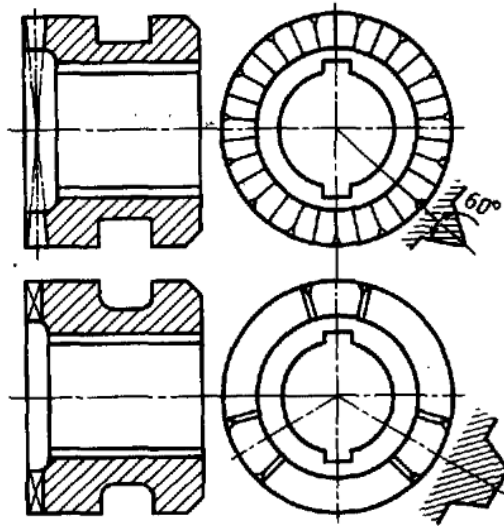


Рисунок 6.10 – Муфта кулачковая

Кольцо служит для центровки валов. Несоосность валов резко снижает работоспособность кулачковых муфт.

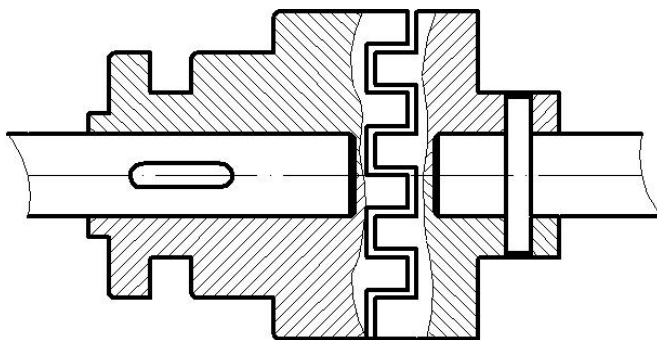


Рисунок 6.11 – Муфта кулачковая

Расчет кулачковых муфт заключается в проверочном расчете на износостойкость и прочность кулачков в предположении их равномерной нагрузки. На износостойкость – по давлению на рабочих поверхностях:

$$p = 2kT_k / (zD_1bh) \leq [p];$$

на прочность (изгиб):

$$\sigma_{и} = 2kT_k h / (zD_1W_{и}) \leq [\sigma_{и}].$$

где $k=2...3$ – коэффициент неравномерности работы кулачков, зависящий от точ-

ности изготовления; T_k - расчетный крутящий момент муфты; z - число кулачков полумуфты; D_1 - диаметр средней окружности кулачков; b - ширина кулачка; h - высота кулачка; $W_{и}$ - момент сопротивления сечения кулачка при изгибе; p - расчетное давление рабочей поверхности кулачков; $[p]$ - допускаемое давление кулачков; $\sigma_{и}$ - расчетное напряжение на изгиб кулачков; $[\sigma_{и}]$ - допускаемое напряжение на изгиб кулачков.

6.5.2 Муфты фрикционные (асинхронные).

При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельного крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы рабочей поверхности можно разделить на три группы:

- муфты дисковые (плоская поверхность);
- муфты конические (коническая поверхность);
- муфты колодочные, ленточные и др. (цилиндрическая поверхность).

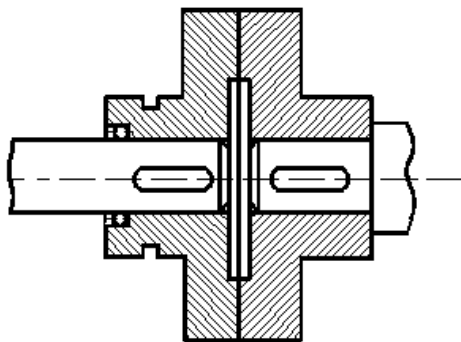


Рисунок 6.12 – Муфта фрикционная однодисковая

•

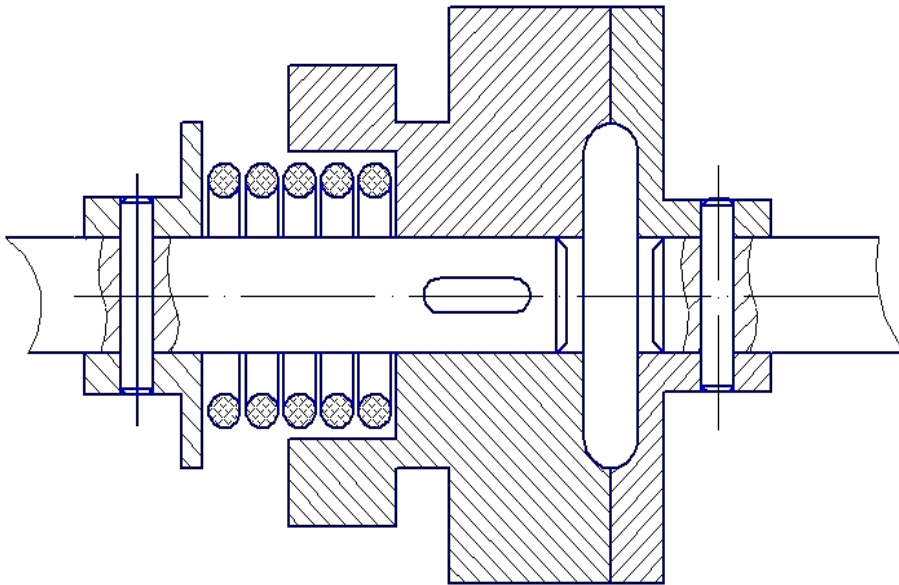


Рисунок 6.13 – Муфта фрикционная однодисковая с пружиной

Муфты фрикционные, так же как и кулачковые, не допускают несоосности. Центровка полумуфт достигается расположением их на одном валу или с помощью специальных центрующих колец.

Муфты дисковые. Схема простейшей дисковой муфты с одной парой поверхностей трения изображена на рисунке 6.12. Для увеличения передаваемого момента применяют многодисковые муфты (Рис. 6.14).

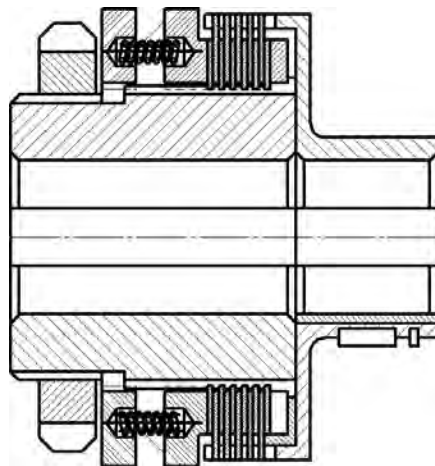


Рисунок 6.14 – Муфта многодисковая

Муфты конические. Схема простейшей конической муфты изображена на рис. 6.15. От действия силы F_a на конической поверхности соприкасания полумуфт возникают удельное давление p и удельные силы трения. Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента.

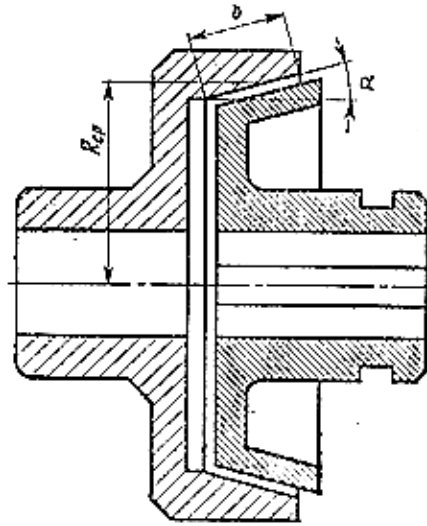


Рисунок 6.15 – Муфта коническая

Конические муфты в сравнении с многодисковыми имеют большие габариты, могут плохо выключаться из за заклинивания внутреннего конуса. Они сложнее в изготовлении и повышают требования к точности центровки валов. По этим причинам конические муфты применяют реже, чем дисковые.

6.6 Муфты автоматические, или самоуправляемые

Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям.

Муфты предохранительные. Эти муфты служат для защиты машин от перегрузки. Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной. Специальные предохранительные фрикционные муфты не имеют механизма управления, а силы нажатия в них обычно обеспечиваются постоянно действующими пружинами. Расчет таких муфт аналогичен расчету фрикционных управляемых муфт.

Другим представителем предохранительных муфт является муфта со специальным разрушающимся элементом. Схема одного из многочисленных вариантов конструкции таких муфт изображена на рис. 6.17. Здесь крутящий момент между полумуфтами передается через штифт, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты штифт заменяют.

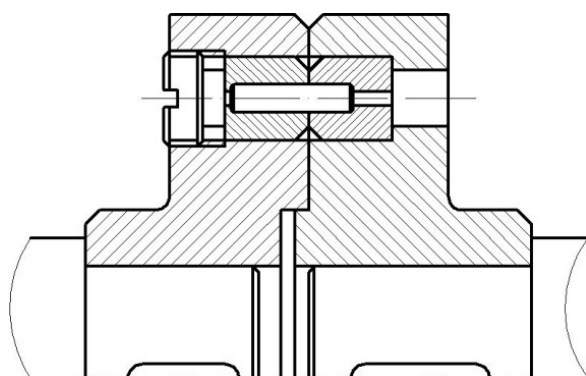


Рисунок 6.16 – Муфта предохранительная со срезным штифтом

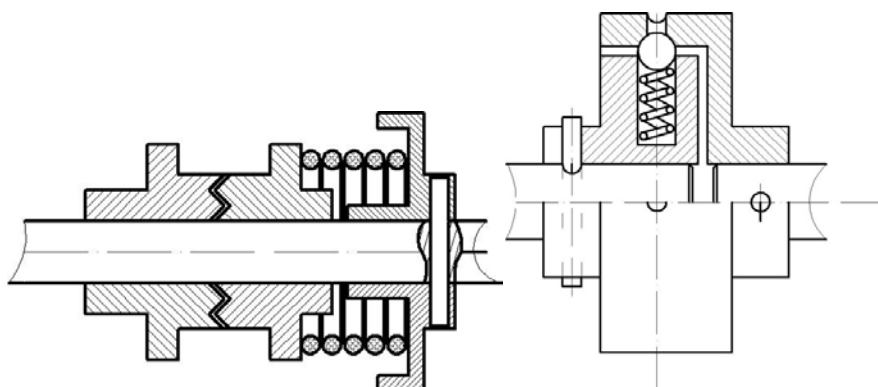


Рисунок 6.17 – Муфта предохранительная зубчатая регулируемая

Рисунок 6.18 – Муфта предохранительная шариковая

Недостатком предохранительных кулачковых и зубчатых муфт являются удары кулачков и зубьев при перегрузках, сопровождающиеся большим шумом. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять при высокой частоте вращения.

Муфты центробежные. Эти муфты автоматически соединяют или разъединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторое заданное значение. Та-

ким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости. Центробежные муфты используют для автоматического включения и выключения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; разгона машин с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом; повышения плавности пуска; выключения при превышении заданной угловой скорости вращения или при перегрузках (бензопила), когда двигатель сбавляет обороты и может заглохнуть, и т. п.

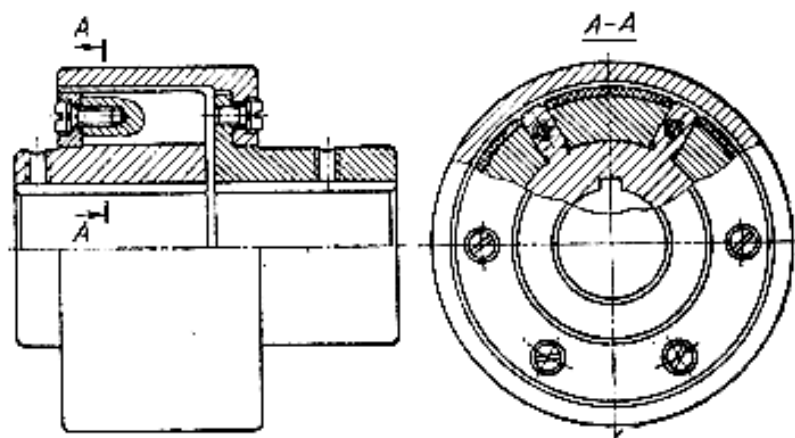


Рисунок 6.19 – Муфта центробежная

Обгонные муфты передают момент в одном направлении и допускают свободное относительное вращение в противоположном. Поэтому их также называют муфтами свободного хода. Термин «обгонные муфты» возник в связи с тем, что муфты допускают обгон ведущего вала ведомым, если тот получает более быстрое вращение от другой кинематической цепи.

Обгонные муфты изготавливают:

- а) зубчатыми и кулачковыми — храповыми;
- б) фрикционными, в которых шарики или ролики заклиниваются в клиновых пазах при изменении направления вращения или скорости вращения одной из полу-муфт. (см. рис. 6.20)

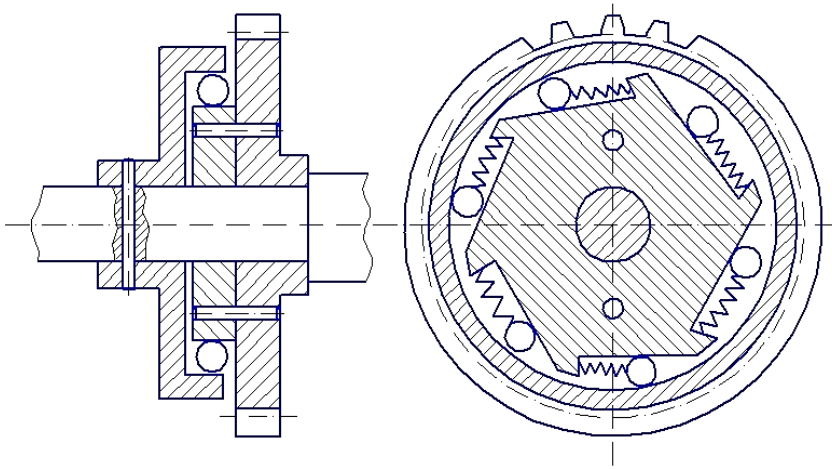


Рисунок 6.20 – Муфта свободного хода шариковая

ГЛАВА 7. ПРУЖИНЫ

Пружины применяют:

1. Для создания заданных постоянных сил — начального сжатия или натяжения в передачах трением, фрикционных муфтах, тормозах, предохранительных устройствах, подшипниках; уравнивания сил тяжести и других постоянных сил.

2. Для силового замыкания механизмов, чтобы исключить влияние зазоров на точность перемещений или упростить изготовление механизмов — в основном в кулачковых механизмах.

3. Для выполнения функций двигателя на основе предварительного аккумулярования энергии путем завода, например часовые пружины.

4. Для виброизоляции в транспортных машинах — автомобилях, вагонах, в приборах, в виброизоляционных опорах машин и т. д. Механизм виброизоляции удобно наблюдать, например, при езде автомобиля; колеса автомобиля, следуя за рельефом дороги, совершают резкие колебания, которые почти не передаются кузову автомобиля.

5. Для восприятия энергии удара — буферные пружины, применяемые в подвижном железнодорожном составе, артиллерийских орудиях и т. д. Благодаря упругим элементам энергия удара поглощается на больших перемещениях и сила удара соответственно уменьшается. Буферные и виброизоляционные пружины в отличие от предыдущих аккумулируют не полезную, а вредную для работы машины энергию.

6. Для измерения сил, осуществляемого по упругим перемещениям пружин (в измерительных приборах).

Работа упругих элементов в машинах заключается в накоплении энергии и ее последующей отдаче или в осуществлении требуемого постоянного нажатия. Для возможности накопления большого количества энергии на единицу массы целесообразно применять элементы с возможно более равномерным напряженным состоянием. При этом упругие элементы должны иметь минимальные габариты.

Основные типы пружин представлены на рисунке 7.1.

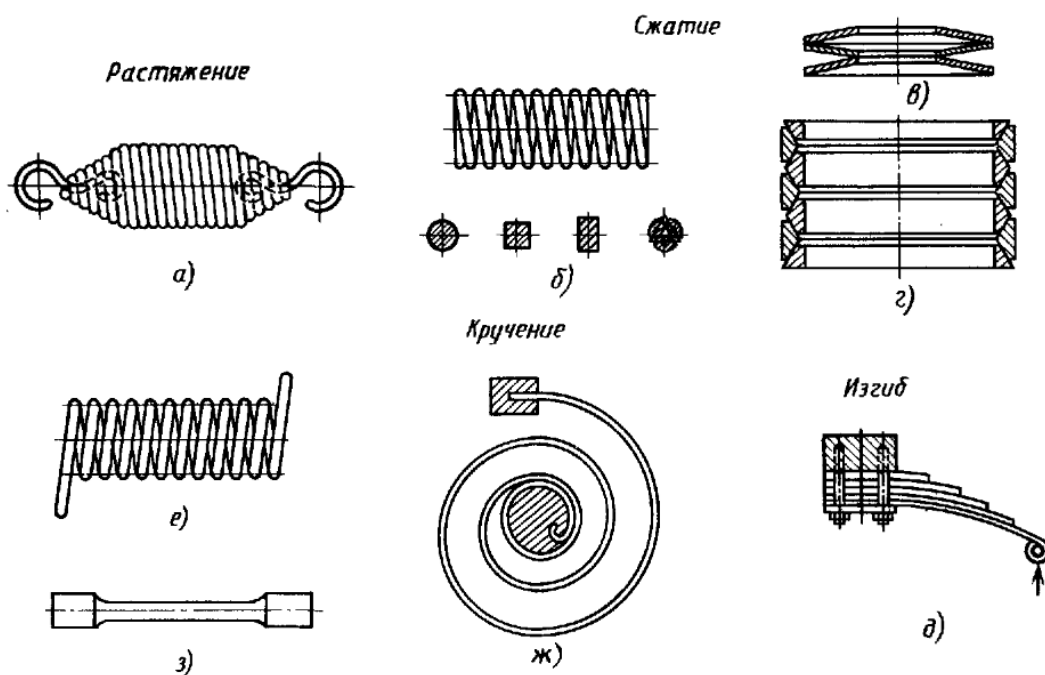


Рисунок 7.1 – Основные типы пружин

Материалы пружин

Материалы для пружин должны иметь высокие и стабильные во времени упругие свойства. Делать пружины из материалов низкой прочности нецелесообразно. Масса геометрически подобных пружин при заданной нагрузке и упругом перемещении обратно пропорциональна квадрату допускаемого напряжения. Это связано с тем, что пружины из менее прочных материалов в целях сохранения заданной жесткости приходится делать повышенных диаметров и, следовательно, витки их нагружены большими моментами, чем пружины из более прочных материалов.

Основными материалами для пружин являются: высокоуглеродистые стали 65, 70, марганцовистые стали 65Г, кремнистые стали 60С2А, хромованадиевая сталь 50ХФА и др.

Заготовками для витых пружин служит проволока, а также полосовая сталь и лента. Пружины небольших размеров сечений проволоки до 8—10 мм изготавливают холодной навивкой; пружины больших сечений — навивкой в горячем состоянии.

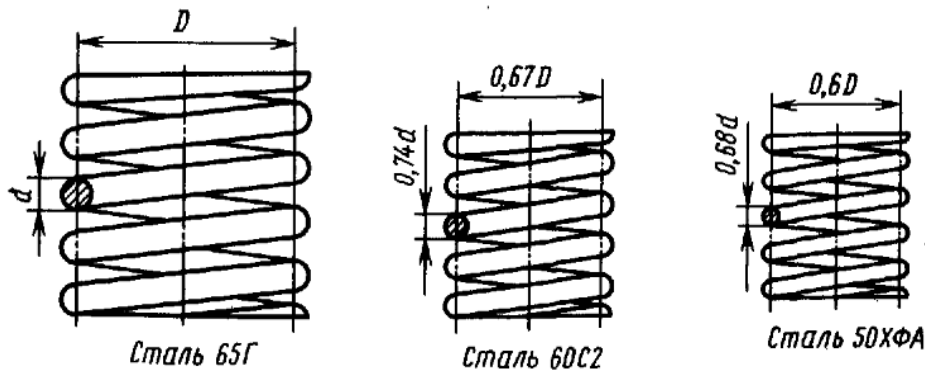


Рисунок 7.2 – Сравнительные размеры пружин из различных материалов

7.1 Конструирование и расчет цилиндрических витых пружин растяжения и сжатия

Пружины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рисунок 7.3):

- 1) диаметром проволоки d или размерами сечения витков;
- 2) средним диаметром пружины, а также наружным диаметром $D + d$. и внутренним диаметром $D - d$
- 3) индексом пружин $c = D/d$;
- 4) шагом витков h ; D
- 5) углом подъема витков $\alpha = \arctg \frac{h}{\pi D}$
- 6) длиной рабочей части пружины H_p ;
- 7) числом рабочих витков $i = H_p/h$.

Эти параметры взаимосвязаны, но только четыре из них можно рассматривать как основные. Шаг витков, угол подъема витков и длину рабочей части пружины рассматривают отдельно в ненагруженном и нагруженном состояниях.

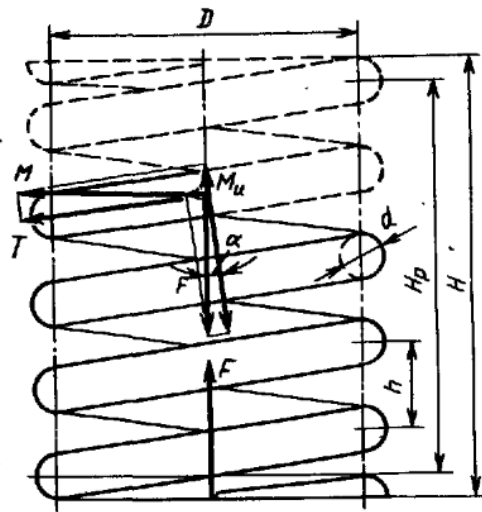


Рисунок 7.3 – Расчетная схема винтовой пружины

Чем податливее должна быть пружина, тем большим берется индекс пружины c и число витков. Обычно индекс пружины выбирают в зависимости от диаметра проволоки в следующих пределах:

d , мм	до 2,5	3 – 5	6 – 12
c	5 – 12	4 – 10	4 – 9

Увеличив индекс пружины, можно при той же жесткости сократить габариты пружины по длине за счет увеличения диаметра, и, наоборот, уменьшив индекс пружины, можно уменьшить диаметр пружины за счет увеличения длины.

Пружины растяжения навивают таким образом, чтобы было обеспечено начальное натяжение (давление) витками. Это натяжение выбирают равным $1/4 - 1/3$ от предельной силы для пружины, при которой ее испытывают и которая вызывает напряжения, близкие к пределу упругости. Такая навивка называется закрытой.

Пружины диаметром до 3 мм обычно выполняют с прицепами в виде изогнутых витков (рисунок 7.4а, б). В местах отгиба возникает концентрация напряжений, которая снижает несущую способность пружин.

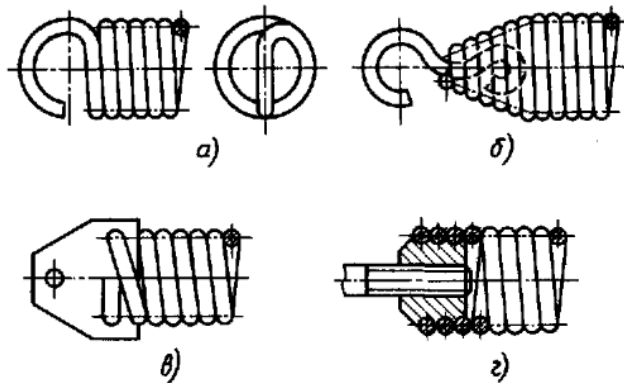


Рисунок 7.4 – Прицепы пружин растяжения

Поэтому для ответственных сильно напряженных пружин применяют закладные прицепы с конической заделкой (рисунок 7.4 б) и крепления с помощью пластин (рисунок 7.4 в). Наиболее совершенным является крепление с помощью свертных винтовых пробок с крючками (рисунок 7.4 г). Это крепление применяют для пружин с диаметром проволоки от 5 мм.

Силовые факторы, действующие в любом поперечном сечении пружин растяжения и сжатия, сводятся к моменту $M = FD/2$, вектор которого перпендикулярен оси пружины и силе F , действующей вдоль оси пружины (см. рисунок 7.3).

Момент M раскладывается на крутящий T и изгибающий $M_{и}$ моменты:

$$T = \frac{FD}{2} \cdot \cos\alpha \text{ и } M_{и} = \frac{FD}{2} \cdot \sin\alpha$$

В большинстве пружин угол подъема витков $\alpha < 10 \div 12^\circ$. Расчет этих пружин можно вести только на кручение по моменту $T = \frac{FD}{2} \cdot \cos\alpha$, пренебрегая другими силовыми факторами ввиду их малости.

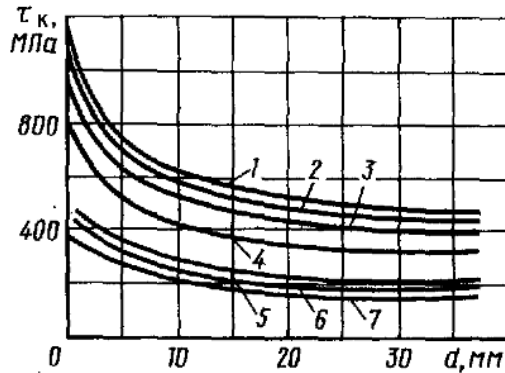
Максимальное напряжение кручения, возникающее на внутренних волокнах,

$$\tau_{max} \approx \frac{kT}{W_0} \approx \frac{8kFD}{\pi d^3} \leq [\tau]_к;$$

здесь k — коэффициент, учитывающий кривизну витков (поправка к формуле для кручения прямого бруса):

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

Допускаемые напряжения кручения $[\tau_k]$ для пружин при статической нагрузке приведены на рис. 320. При пульсирующей нагрузке с небольшим числом циклов допускаемые напряжения понижают в 1,25—1,5 раза.



1 – из вольфрамовой и рояльной; 2 – из хромованадиевой; 3 – из углеродистой, закаленной в масле; 4 – из углеродистой холоднотянутой; 5 – из монель-металла; 6 – из фосфористой бронзы; 7 – из специальной латуни

Рисунок 7.5 – Допускаемые напряжения кручения для витых пружин из разных проволок (материалов)

Из приведенной зависимости после замены $D = cd$ получают формулу для определения диаметра проволоки при проектном расчете пружин:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kF_{max}^c}{[\tau]_k}}$$

Осевое упругое сжатие пружины определяют как суммарный угол закручивания витков пружины θ , умноженный на средний радиус пружины $D/2$:

$$\Delta = \frac{\theta D}{2} = \frac{8FD_i^3}{Gd^4} = \lambda_1 i F$$

где $\lambda_1 = \frac{8c^3}{Gd^4}$ — податливость одного витка, т. е. сжатие витка от единичной силы;

G — модуль сдвига.

Длина пружины при максимальной рабочей нагрузке:

$$H = H_0 + \lambda_1 i (P_{max} - F_0)$$

где F_0 — сила начального сжатия витков при навивке.

Длина пружины растяжения в ненагруженном состоянии:

$$H_0 = id + 2h_{\text{пр}}$$

где $h_{\text{пр}}$ — высота одного прицепа, равная $(0,5 \div 1) D$.

Длина проволоки для изготовления пружин:

$$L = \frac{\pi Di}{\cos \alpha} + 2l_{\text{пр}}$$

где $l_{\text{пр}}$ — длина проволоки для одного прицепа.

Предельная нагрузка для пружин $P_{\text{пр}} = (1,05 \div 1,2)P_{\text{max}}$.

Длину пружины при $P_{\text{пр}}$ определяют по аналогии с длиной пружины при P_{max} .

Для пружин сжатия к расчетному числу витков прибавляют по 1,75—1 витку для каждого конца, т. е. $i_0 = i + (1,5 \div 2)$.

Длина пружины сжатия при соприкосновении витков с учетом сошлифовки каждого конца пружины на $0,75d$

$$H = (i_0 - 0,5)d$$

Шаг пружины сжатия в ненагруженном состоянии

$$h = d + \frac{(1,1 \div 1,2)\lambda_{\text{max}}}{i}$$

где λ_{max} — упругое сжатие пружины под действием силы P_{max} , $(1,1 \div 1,2)$ — коэффициент, предопределяющий некоторый зазор между витками пружины при P_{max} во избежание частичного прилегания витков и потери линейности характеристики пружины. Обычно $h = (0,3 \div 0,5)D$.

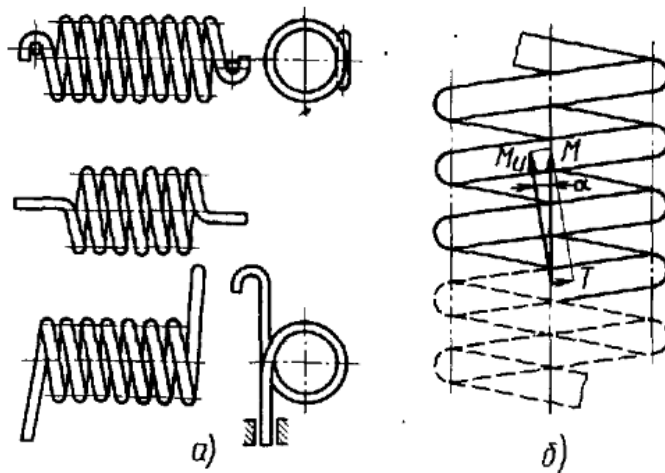
Длина пружины в ненагруженном состоянии

$$H_0 = H + i(h - D)$$

Пружины сжатия, у которых $H_0/D \geq 3$ во избежание выпучивания, ставят на оправах или в стаканах.

7.2 Витые цилиндрические пружины кручения

Пружины по своей конструкции аналогичны витым, пружинам растяжения и сжатия; только их, во избежание трения при нагружении, навивают с небольшим просветом между витками (порядка 0,5 мм). Они имеют особые прицепы для передачи пружине закручивающего момента (рисунок 7.6 а).



а – виды креплений; б – расчетная схема

Рисунок 7.6 – Витые цилиндрические пружины кручения

Пружины обычно устанавливают на оправках.

При нагружении пружины в каждом ее сечении действует момент M , равный внешнему моменту T , закручивающему пружину. Вектор этого момента направлен вдоль оси пружины (рисунок 7.6б). Этот момент раскладывается на момент, изгибающий виток $M_{и} = M \cos \alpha$, и крутящий момент $T = M \sin \alpha$.

В связи с тем, что в пружинах кручения так же, как и в пружинах растяжения и сжатия, угол подъема витков обычно $\alpha \leq 12 \div 15^\circ$, допустимо вести расчет витков только на изгиб моментом $M_{и} \approx M$ и пренебречь кручением. Наибольшее напряжение изгиба витков, имеющее место на внутренней поверхности,

$$\sigma_{max} = \frac{kM}{W_{и}} \leq [\sigma]_{и}$$

где k — коэффициент, учитывающий кривизну витков (поправка к формулам изгиба прямого бруса); $W_{и}$ — момент сопротивления сечения витка на изгиб.

Приближенно для пружин с витками круглого сечения:

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4}$$

для пружин с витками прямоугольного сечения:

$$k = \frac{3c - 1}{3c - 3}$$

где s — индекс пружины, $s = D/d$ или D/b .

Допускаемое напряжение при изгибе для пружин $[\sigma]_и$ выбирают порядка $1,25\tau_k$

Диаметр проволоки для пружин с круглым сечением витков:

$$d = 2,16 \sqrt[3]{\frac{kM}{[\sigma]_и}}$$

Угол закручивания пружины (рад) может быть определен как угол взаимного упругого наклона концевых сечений бруса длиной L , равной суммарной длине витков пружины, под действием чистого изгиба моментом M :

$$\theta = \frac{ML}{EJ} = \frac{M\pi Di}{EJ}$$

где J — осевой момент инерции сечения витка пружины; E — модуль упругости материала пружины.

Потребное число витков определяют по условию, что при возрастании момента от установочного M_{min} до максимального рабочего M_{max} пружина должна получить заданный угол закручивания:

$$\theta = \frac{(M_{max} - M_{min})\pi Di}{EJ}$$

Отсюда

$$i = \frac{\theta EJ}{\pi D(M_{max} - M_{min})}$$

7.3 Плоские спиральные пружины

Плоские спиральные пружины (рисунок 7.7) изготавливают из тонкой высококачественной углеродистой стальной ленты.

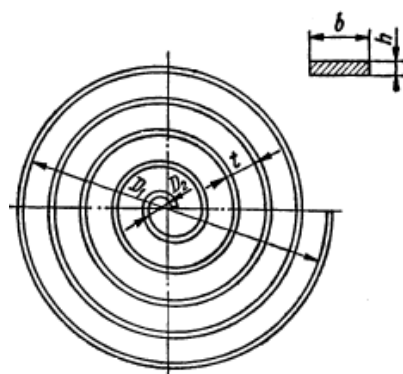


Рисунок 7.7 – Плоская спиральная пружина

Их применяют в качестве двигателей, аккумулирующих энергию при заводе (пружины часов и других приборов, автоматического оружия и т. д.), что возможно благодаря высокой гибкости ленты, позволяющей иметь большой угол поворота валика (до нескольких десятков оборотов) и таким образом аккумулировать значительное количество энергии.

При жестком закреплении концов пружины в корпусе и валике пружина испытывает чистый изгиб. Напряжение изгиба ленты:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} \leq [\sigma],$$

откуда потребная ширина пружины:

$$b = \frac{6M}{h^2[\sigma]}$$

где M — изгибающий моментравный внешнему моменту T , закручивающему пружину; h — высота сечения пружины, выбираемая равной $(0,03—0,04) d$; d — диаметр валика; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при изгибе для материала пружины.

Суммарный угол закручивания пружины (угол поворота валика относительно корпуса) определяют как угол упругого взаимного наклона концов пружины при чистом изгибе моментом M :

$$\theta = \frac{ML}{EJ}$$

где L — общая длина ленты; J — момент инерции сечения пружины.

Длина пружины может быть определена по условию, что при возрастании момента от установочного момента M_{min} до максимального рабочего M_{max} валик должен поворачиваться на заданный угол $\theta = 2\pi n$ (где n — заданное число оборотов валика):

$$L = \frac{2\pi n E J}{M_{max} - M_{min}}$$

ГЛАВА 8. НАПРАВЛЯЮЩИЕ

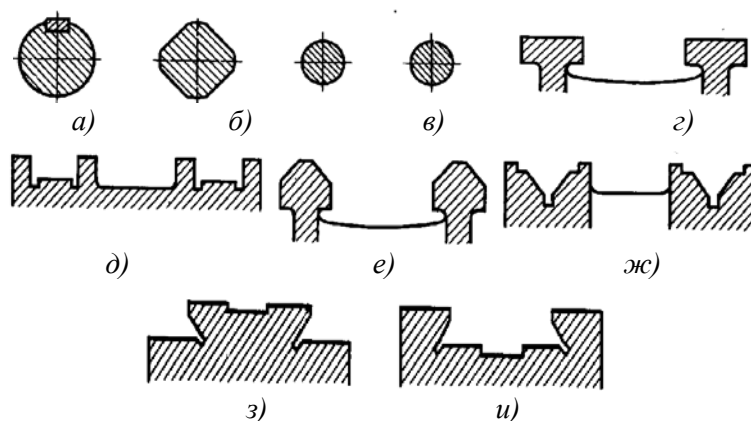
8.1 Направляющие скольжения

Направляющие прямолинейного движения — это опоры, обычно призматической или цилиндрической формы, которые обеспечивают прямолинейность перемещений деталей (столов, суппортов, ползунов) в заданном направлении и воспринимают действующие на них силы.

При стесненных габаритах применяют одну направляющую с замкнутым контуром (рисунок 8.1, *а* и *б*):

- а) круглую цилиндрическую наиболее простую в изготовлении;
- б) призматическую, когда на соединение действуют значительные моменты, стремящиеся его повернуть.

Перемещаться может как охватываемая, так и охватывающая деталь. Круглые цилиндрические направляющие применяют также при необходимости поступательных и вращательных перемещений.



а — цилиндрическая; *б* — четырехгранная; *в* — двойная цилиндрическая; *г, д* — прямоугольные охватываемые и охватывающие; *е, ж* — треугольные охватываемые и охватывающие V — образные; *з, и* — по форме типа ласточкин хвост охватываемые и охватывающие.

Рисунок 8.1 — Основные типы направляющих

Преимущественно в машинах применяют по две направляющие (двойные направляющие), а в тяжелых машинах — и более сложные направляющие.

В общем случае нагружения тип и расположение направляющих выбирают так, чтобы давление по поверхности направляющих распределялось более равномерно и направляющие подвергались бы действию минимальных опрокидывающих моментов.

Направляющие станин выполняют охватывающими и охватываемыми. Охватывающие направляющие (рисунок 8.1, *д, ж, и*) лучше удерживают смазку (при обычном горизонтальном расположении). Применяют их при больших скоростях перемещений, а также для направления деталей с малыми размерами поперечного сечения типа ползунов. В других случаях преимущественно применяют охватываемые направляющие (рисунок 8.1, *е, з*).

При нормальных требованиях к точности следует применять прямоугольные направляющие (рисунок 8.1, *г и д*) как наиболее простые в изготовлении. Недостатком их является сложная регулировка зазоров. Когда необходима повышенная точность, применяют треугольные направляющие (рисунок 8.1, *е, ж*), в которых происходит некоторое саморегулирование зазоров под действием веса салазок и нагрузок, прижимающих салазки к направляющим. При равномерном износе граней перемещения в боковом направлении отсутствуют. При ограниченных габаритах по высоте применяют легко регулируемые направляющие с поперечным сечением типа «ласточкин хвост» (рисунок 8.1, *з, и*).

Направляющие могут быть привертными или выполненными за одно целое со станиной. Чтобы понизить требования к материалу станин и их твердости, удешевить ремонт и увеличить срок службы, применяют привертные направляющие.

Направляющие в точных машинах и направляющие, подверженные значительному износу или действию переменной температуры, выполняют регулируемые. Регулирование обычно осуществляется:

- а) планками, на которые воздействуют винты (рисунок 8.2, *а и б*);
- б) клиньями с уклоном обычно 1/50 (рисунок 8.2, *в*).

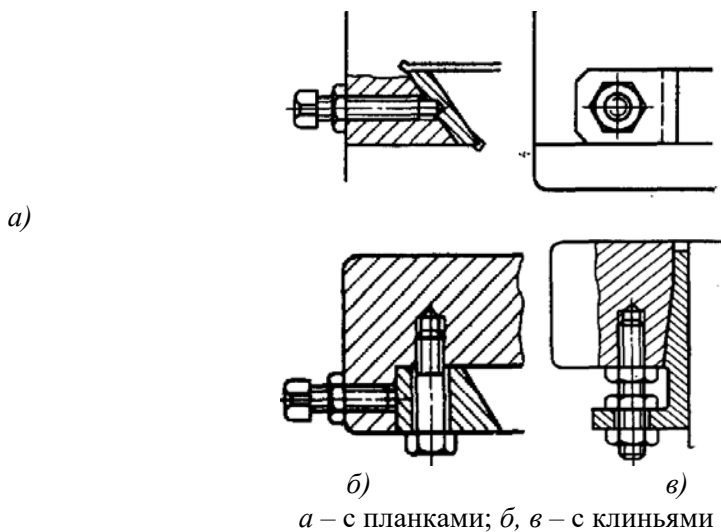


Рисунок 8.2 – Регулирование направляющих

Направляющие, регулируемые тонкими планками, наиболее дешевы, но имеют низкую жесткость и резко неравномерное распределение давления по длине. Направляющие, регулируемые клиньями, дороже, но в несколько раз жестче и удобнее в регулировке, поэтому их применяют в ответственных конструкциях. Наибольшую жесткость имеют направляющие, регулируемые планками, которые закрепляют после регулировки.

Направляющие должны иметь достаточную длину во избежание повышенного трения, перекосов и защемления. В станках отношение длины направляющих к ширине столов и салазок выбирают обычно не меньше 1,5.

Достоинства направляющих скольжения:

1. Низкая стоимость;
2. Большая нагрузочная способность;
3. Высокая точность перемещения.

Недостатки:

1. Большие силы трения и износ при непостоянстве скорости.

8.2 Направляющие качения

В направляющих качения предусматривают планки с дорожками, заполняемыми телами качения: шариками, роликами или иглами. При перемещениях деталей по этим

направляющим тела качения катятся по дорожкам. Тела качения выбирают из применяемых в подшипниках качения.

Основными **достоинствами** направляющих качения являются:

1. малые силы сопротивления, движению (меньше до 20 раз, чем в направляющих скольжения);
2. малая их зависимость сил сопротивления от скорости перемещения;
3. незначительная разница между силами трения покоя в движения.

В связи с этим на направляющих качения могут быть достигнуты как быстрые, так и весьма медленные равномерные перемещения и установочные перемещения высокой точности. На направляющих скольжения такие медленные перемещения и точные подводы невозможны из-за скачков, т. е. колебаний, связанных с зависимостью сил трения от скорости.

К **недостаткам** направляющих качения относят:

1. большую сложность изготовления, чем направляющих скольжения;
2. необходимость термической обработки дорожек качения до высокой твердости;
3. повышенные требования к защите от загрязнений.

Направляющие качения применяют в приборах и машинах, если необходимо:

- 1) уменьшить силы сопротивления движению для перемещения деталей вручную и для перемещения тяжелых деталей;
- 2) медленно равномерно перемещать или точно устанавливать детали;
- 3) перемещать детали с высокой скоростью.

По форме тел качения направляющие разделяют на:

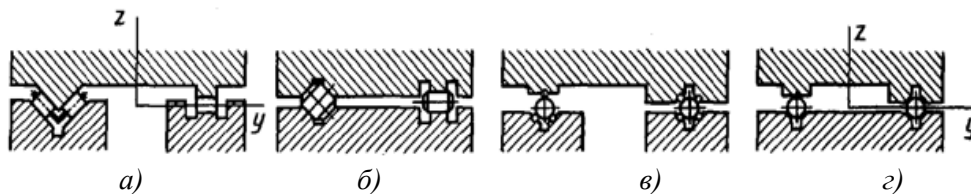
- 1) шариковые, применяемые при малых нагрузках;
- 2) роликовые, применяемые при значительных нагрузках;
- 3) игольчатые, применяемые при ограниченных по высоте габаритах и средних нагрузках;
- 4) роликовые на осях, применяемые при малых нагрузках больших ходах и нестандартных габаритах (обычно в качестве вспомогательных).

По направлению воспринимаемых нагрузок направляющие разделяют на:

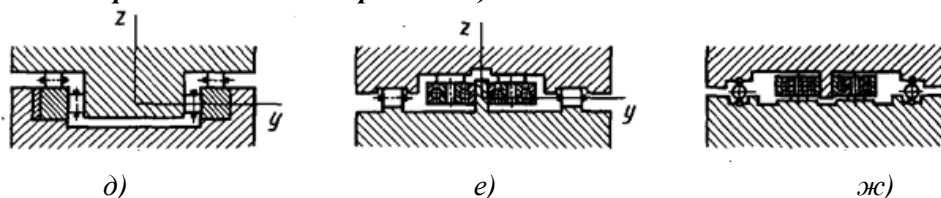
- разомкнутые плоские и угловые (рисунок 8.3, а — з);

- замкнутые в одной плоскости (рисунок 8.3, д — ж);
- замкнутые в двух плоскостях (рисунок 8.3, з — п)
- цилиндрические (рисунок 8.3, р).

Направляющие без предварительного регулируемого натяга



Направляющие с частичным предварительным натягом (только в горизонтальном направлении)



Направляющие с предварительным регулируемым натягом в двух направлениях (замкнутые)

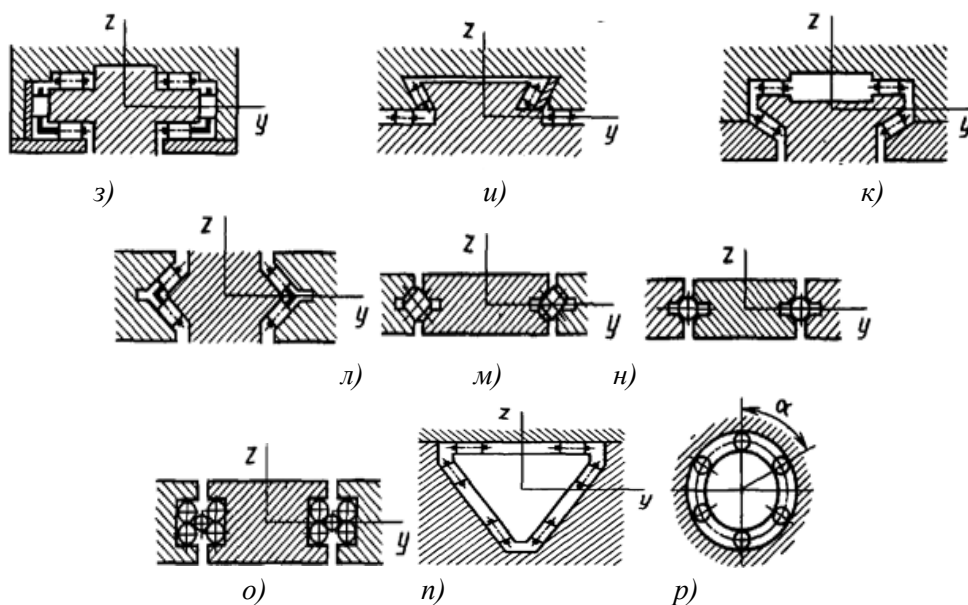


Рисунок 8.3 – Направляющие качения

Несущая способность роликовых направляющих в 20—30 раз больше, чем шариковых (с плоскими гранями), имеющих те же габаритные размеры; жесткость больше

в 2,5—3,5 раза. Отношение длины к диаметру роликов для стальных направляющих выбирают равным 1,5—2.

При перемещении деталей по направляющим качения со скоростью v движение тел качения сводится к поступательному перемещению со скоростью $v/2$ и к вращению вокруг собственной оси с окружной скоростью $v/2$. В этом легко убедиться, рассматривая движение тел качения как вращение вокруг центров их мгновенного вращения в точках контакта с неподвижной направляющей. Таким образом тела качения выкатываются из направляющих. Поэтому если подвижная и неподвижная направляющие при малых ходах имеют одинаковую длину, то длина сепаратора с телами качения должна быть меньше (рисунок 8.4, а).

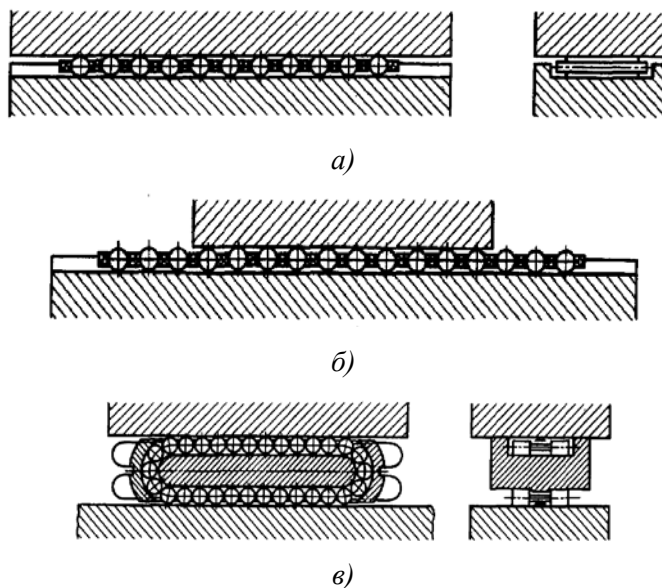


Рисунок 8.4 – Схемы работы направляющих качения

Во избежание свешивания каретки длина сепаратора должна быть больше длины направляющей каретки (рисунок 8.4, б).

Когда необходимо обеспечить большие ходы, тела качения движутся по замкнутому контуру, благодаря чему вместо вышедших из контакта тел качения входят другие. В этом случае основное применение получают так называемые танкетки — самостоятельные централизованно изготавливаемые опорные узлы с замкнутым движением тел качения (рисунок 8.4, в).

Сепарирование тел качения при малых по сравнению с длиной кареток ходах осуществляется простейшими сепараторами в форме планок с гнездами для тел качения.

Замкнутые направляющие качения выполняют с регулируемым зазором, а при необходимости иметь повышенную жесткость — с предварительным натягом. По аналогии с направляющими скольжения регулирование достигается планками или клиньями, поджимаемыми винтами.

Направляющие в виде роликов на осях выполняют обычно с эксцентриковыми осями; регулировка зазоров осуществляется поворотом осей.

Материалы тел качения — хромистые шарикоподшипниковые стали типа ШХ15. Оптимальные материалы направляющих — закаленная до высокой твердости (HRC 58—63) сталь ШХ15, хромистые и другие легированные стали, цементованные на достаточную глубину. Иногда стальные закаленные планки или стержни завальцовывают в материал направляющих. Разноразмерность тел качения не должна превышать 1—2 мкм в зависимости от точности направления. Непрямолинейность направляющих не должна быть выше 0,008—0,01 мм на 1 м.

Расчеты направляющих качения производят по формулам Герца. Наибольшее контактное напряжение в роликовых направляющих:

$$\sigma_{\text{H}} = 0,418 \sqrt{\frac{QE}{br}} \leq [\sigma]_{\text{H}}$$

в шариковых направляющих с плоскими рабочими гранями:

$$\sigma_{\text{H}} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{QE^2}{r^2}} \leq [\sigma]_{\text{H}}$$

где Q — сила на наиболее нагруженный ролик или шарик, Н; E — приведенный модуль упругости материала, МПа; в случае разных материалов тел качения и направляющих: $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$;

r — радиус ролика или шарика, мм; b — рабочая длина ролика, мм.

При жестких салазках или столах и силе, приложенной в середине направляющей:

$$Q = \frac{P}{z}$$

где P — составляющая нагрузки, нормальная к поверхности грани направляющей и приходящаяся на рассчитываемый ряд тел качения; z — число тел качения.

Допустимые контактные напряжения в направляющих выбирают меньшими, чем в подшипниках. Это связано с меньшей твердостью направляющих и меньшей точностью их изготовления.

8.3 Упругие направляющие

Направляющие выбираются с учетом многих факторов: скорости и диапазона возможных перемещений, значения и направления нагрузки, условий эксплуатации, требований к моментам сил сопротивления, точности направления движения, долговечности, стоимости, габаритных размеров и т.д.

Упругие направляющие применяют в приборах с ограниченным диапазоном перемещений подвижной части, рисунок 8.5.

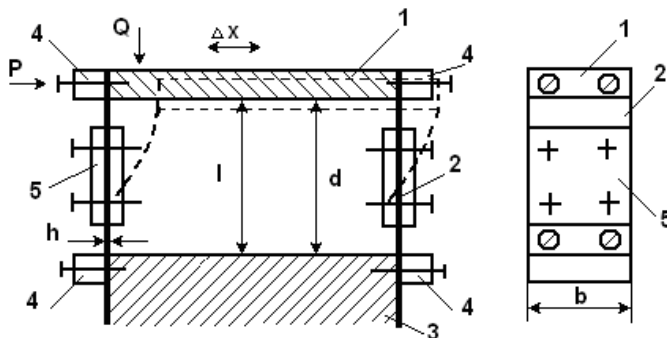


Рисунок 8.5 – Изображение плоскопружинного параллелограмма

где P – нагрузка, приложенная к подвижному блоку; Q – допустимая поперечная нагрузка;

ΔX – расстояние, на которое перемещается подвижный блок в одну сторону;

При приложении нагрузки P к подвижному блоку 1 плоские пружины 2 изгибаются, позволяя подвижному блоку 1 перемещаться в горизонтальном направлении относительно основания 3. 4 – крепежные накладки, которые крепят пружины, а 5 – накладки, повышающие устойчивость пружины в продольном направлении (увеличивают допустимую нагрузку Q).

Достоинства:

- отсутствие износа в связи с отсутствием внешнего трения;

- низкие требования к точности изготовления детали.
- низкая стоимость и высокая технологичность.

Недостатки:

- значительные габариты;
- маленькая величина перемещения Δx ;
- переменное измерительное усилие;
- дополнительная сила упругости при перемещении блока.

У10А ([≈50HRC](#)) - основной материал пружинной ленты.

Напряжение изгиба в зависимости от смещения подвижного блока ΔX :

- с учетом двухстороннего закрепления пружин

$$\sigma_{и} = \frac{3E}{1 - m^3} \left(\frac{h}{l}\right) \cdot \left(\frac{\Delta X}{l}\right) \leq [\sigma] \approx 150 \text{ МПа}$$

где m – отношение длины накладки к вылету пружины,

h – толщина пружины (для конкретного параллелограмма),

ΔX – расстояние, на которое перемещается подвижный блок в одну сторону.

Изгибные напряжения от приложенной внешней силы, с учетом двухстороннего закрепления пружин, рассчитываются:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{изг}}{W_c};$$

$$M_{изг} = 2 \cdot P \cdot l;$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент, приходящийся на одну пружину

l – длина пружины; P – внешняя сила.

W_c – момент сопротивления изгибу.

$$W_c = \frac{b \cdot h^2}{6};$$

b – ширина пружины,

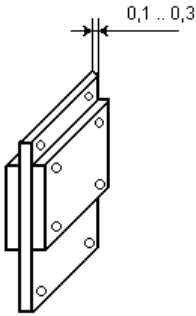
h – толщина пружины.

Правильность выбора параметров параллелограмма проверяется через напряже-

ние изгиба $\sigma_{и}$:

$$\sigma_{и} \leq [\sigma] = 150 \text{ МПа}$$

Устойчивость параллелограмма относительно продольных нагрузок можно увеличить в 15...20 раз за счет установки накладок на пружину.



Жесткость в рабочем направлении увеличивается при этом в 1,5...2 раза.

Увеличение рабочей жесткости параллелограмма не должно приводить к изменению измерительного усилия прибора более чем на 10%.

Материалы, применяемые для изготовления упругих направляющих и их механические характеристики.

К материалам упругих направляющих предъявляется ряд специфических требований; например, они должны обладать высокой механической прочностью, упругостью и т.д. Материалами для направляющих служат: сталь марок 60С2Н, 65, платино-серебряный сплав ОВС; бронзы фосфористая ПлСр20, медно-хромистая БрХ0,5, медно-кадмиевая БрКд-2, беррилиевая БрБ2, оловянно-цинковая БрОЦН-3, кварц, серебро.

Конструкции направляющие для прямолинейного движения

Точность направления, легкость и плавность движения, и малый износ упругих направляющих – важнейшие факторы, определяющие точность работы, надежность и срок службы точных механизмов приборов, рисунок 8.6.

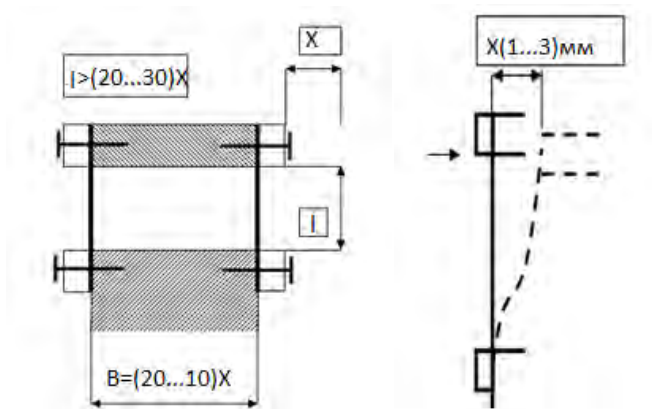


Рисунок 8.6 – Изображение плоского параллелограмма

К точности движения ползуна в направляющих предъявляются следующие требования:

- сохранение движущейся детали параллельности самой себе;
- отсутствие поперечных смещений ползуна при прямолинейном перемещении;

Причинами неточности движения ползуна в направляющих являются погрешности формы направляющих, зазоры, прогибы деталей. На прогибы влияют силы трения и вес движущихся частей.

Прогиб (перемещение) детали можно рассчитать по формуле:

$$X = 0,1 \frac{Fl^3}{EI} \times (1 - m^3),$$

где F – нагрузка, прикладываемая к детали;

l – длина пластины;

m - отношение длины накладки к вылету пружины,

E – модуль упругости материала пружины;

I – момент инерции поперечного сечения пружины.

Направляющие на плоских пружинах (Двойной плоскопружинный параллелограмм) изображены на рисунке 8.7.

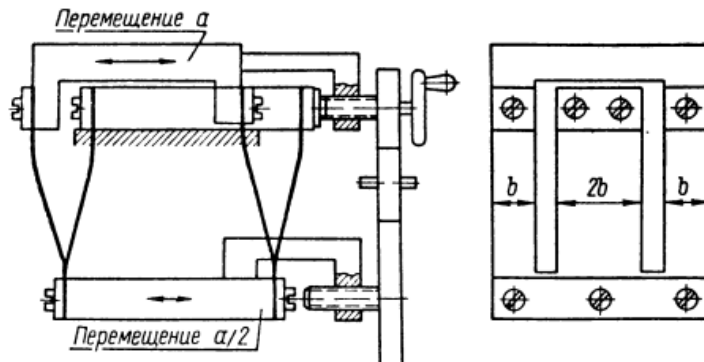


Рисунок 8.7 – Двойной плоскопружинный параллелограмм

Они обеспечивают прямолинейность направления движения в горизонтальной плоскости, перпендикулярной плоскости пружин. Такого рода направляющие применяют в точных измерительных микроскопах для передвижения измерительного стола. Величина перемещения составляет 25-30 мм.

На рисунке 8.8 показана конструкция направляющих алмазной пирамиды (пружинный параллелограмм) в приборе для испытания на твердость:

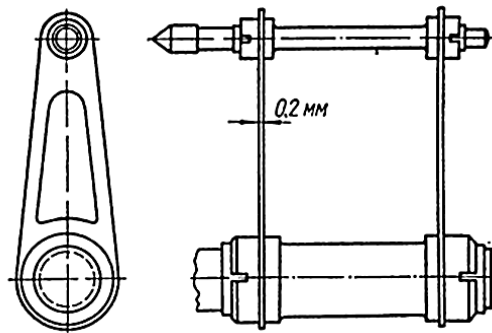
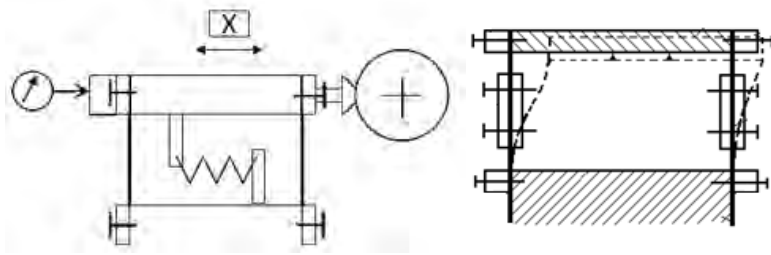


Рисунок 8.8 – Упругие направляющие микротвердомера

Упругие направляющие на плоских пружинах предусмотрены двух типов: без накладок и с накладками, рисунок 8.9.



a)б)

a – без накладок; *б* – с накладками

Рисунок 8.9 – Упругие направляющие на плоских пружинах