

ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Основы конструирования машин»

Детали машин
и
основы конструирования

Курс лекций



г. Ростов – на - Дону
2011г.



Авторы-составители: доц., к.т.н. Марисов А.Ф.;
проф., к.т.н. Андросов А.А.;
доц., к.т.н. Сиротенко А.Н.

Курс представляет собой лекции, читаемые авторами в ДГТУ для студентов различных машиностроительных специальностей. Он знакомит слушателей с основными деталями машин общего назначения, методиками их конструирования и эксплуатации. В связи с обширностью материала в большинстве случаев приведены лишь основные положения.

Создание современной машины – это одновременно творчество, искусство и тяжелый напряженный труд, требующий глубоких знаний, практических навыков и интуиции, что в сочетании с использованием технических средств позволяет конструктору принимать верные решения.

Разработка оптимальной конструкции – это компромисс противоречивых требований, таких, как прочность, минимальная металлоёмкость, надёжность, долговечность, удобство в эксплуатации, монтаже и демонтаже. Стремление к созданию такой машины – это тот путь, которым следует идти, используя достижения фундаментальных и прикладных наук.

В настоящем пособии собраны основные сведения по теоретическим вопросам проектирования машин на примере деталей общего назначения и даны практические рекомендации по вопросам их конструирования.

Методы, изложенные ниже, положены в основу справочно-инструментальной системы автоматизированного расчета и проектирования механического оборудования «Kafedra ОКМ», созданной коллективом кафедры «Основы конструирования машин» ДГТУ.

Кроме того, здесь приведены справочные материалы, наиболее часто используемые специалистами промышленных производств, при выполнении оригинальных подходов решения при конструировании современных машин.

Курс замыкает цикл общеинженерных дисциплин. Он основан целиком и полностью на инженерных задачах, решаемых машиностроительным черчением, сопротивлением материалов, теоретической механикой, материаловедением, теорией механизмов и машин. Поэтому изучать его без знания основных методик и результатов решения инженерных задач этими дисциплинами не рекомендуется.

Лекции ориентированы на студентов дневной и заочной форм обучения.





1. Общие вопросы проектирования машин

1.1. Основные понятия. Предмет курса.

Машина – устройство, создаваемое с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности путем частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях.

Машины могут быть: энергетические, технологические, транспортные, контрольно-управляющие, логические; кибернетические.

Во всех этих машинах (во всяком случае, у большинства первых трех групп) есть элементы, совершающие механические движения. Для обеспечения этого движения машина строится из механизмов.

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

Механизм состоит из звеньев. Звенья могут состоять из отдельных деталей или из сборочных единиц.

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

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии – изготовителе сборочными операциями.

Если проанализировать функции механизмов и звеньев, то в каждой машине обнаружатся:

- 1) **рабочий орган**, непосредственно выполняющий ту работу, ради которой создана машина;
- 2) **двигатель**, движение которого обеспечивает движение рабочего органа;
- 3) **передаточный механизм**, с помощью которого движение от двигателя передается рабочему органу.

При этом оказывается, что в звеньях механизмов самых разных машин имеется много деталей, выполняющих одинаковые функции и часто подобных по форме. Больше всего однотипных деталей в передаточных механизмах. Значительно меньше в машинах специальных деталей, отличающихся друг от друга по назначению и по форме. Такие детали сосредоточены главным образом в двигателях и в рабочих органах.

Детали и сборочные единицы, которые выполняют одинаковые функции, подобны по форме и встречаются во многих механизмах различных машин, называются деталями машин общего назначения.

Методы создания и рациональной эксплуатации деталей машин общего назначения являются предметом изучения в курсе «Детали машин и основы конструирования» (ДМ и ОК).

В курсах теоретической механики, сопротивления материалов, материаловедения, теории механизмов и машин и других изучались принципиальные возможности и методы решения различных инженерных задач. При этом каждый из этих курсов решал только свои, узкоспециальные, задачи. В курсе ДМ и ОК на основе принципиальных положений этих дисциплин обобщен опыт многих поколений машиностроителей по созданию и эксплуатации деталей машин общего назначения.

1.2. Понятия «проектирование» и «конструирование». Стадии конструирования машин.

Прежде чем изготовить машину в металле, её нужно спроектировать и сконструировать.

Проектирование – процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях ещё не существующего изделия.

Конструирование – создание конкретной однозначной конструкции изделия.

Конструкция изделия – устройство, взаимное положение частей и элементов какого – либо механизма, прибора, машины, определяющееся его назначением.

Конструирование многовариантно. Это значит, что принцип работы машины или механизма может быть один и тот же, а конструктивное исполнение различно. Оптимальным считается вариант, который обеспечивает нужные показатели работы при наименьших затратах на изготовление и обслуживание машины.

Очевидно, что после конструирования целесообразно сделать опытный образец машины и посмотреть, что же получилось, выявить ошибки и внести изменения в конструкторскую документацию.

Итак, процесс составления описания, необходимого для создания машины – т.е. проектирование, представляет собой результат трех процедур: разработки (иногда этот этап называют проектированием), конструирования, испытаний. Все эти процедуры влияют друг на друга. Больше того, первые две вообще трудно разделить, тем более что зачастую они выполняются одним специалистом – конструктором.

Ошибки в конструировании приводят к большим потерям времени, труда и средств. Поэтому процесс разработки конструкторской документации построен так, чтобы можно было проводить контроль и уточнение её во время разработки и создания машины.

Стандарт (ГОСТ 2.103-68), обязательный для всех отраслей народного хозяйства, предусматривает пять стадий разработки.

1 стадия – техническое задание. Устанавливаются назначение, технические характеристики и показатели качества, а также технико – экономические требования, которым должна соответствовать разрабатываемая машина. После согласования со всеми заинтересованными сторонами, техническое задание является основанием для разработки.

2 стадия – техническое предложение. Прорабатываются возможные пути реализации технического задания, сравниваются технико – экономические показатели разрабатываемой конструкции с существующими аналогичными, отбираются варианты для следующей стадии – эскизного проектирования.

3 стадия – эскизный проект. Для отобранных вариантов прорабатываются конструктивные решения общих видов и основных сборочных единиц объекта с технико – экономическими показателями каждого варианта для сравнения и анализа, определяются вопросы, требующие экспериментальной проверки, выполняются ориентировочные расчеты основных элементов, выбирается вариант решения.

4 стадия – технический проект. Для выбранного варианта разрабатываются технические решения общих видов и сборочных единиц объекта, проводятся проектные и уточнённые расчеты элементов, необходимые экспериментальные исследования.

5 стадия – рабочая документация. На основании технического проекта выполняются рабочие чертежи сборочных единиц и деталей машины для изготовления опытного образца. По результатам его испытаний документация уточняется и выпускается комплект документов для производства установочной партии изделий. После уточнений документов в процессе её изготовления и испытаний, выдается комплект документов для массового производства.

1.3. Общие сведения по проектированию и конструированию машин и деталей.

1.3.1. Требования к конструкциям машин и их деталям

Ни одна деталь не может быть сконструирована без учета её взаимодействия с сопряженными элементами. Поэтому конструировать деталь можно только тогда, когда уже проработаны машина и сборочная единица, в которую входит эта деталь. То есть, требования к конструкции детали вытекают из требований к конструкции машины.

Любая машина должна удовлетворять уровню развития общества и народного хозяйства по трем категориям требований: **технической, социальной, экономической.**

В техническом отношении конструкция машины должна соответствовать своему функциональному назначению, т.е. быть работоспособной и надежной.

В социальном отношении машина должна обеспечить уровень затрат физического труда, соответствующий данному этапу развития общества. При этом особое внимание должно быть обращено на безопасность труда, как при выполнении основного технологического процесса, так и при обслуживании и ремонте машины. Кроме того, машина должна быть выполнена в соответствии с требованиями технической эстетики.

В экономическом отношении новая машина должна по своим технико-экономическим показателям превосходить свою предшественницу.

Для того чтобы машина могла соответствовать этим требованиям, её **детали должны быть работоспособны, надежны и технологичны.**

1.3.2. Основные принципы конструирования машин

1.3.2.1. Системный подход

Деталь рассматривается как элемент системы «машина», а «машина» – во взаимосвязи с окружающими её объектами, в том числе и с окружающей средой. Каждое принятое решение рассматривается в тесной связи с другими решениями.

1.3.2.2. Конструктивная преемственность

Это использование при проектировании опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей. Не следует в погоне за новизной разрабатывать новые конструкции, если можно достичь нужных целей, используя хорошо зарекомендовавшие себя старые.

1.3.2.3. Принцип экономической направленности

Необходимо стремиться к уменьшению стоимости изготовления машины и расходов на её ремонт и обслуживание. Это может быть достигнуто за счет применения стандартов, нормализации и унификации сборочных единиц и деталей, агрегатирования, снижения материалоемкости элементов.

1.3.2.4. Стандартизация и нормализация

Стандартизация это установление и применение правил и норм, определяющих конструктивные формы, параметры, нормы качества. Стандарты ограничивают многообразие за счет сокращения количества типоразмеров деталей.

Соблюдение стандартов является законом для всех конструкторов и предприятий.

Стандартизация обеспечивает:

- сокращение процесса конструирования, так как на стандартные изделия чертежи не разрабатываются;

- снижение общей стоимости машины за счет использования дешевых стандартных изделий, изготовленных в массовом количестве на специализированных предприятиях;

- упрощение и удешевление ремонта, так как замена вышедшего из строя стандартного элемента выполняется быстро и без потери качества.

Республиканские стандарты разрабатываются применительно ко многим отраслям народного хозяйства и поэтому они охватывают большой диапазон типоразмеров изделий.

Отраслевые стандарты имеют ограниченный диапазон типоразмеров.

Для конкретного предприятия объем стандарта может быть ещё более сужен. Такое ограничение типоразмеров называется нормализацией. Если нормы выпускаются предприятием, они обязательны для данного предприятия. Если они выпускаются отраслью, они обязательны для родственных предприятий отрасли.

1.3.2.5. Унификация и агрегатирование

Унификация это применение одних и тех же деталей или сборочных единиц в различных изделиях. Эти изделия могут выпускаться различными предприятиями отрасли или даже разных отраслей.

Унификация распространяется не только на целые изделия, но даже и на отдельные элементы деталей. Это приводит к сокращению номенклатуры инструмента и приспособлений для изготовления и контроля деталей.

Создание однотипных сборочных единиц, для одной и той же цели, но отличающихся параметрами, называется агрегатированием. Таким образом, можно собирать изделия, выпускаемые единицами или малыми сериями, из агрегатов, изготавливаемых большими сериями или даже массовым производством.

Все это приводит к сокращению времени проектирования, снижению стоимости изготовления и ремонта машин.

1.3.2.6. Снижение материалоемкости конструкций

Затраты на материалы в машиностроении составляют около 45-50% стоимости машины. Поэтому снижение материалоемкости изделий очень важная задача. Это достигается применением более точных методов расчета деталей машин, приближением формы детали к равнопрочной в различных сечениях, применением современных видов передач, бесступенчатого регулирования скорости рабочего органа и другими подобными методами.

Особенно важно снижение материалоемкости изделий массового производства.

1.4. Нагрузки на детали машин.

Способность детали выполнять свои функции в машине зависит от характера и режима нагружения, а также от влияния окружающей среды.

Нагрузки на детали машин могут быть **статические и динамические**.

Статические нагрузки – постоянные или медленно изменяющиеся нагрузки, не вызывающие колебаний деталей (рис.1.1). К статическим могут быть отнесены и переменные нагрузки, частота изменения которых как минимум на порядок меньше собственной частоты детали.

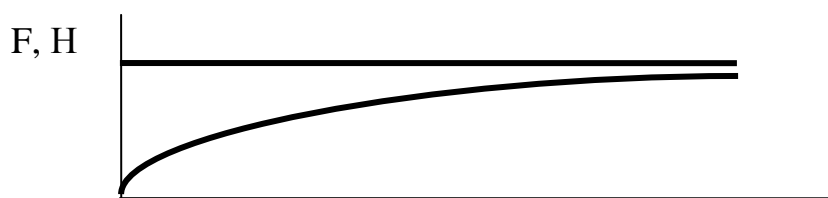


Рис.1.1. Статические нагрузки.

Динамические нагрузки это нагрузки, частота изменения которых такого же порядка или больше собственной.

Изменение нагрузки может происходить по какому-нибудь закону простому или сложному, выраженному в математической форме. В таких случаях говорят о периодической динамической нагрузке. Её величина и направление могут быть определены по известному закону изменения, для любого момента времени.

Изменения нагрузки могут быть случайными. Представить такую нагрузку в форме математического закона нельзя. В таких случаях говорят, что нагрузка представляет собой случайный процесс или имеет случайный характер. Задают её статистическими характеристиками, полученными в результате обработки экспериментальных данных. Это среднее значение, дисперсия, закон распределения, корреляционная функция, спектральная плотность и другие.

Если статистические характеристики постоянные, то процесс нагружения является стационарным, установившимся. Если хотя бы одна статистическая характеристика изменяется во времени, то процесс нагружения является нестационарным, неустановившимся.

В условиях реальной эксплуатации процесс нагружения машин и их деталей чаще всего нестационарный случайный.

Если зарегистрировать процесс изменения нагрузки в течение всего срока службы машины или детали, а затем вычислить вероятность появления каждого уровня нагружения, получим спектр эксплуатационных нагрузок. Определив модальное (*т.е. наиболее вероятное*) значение нагрузки, его принимают как номинальное. Все нагрузки большие номинального значения принимаются как возможные перегрузки. Величина перегрузки определяется отношением перегрузочного значения к номинальному.

Кроме спектра нагрузок большое значение имеет продолжительность эксплуатации машины – требуемый ресурс. Для его определения необходимо знать требуемое количество лет эксплуатации (Z - лет), продолжительность использования по времени в течении года

$$k_{\Gamma} = \frac{Z_{\text{раб}}}{365} \quad \text{и в течении суток} \quad k_c = \frac{t_{\text{раб}}}{24}$$

Здесь $Z_{\text{раб}}$ - продолжительность работы в течение года (в днях) и $t_{\text{раб}}$ - в течение суток (в часах).

Зная всё это, ресурс в часах можно определить таким образом

$$t = 365 \times Z \times k_{\Gamma} \times 24 \times k_c, \text{ час.}$$

Иногда ресурс задают непосредственно в часах работы или в моточасах, или в километрах пробега.

Зная ресурс и спектр нагрузок, можно определить долю времени действия каждого уровня нагружения за время работы машины

$$c_i = \frac{t_i}{t}$$

Здесь t_i - продолжительность действия i - того уровня нагрузки за весь период эксплуатации машины. Если таких уровней несколько, то получаем гистограмму нагружения.

Например, для привода машины нагрузкой является момент. Гистограмма нагружения привода представлена на рис.1.2.

На гистограмме

$$a_i = \frac{T_i}{T}; \quad c_i = \frac{t_i}{t}$$

где T - номинальный момент;
 T_i - момент, действующий в течение доли ресурса;
 t - ресурс;
 t_i - время действия нагрузки уровня T_i

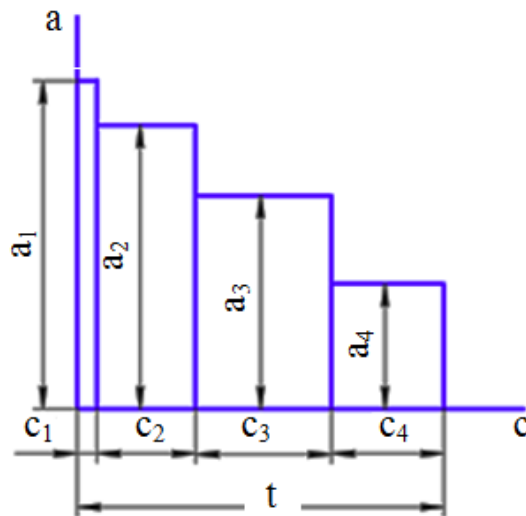


Рис. 1.2. Гистограмма нагружения

Вообще в машиностроении принято выделение таких режимов нагружения (рис. 1.3):

ВТ- весьма тяжелый: нагрузка постоянная и весь срок службы равна максимальной;

Т – тяжелый: нагрузка переменная, изменяется с равной вероятностью появления весь срок службы в пределах 0.5-1.0 от номинальной;

С – средний: нагрузка изменяется с равной вероятностью появления в пределах 0.0 -1.0 от номинальной;

Л – легкий: нагрузка переменная, в течение 1/3 срока службы может достигать максимальных значений, но в остальное время работы не превышает 1/3 номинальной с равной вероятностью появления.

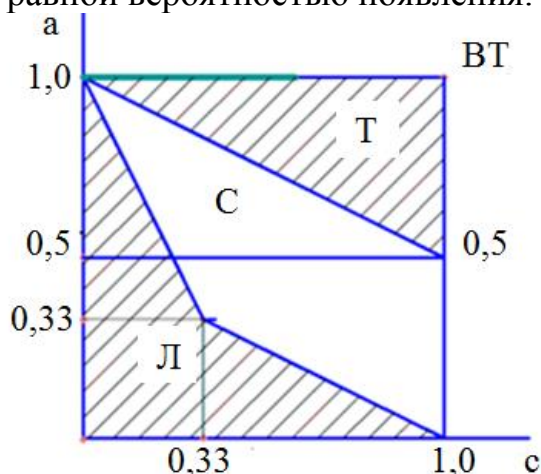


Рис.1.3. Режимы нагружения

Для некоторых групп деталей режимы нагружения исследованы более тщательно и глубоко. Эти данные приводят к более детальному разделению указанных выше режимов, что, конечно же, уточняет расчеты.

Все рассмотренные параметры характеризуют режим нагружения. Очевидно, что большую роль играют также условия работы машины. Одна ситуация, если машина работает в сухом, закрытом, отапливаемом помещении и, наверное, совсем другая, когда машина установлена на палубе судна и на неё действуют и морская вода, и вибрация палубы, и перепады температуры окружающей среды. Поэтому при определении уровня нагруженности детали должны быть учтены не только характер и режим нагружения, но и условия её эксплуатации.

1.5. Работоспособность деталей машин. Критерии работоспособности.

Работоспособность это состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции, сохраняя значения своих параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией (ГОСТ 27.002-83).

Для того, чтобы деталь могла выполнять заданные функции, она должна иметь определенные свойства.

Свойства, которыми должна обладать деталь для выполнения своих функций, называются **критериями работоспособности**.

Таких критериев шесть: **прочность, жесткость, износостойкость, теплоустойчивость, виброустойчивость, коррозионная устойчивость.**

По одному или нескольким из этих критериев ведется расчет детали при проектировании.

1.5.1. Критерий работоспособности- прочность.

Прочность это способность детали сопротивляться разрушению при действии внешних нагрузок.

Работоспособность по этому критерию обеспечивается выбором материала и его термической обработки для получения нужных механических характеристик, расчетами на прочность по нормам и правилам сопротивления материалов.

Расчеты могут быть ориентировочные, проектные (проектировочные), проверочные.

Ориентировочные и проектные расчёты это расчёты, приводящие к определению размера изделия.

Ориентировочные расчеты выполняются в тех случаях, когда нет полной информации о нагруженности и условиях работы детали, но необходимо получить ориентировку по её размерам или, наоборот, есть деталь и необходимо, хотя бы примерно, установить какую нагрузку она может выдержать.

При проведении проектных расчетов все внешние нагрузки на деталь и условия её работы известны, необходимо определить её размер в опасном сечении. Опасным считается сечение, в котором действуют наибольшие напряжения. Часто, при проектных расчетах, определяются размеры не только в наиболее нагруженных местах, но и в сечениях, определяющих размеры отдельных участков детали.

Для проведения ориентировочных и проектных расчетов обычно используется расчет по допускаемым напряжениям в форме

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{или} \quad \tau \leq [\tau]$$

где σ и τ - действующие напряжения;

$[\sigma]$ и $[\tau]$ - допускаемые значения напряжений для данного материала в форме рассчитываемой детали при выбранной термообработке.

Для определения действующих напряжений составляются известные из курса сопротивления материалов уравнения прочности. Принимается, что действующее напряжение достигло предела и равно допускаемому. Поэтому в уравнения подставляются вместо действующих значения допускаемых напряжений и они решаются относительно требуемого геометрического параметра. По полученному значению этого параметра затем определяются другие размеры детали.

При выполнении ориентировочных расчетов, чтобы компенсировать отсутствие полной информации о нагруженности, принимают заниженные значения допускаемых напряжений или завышенные значения нагрузок.

Проверочный расчет выполняется в тех случаях, когда размеры детали и нагрузки на неё известны. Его **проводят в форме расчета по коэффициентам запаса прочности**

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma} \geq [\sigma] \quad \text{или} \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{\text{пред}}}{\tau} \geq [\tau]$$

где σ и τ - напряжения, действующие в детали;

$[\sigma]$ и $[\tau]$ - допускаемые значения коэффициентов запаса прочности;

$\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ - предельные напряжения для данного материала.

К моменту проведения проверочного расчета все размеры детали известны, поэтому этот вид расчетов дает наиболее точные результаты.

При переменном нагружении расчеты ведут в форме проверочных расчетов по коэффициентам запаса прочности, полученным при симметричном знакопеременном режиме нагружения (индекс -1)

$$S_{\sigma_{-1}} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\text{пер}}} \geq [\sigma_{-1}] \quad ; \quad S_{\tau_{-1}} = \frac{\tau_{\text{пред}}}{\tau_{\text{пер}}} \geq [\tau_{-1}]$$

где $\sigma_{\text{пер}}$ и $\tau_{\text{пер}}$ - возникающие в детали переменные напряжения.

При периодическом нагружении это функции среднего σ_m , τ_m и амплитудного σ_a и τ_a значений напряжений. При случайном процессе нагружения это эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ и $\tau_{\text{экв}}$.

Эквивалентные напряжения это напряжения, возникающие при симметричном знакопеременном нагружении, действие которых на деталь, с точки зрения её повреждения, такое же, как реального процесса. Способы их вычисления зависят от характера процесса и вида детали.

Допускаемые напряжения определяются либо на основании опыта проектирования и эксплуатации подобных деталей, либо по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{S} \quad \text{или} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{S}$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ - предельные напряжения для данного материала при выбранной термообработке;

S - коэффициент запаса прочности.

В качестве предельных напряжений при расчетах на прочность используются:

- σ_T и τ_T - для пластичных материалов при статическом нагружении;
- σ_B и τ_B - для хрупких материалов при статическом нагружении;
- σ_{-1} и τ_{-1} - при динамическом нагружении.

Коэффициенты запаса прочности можно определять по таблицам, составленным на основании опыта эксплуатации подобных деталей. При постоянном нагружении их обычно принимают в пределах:

$S = 1.2 - 1.5$ для пластичных материалов (однократные кратковременные перегрузки выше предела текучести не вызывают отказа детали);

$S \geq 3$ для хрупких материалов, т.к. даже однократное превышение предела прочности приводит к разрушению детали из такого материала.

При переменном нагружении коэффициент запаса прочности назначают обычно $S=1.3...2.5$. Это связано с тем, что однократные кратковременные перегрузки, характерные для переменного нагружения, не приводят к разрушению детали.

Когда достоверные данные из опыта эксплуатации отсутствуют, коэффициент запаса прочности можно устанавливать на основе дифференциального метода. В этом случае

$$S=S_1 \times S_2 \times S_3 \times \dots \times S_n$$

Таких сомножителей может быть много. Их количество n зависит от числа факторов, которые должны быть, по мнению конструктора, учтены.

Например, обычно:

$S_1 = 1.0...1.5$ – коэффициент, учитывающий достоверность определения расчетных нагрузок;

S_2 - коэффициент, учитывающий однородность механических свойств детали или заготовки. Принимают $S_2 = 1.2...1.5$ для деталей из пластичного материала кованного или прокатанного, $S_2 = 1.5...2.5$ для литых и хрупких материалов.

$S_3 = 1.0...1.5$ – коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности. Чем тяжелее возможные последствия поломки детали, тем больше величина этой составляющей. И так далее.

Однако нужно помнить, что выбор частных коэффициентов достаточно произволен. Поэтому можно получить в результате такие значения их произведения, которые далеки от величин, оправданных практикой. По этой причине дифференциальный метод не нашел широкого практического применения.

Для конструкций, разрушение которых опасно для жизни людей – грузоподъемные машины, сосуды, работающие под давлением, морские и речные суда, самолеты и вертолеты – коэффициенты запаса прочности, методы их расчета, критерии работоспособности регламентируются нормами специальных организаций. К ним относятся Государственный комитет по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору (Госгортехнадзор), Морской и Речной регистры и т.п. Нормативы этих органов обязательны для предприятий всех отраслей (Госгортехнадзор), различных водоплавающих средств (Морской и Речной регистры) независимо от формы собственности.

1.5.2. Критерий работоспособности- жесткость.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под действием внешних сил.

Жесткость характеризуется коэффициентом жесткости

$$C = \frac{\text{нагрузка}}{\text{деформация}}$$

или обратной величиной – коэффициентом податливости

$$\lambda = \frac{\text{деформация}}{\text{нагрузка}}$$

Эти коэффициенты определяют величину нагрузки для создания единичной деформации или величину деформации при единичной нагрузке.

Для нормальной работы детали необходимо, чтобы её деформации не превышали допустимых пределов, иначе нарушаются условия нормальной работы сопряженных элементов конструкций.

В ряде случаев требования жесткости определяют выбор материала детали. Например, вал можно изготовить из высококачественной легированной стали. Тогда его диаметр будет небольшим. Но при этом деформации такого тоненького вала будут большими, так как они зависят только от его диаметра. Чтобы их уменьшить, надо диаметр вала сделать большим. Но тогда его не нужно делать из высококачественной высокопрочной стали.

Иногда размеры и форма конструкций назначаются, исходя из требований достаточной жесткости. Например, если станина металлорежущего станка не будет достаточно жесткой, то точно обработать деталь не удастся.

В массовом производстве окончательные размеры деталей определяются часто технологией производства: не жесткие детали нельзя закреплять не деформируя, нельзя обрабатывать с большими скоростями и подачами.

Работоспособность по этому критерию обеспечивается расчетами на жесткость по нормам и правилам сопротивления материалов или теории упругости в случае решения задач контактной (поверхностной) жесткости. Расчеты проводятся в форме проверочных по условию: действительная деформация должна быть меньше допустимой.

Допускаемые значения деформаций определяются из опыта эксплуатации. В некоторых случаях они регламентируются соответствующими стандартами и нормативами Госгортехнадзора, Морского и Речного регистров.

1.5.3. Критерий работоспособности – износостойкость.

Износостойкость - способность детали противостоять изнашиванию.

Изнашивание это процесс постепенного изменения размеров тела при трении, проявляющийся в отделении с поверхности детали частиц материала.

До 85% машин выходят из строя вследствие износа деталей.

Вследствие того, что сопрягаемые поверхности контактирующих деталей далеко не идеальные, соприкасаются они лишь в отдельных точках микропрофиля. Здесь возникают и нарушаются фрикционные связи. В зависимости от того, какие процессы протекают в этих местах, различают виды износа. Наиболее распространены следующие.

Механическое изнашивание. Оно происходит вследствие царапающего действия неровностей деталей или твердых посторонних частиц – абразивов, попавших в среду, в которой работают детали (абразивное изнашивание).

Молекулярно-механическое изнашивание при схватывании. Схватывание это молекулярное сцепление материалов при больших местных давлениях. Если в точках контакта микропрофилей деталей местное давление по каким-то причинам возрастает, то в этом месте пробивается масляный слой, возникает непосредственный металлический контакт поверхностей и возможно появление молекулярного сцепления. Последующее относительное перемещение поверхностей вызывает разрушение узлов схватывания и отрыв схватившихся частиц от одной из поверхностей. Образовавшийся нарост при дальнейшем движении повреждает сопряженную поверхность. Нарост увеличивается достаточно быстро и может вызвать полную остановку элемента. Такой процесс называется заеданием. Оно наблюдается при высоких скоростях и давлениях и при плохой смазке. Особенно опасно для незакаленных трущихся поверхностей, изготовленных из одного материала.

Коррозионно - механическое изнашивание. В этом случае продукты коррозии истираются механическим путем вследствие колебательных перемещений контактирующих поверхностей. Колебательные перемещения появляются в результате вибраций или периодических деформаций элементов. Этот вид изнашивания характерен для соединений с натягом деталей передач с валами.

Изнашивание - многостадийный процесс. Изменение величины износа за весь срок службы детали можно представить кривой, отражающей три стадии изнашивания (рис.1.4).

Стадия 1 – приработочный износ. В этот период начальный (технологический) микрорельеф контактирующих поверхностей деталей переходит в эксплуатационный. Скорость износа (угол α_1) постепенно, по мере приработки, уменьшается до постоянной величины, характерной для периода нормальной эксплуатации.

В период приработки режим работы машины должен быть облегченным. Нужно исключить повышенные давления между контактирующими поверхностями, чтобы не произошло выдавливание смазки и заедание деталей.

Стадия 2 – износ периода нормальной эксплуатации. Скорость изнашивания (угол α_2) постоянна и чем она меньше, тем больше срок службы детали.

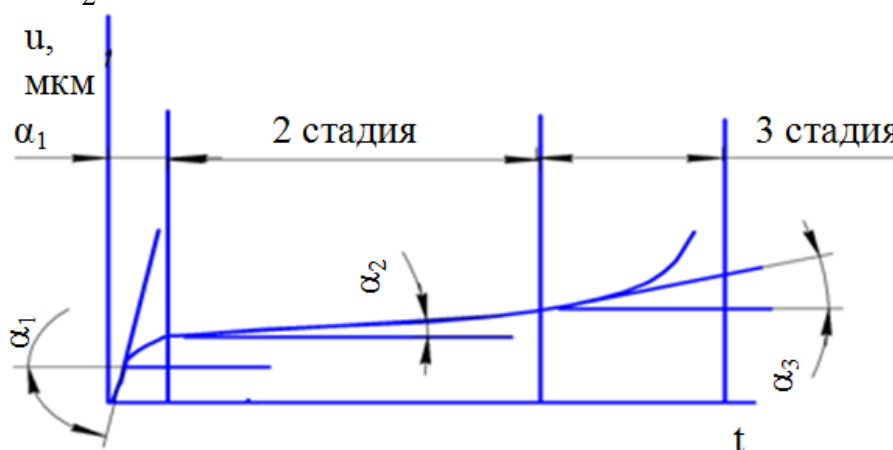


Рис.1.4. Стадии процесса изнашивания

Стадия 3 – катастрофическое изнашивание. Скорость изнашивания (угол α_3) резко возрастает, увеличиваются зазоры в сопряжениях, уменьшается точность функционирования машины, возрастают динамические нагрузки, снижается прочность, повышается шум, снижается к.п.д. В конечном итоге машина выходит из строя.

Износостойкость обеспечивается выбором материалов и их термообработки, подбором смазки, расчетами. Всеми этими вопросами занимается трибника (трибология).

На процесс изнашивания влияет очень большое число факторов. Огромную роль играет коэффициент трения. Разработка методов расчета требует большого количества объемных и сложных экспериментов. Это затрудняет создание методов непосредственного расчета износостойкости деталей. Чаще в машиностроении пользуются косвенными методами расчета. При этом ограничиваются удельное давление на контактирующих поверхностях и произведение удельного давления на скорость. Эти параметры не должны превышать допустимых значений, которые принимаются на основании опыта эксплуатации.

$$p \leq p_{\text{доп}}; \quad p \times v \leq p_{\text{доп}} \times v_{\text{доп}}$$

Удельные давления здесь моделируют силы трения, это ограничивает величину износа. Произведение удельного давления на скорость моделирует работу сил трения, это обеспечивает нормальный температурный режим. Сравнение с принятыми на основании опыта допускаемыми параметрами гарантирует нормальную работу конструкции. По этим условиям определяются размеры деталей.

1.5.4. Критерий работоспособности – теплостойкость.

Работа машины сопровождается выделением тепла. Это результат выполнения машиной рабочего процесса и трения в сопряжениях элементов. Нагрев вызывает понижение несущей способности материалов деталей, изменение зазоров в сопряжениях, понижение несущей способности масляного слоя, изменение свойств трущихся поверхностей.

Теплостойкость машины это её способность сохранять заданный температурный режим в процессе работы.

Теплостойкость детали это её способность выполнять требуемые функции при повышении температуры.

Для обеспечения работоспособности по этому критерию выполняются расчеты на нагрев. Обычно это несколько упрощенный расчет по уравнению теплового баланса: количество вырабатываемого машиной тепла $Q_{\text{выр}}$ должно быть меньше или равно количеству тепла, которое машина может отдать в окружающую среду $Q_{\text{отд}}$

$$Q_{\text{выр}} \leq Q_{\text{отд}}$$

В результате этих расчетов определяется размер необходимой поверхности охлаждения или решается вопрос о применении специальных систем охлаждения, чтобы добиться работы машины при допустимой температуре.

1.5.5. Критерий работоспособности - виброустойчивость

Виброустойчивость это способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без чрезмерных колебаний.

Вибрации вызывают дополнительные напряжения, которые, как правило, приводят к усталостному разрушению, возрастает шум машины, снижается точность функционирования. Особенно опасен резонанс, когда частота изменения внешних нагрузок совпадает с собственной частотой детали. В связи с повышением рабочих скоростей машин опасность вибраций возрастает.

Работоспособность по этому критерию обеспечивается расчетами на колебания. В результате расчета определяются необходимые для нормальной работы моменты инерции и податливости деталей и конструкций.

Иногда, при необходимости работы в зарезонансной зоне, применяются специальные устройства – виброгасители.

1.5.6. Критерий работоспособности- коррозионная устойчивость.

Коррозия – процесс постоянного постепенного разрушения поверхностных слоев металла в результате окисления окружающей средой. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих конструкций. Из-за коррозии теряется ежегодно до 10% выплавленного металла. Особенно опасна она для поверхностей трения и деталей, работающих при переменном нагружении.

Для защиты от коррозии применяются антикоррозийные покрытия, изготавливают детали из специальных, устойчивых к воздействиям данной окружающей среды материалов, повышают качество обработки поверхностей. Например, полирование резко повышает коррозионную устойчивость.

1.6. Надежность деталей машин.

Это свойство объекта выполнять требуемые функции, сохраняя во времени значения эксплуатационных параметров в пределах, установленных нормативно – технической документацией, при заданных условиях технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования.

Основные причины, определяющие надежность, имеют вероятностный характер. Это отклонения от номинальных размеров, разброс характеристик прочности материалов, отклонения от расчетных режимов эксплуатации и подобные другие.

При проектировании закладываются основы надежности: плохо продуманные, неотработанные по различным критериям работоспособности конструкции, не могут быть надежными.

При производстве обеспечиваются все факторы, влияющие на надежность, заложенные конструктором в проектной документации.

При эксплуатации реализуется надежность изделия.

Надежность это сложное, комплексное понятие. Она **определяется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью** изделия.

Отказ это потеря работоспособности.

Безотказность – способность изделия сохранять работоспособность в течение некоторой наработки.

Наработка это продолжительность работы изделия или объем выполненной им работы.

Основным показателем безотказности является вероятность безотказной работы $P(t)$, т.е. вероятность того, что в пределах заданной наработки t отказ изделия не наступит. Значения вероятности безотказной работы могут быть в пределах

$$0 \leq P(t) \leq 1$$

Например, если вероятность безотказной работы $P(1000) = 0.95$, то это означает, что из всех машин данной партии 95% отработают 1000 часов, а 5% не сумеют этого сделать.

Очевидно, что значение вероятности безотказной работы изношенной машины меньше, чем новой.

Вероятность безотказной работы сложной машины, состоящей из отдельных элементов с различным уровнем надежности, определяется в зависимости от способа их соединения. В простейшем случае, при последовательном соединении n элементов, вероятность безотказной работы определяется произведением

$$P(t) = P_1(t) \times P_2(t) \times \dots \times P_n(t)$$

где $P_i(t)$ - вероятность безотказной работы i - того элемента.

Этот случай наиболее характерен для машиностроения: чаще всего машина это последовательно соединённые агрегаты.

Анализируя эту формулу, можно отметить следующее:

- надежность подобной сложной системы всегда меньше надежности самого слабого элемента;
- чем больше элементов имеет система, тем ниже её надежность.

Вероятность безотказной работы вновь спроектированной машины определяется либо аналитическими методами, либо экспериментально-аналитическими. В последнем случае аналитические методы дополняются и корректируются по результатам испытаний опытных образцов изделий.

Долговечность это способность изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

Предельное состояние – состояние, при котором эксплуатация объекта должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований техники безопасности или неустранимого ухода технических параметров за пределы, установленные нормативно-технической документацией.

Эксплуатация машины это многократное повторение трёх периодов: эксплуатация – отказ – ремонт (восстановление работоспособности). Долговечность характеризует возможное количество таких циклов. Основным показателем долговечности элемента или детали является его срок службы (наработка или ресурс) до отказа. После этого деталь должна заменяться или ремонтироваться.

Предельное состояние всей машины определяется экономическими факторами: моральным износом или затратами, зависящими от физического износа машины.

Моральный износ машины вызывается тем, что она перестает соответствовать социальным и техническим требованиям: машина не достаточно автоматизирована, не дает необходимой точности, не обеспечивает нужной производительности, её оформление не соответствует современным эстетическим требованиям.

Физический износ машины приводит к тому, что затраты на её восстановление становятся больше затрат на приобретение новой машины.

Соответственно этому применяются две системы показателей долговечности: во – первых, ресурс (или срок службы), связанный с выходом за допустимые пределы основных технических характеристик, во – вторых, показатели, оценивающие соотношение времени работы машины и времени, необходимого на её восстановление (а по времени можно оценить и затраты на ремонт). Например, коэффициент технического использования, который характеризует вероятность того, что машина в данный момент времени работает, а не ремон-

тируется

$$k_{\text{ти}} = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{раб}} + T_{\text{рем}_i}}$$

где $T_{\text{раб}}$ - время работы машины;

$T_{\text{рем}_i}$ - продолжительность i -того ремонта.

Ремонтопригодность - это свойство изделия, которое заключается в его приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Конструкция должна обеспечивать легкую доступность к узлам и деталям для осмотра или замены. Сменные детали должны быть взаимозаменяемы с запасными частями. Желательно при конструировании выделять ремонтные узлы. Замена поврежденного узла работоспособным значительно сокращает время простоя.

Ремонтопригодность обеспечивается на стадии проектирования соответствующей компоновкой сборочных единиц машины.

Сохраняемость это способность изделия сохранять работоспособность в процессе хранения и транспортировки. Обеспечивается в процессе конструирования созданием конструкций соответствующей жесткости и коррозионной устойчивости.

1.7. Технологичность деталей машин.

Технологичной называется конструкция, которая изготавливается с минимальными затратами труда и материалов в условиях данного производства.

Контрольные вопросы.

1. *Понятия: машина, механизм, деталь, сборочная единица.*
2. *Понятие: детали машин общего назначения.*
3. *Структура машины.*
4. *Понятия проектирование и конструирование.*
5. *Стадии разработки машины.*

- 6.Стандартизация и нормализация при проектировании
- 7.Требования к машинам и их деталям.
- 8.Ресурс работы машины.
- 9.Режимы нагружения деталей машин.
- 10.Критерии работоспособности деталей машин.
11. Нагрузки, действующие на детали машин.
- 12.Прочность как критерий работоспособности.
- 13.Жесткость как критерий работоспособности.
- 14.Износостойкость как критерий работоспособности.
- 15.Виброустойчивость, теплостойкость, коррозионная устойчивость как критерии работоспособности.
- 16.Надёжность деталей машин (основные понятия).
- 17.Технологичность деталей машин.

2.Соединения деталей машин.

2.1.Классификация соединений.

Детали и сборочные единицы в машине взаимодействуют, связаны друг с другом.

Связи могут быть **подвижные** - шарниры, подшипники, зацепления. Это различные кинематические пары. В кинематических парах детали перемещаются одна относительно другой. Такие связи рассматриваются в курсах «Теоретическая механика» и ТММ.

Связи могут быть **неподвижные**. В этом случае детали, образующие связь, неподвижны относительно друг друга. Такие связи в машиностроении называются соединениями. Они рассматриваются в курсе ДМ и ОК.

Условие работоспособности соединений – неподвижность соединяемых деталей относительно друг друга. Малейшее смещение хотя бы одной детали – отказ соединения.

Соединения могут быть **разъемные и неразъемные**.

Разъемные соединения это такие, которые можно разобрать без разрушения составляющих соединение деталей и повторно собрать. К ним относятся: **резьбовые, клеммовые, клиновые, шпоночные, зубчатые или шлицевые, штифтовые соединения**.

Неразъемные соединения без разрушения образующих их деталей разобрать нельзя. Это: **сварные, заклёпочные, клеевые, паяные, соединения с гарантированным натягом**.

2.2. Резьбовые соединения.

Это разъемные соединения, образованные с помощью деталей, имеющих резьбу. Резьба может быть нанесена непосредственно на соединяемые детали. Часто для образования резьбовых соединений применяются специальные элементы: болты, винты, шпильки, гайки, шайбы, различные стопорные детали. Детали, сопрягаемые резьбой, называют винтовой парой.

2.2.1. Резьба

Резьба образуется при перемещении плоского контура по винтовой линии.

Винтовая линия – это наклонная плоскость, обернутая вокруг поверхности, имеющей ось вращения.

Можно сказать, что винтовая линия это не что иное, как клин, обернутый вокруг какой-то поверхности. Только у клина два недостатка: нужно много места для его установки и его нужно забивать. У резьбы этих недостатков нет. Резьбовую деталь забивать не нужно, её нужно вращать. По этим двум причинам места для неё нужно значительно меньше, чем для клина.

Если поверхность, на которую нанесена винтовая линия, цилиндрическая, то резьба – цилиндрическая, если поверхность коническая, то резьба – коническая.

Если винтовая линия на наружной поверхности, то **резьба наружная**, на внутренней – **внутренняя**.

По направлению винтовой линии различают:

- **правую резьбу**, когда винтовая линия идет вверх слева направо;
- **левую резьбу**, когда винтовая линия идет вверх справа налево.

Наиболее распространена правая резьба.

Если на поверхности имеются две или больше винтовых линий и по каждой движется плоский контур, то это многозаходная резьба.

Плоский контур определяет профиль резьбы. В зависимости от формы профиля различают резьбы (рис.2.1):

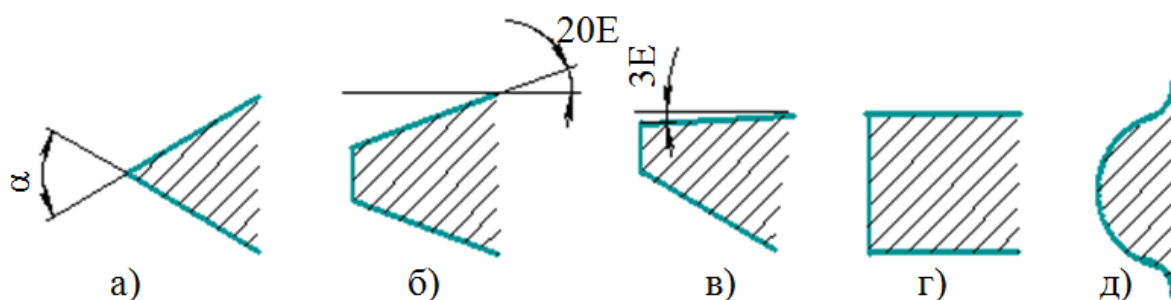
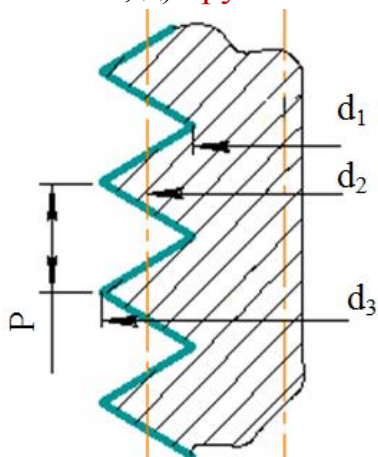


Рис.2.1. Формы профиля резьбы.

а) **треугольная**; если угол заострения $\alpha = 60^\circ$ - резьба метрическая, если $\alpha = 55^\circ$ - резьба дюймовая; б) **трапециевидная**; в) **упорная**; г) **прямоугольная**; д) **круглая**.



По назначению различают **резьбы крепёжные** - это треугольные и круглая резьбы и **ходовые** - трапециевидная, упорная, прямоугольная. Все крепёжные резьбы, как правило, однозаходные, ходовые – могут быть с разным числом заходов.

Кроме указанного, резьбы характеризуются следующими параметрами (рис.2.2.).

Рис. 2.2 . Параметры резьбы.

Диаметрами:

- d (D) – наружным (в скобках для гайки);
- d_1 (D_1) – внутренним;
- d_2 (D_2) – средним;
- P - шагом; шаг – расстояние между одноименными точками профиля резьбы.

Если резьба многозаходная, вместо шага для характеристики резьбы используется ход H

$$H = P \times z$$

где z – число заходов резьбы.

Если развернуть поверхность с нанесенной на неё винтовой линией на плоскость, то получим наклонную плоскость, которую раньше наворачнули на эту поверхность. Таким образом, развёртка одного витка винтовой линии на плоскость даст треугольник (рис. 2.3). В этом треугольнике угол подъема винтовой линии φ определяется из выражения

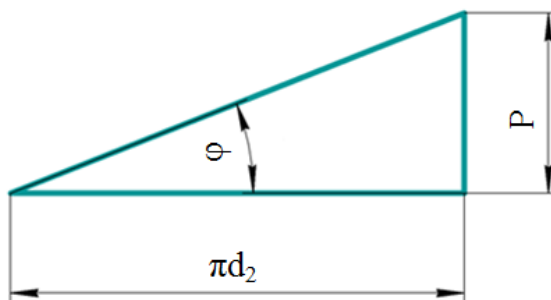


Рис.2.3. Развертка винтовой линии на плоскость

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P}{\pi d_2}$$

Это еще один параметр, характеризующий резьбу.

Параметры резьб стандартизированы для всех резьб, кроме прямоугольной. Для прямоугольной резьбы все геометрические параметры определяются инженером.

При использовании резьбы за один оборот гайки винт, не вращаясь, переместится на один шаг вдоль своей оси. Возможно и наоборот: винт вращается, делает один оборот, а гайка, не вращаясь, смещается на один шаг. Таким образом, систему винт – гайка можно использовать для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. Для этого используются ходовые резьбы.

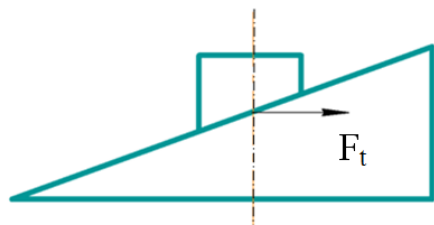
Основная крепежная резьба в РФ – метрическая.

2.2.2. Модель резьбового соединения.

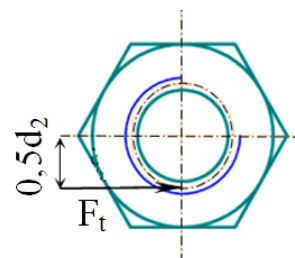
Итак, резьба это винтовая линия на поверхности вращения, по которой движется плоский контур, определяющий её профиль. Развертка резьбы винта на плоскость даёт треугольник. Поэтому естественно в качестве модели

резьбы винта предложить треугольник, а в качестве модели гайки – ползун, который движется по этой наклонной плоскости, т.е. по резьбе (рис 2.4).

При затяжке гайки она вращается **окружной силой** F_t , приложенной по среднему диаметру резьбы (рис.2.5). При этом ползун (гайка) поднимается по наклонной плоскости. Если гайка отпускается - ползун спускается вниз. Так как гайка вращается, то на модели усилие F_t должно быть приложено к ползуну (см. рис 2.4) в соответствующую сторону.



2.4. Модель резьбового соединения.



2.5 Окружное усилие, действующее на гайку.

2.2.3. Силовые соотношения в резьбе: силы при затяжке резьбового соединения витки резьбы гайки давят на витки резьбы винта. Если бы гайка была неподвижна, то усилие взаимодействия Q винта и гайки было бы направлено по их общей нормали $n-n$. Но гайка при затяжке движется - вращается и поэтому усилие взаимодействия Q отклоняется от общей нормали $n-n$ в сторону движения на угол трения ρ (рис.2.6).

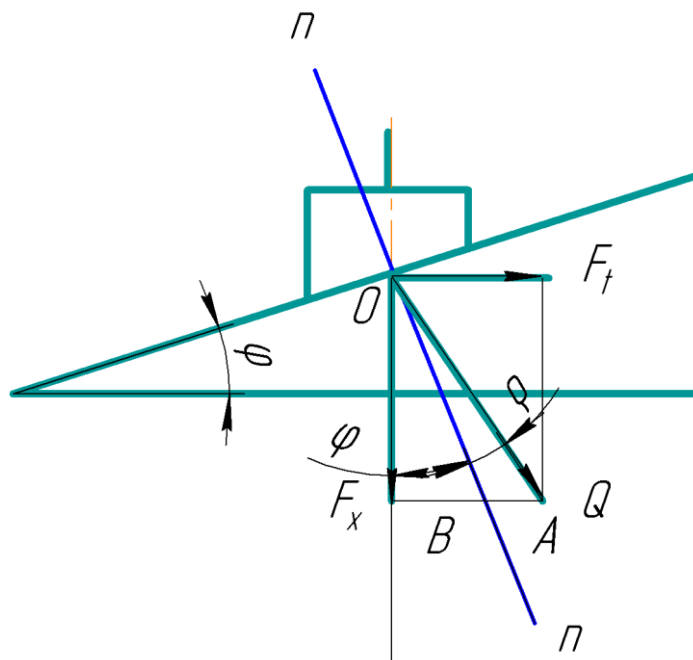


Рис.2.6. Силовые соотношения в резьбе: силы.

Из треугольника OAB получаем, что

$$F_t = F_x \operatorname{tg}(\varphi + \rho).$$

То есть, для того, чтобы получить **усилие затяжки** или **осевое усилие**

F_x , нужно гайку вращать **окружным усилием** F_t .

Предположим, что угол подъёма φ равен нулю, т.е. $\varphi = 0$, тогда

$$F_t = F_x \times \operatorname{tg} \rho = F_x \times f = F_{\text{тр}}$$

так как $\operatorname{tg} \rho = f$, где f – коэффициент трения между витками резьбы винта и гайки.

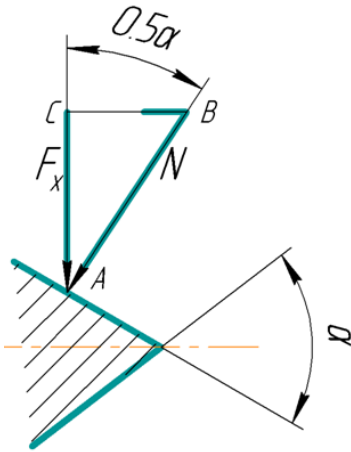


Рис.2.7. Определение силы трения.

То есть составляющая, определяемая углом трения ρ , это сила трения между витками резьбы винта и гайки.

Но сила трения – это произведение нормального давления на коэффициент трения. Если рабочая грань резьбы не перпендикулярна создающему трение усилию затяжки F_x (рис.2.7), то сила трения

$$F_{\text{тр}} = N \times f.$$

Из треугольника ABC (см.рис.2.7)
$$N = \frac{F_x}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

и тогда
$$\frac{F_x}{\cos \frac{\alpha}{2}} \times f = F_x \times \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_x \times f',$$

а так как $f' = \operatorname{tg} \rho'$, то получаем для общего случая

$$F_t = F_x \operatorname{tg} (\varphi + \rho'),$$

где ρ' - приведенный угол трения.

Обратите внимание, в это выражение входят величины, учитывающие подъём резьбы φ и трение в резьбе - ρ' . Поэтому величина усилия, необходимого для вращения гайки, зависит от двух параметров: подъема резьбы и трения между витками резьбы винта и гайки. Поэтому, говоря о резьбе, нужно говорить о сопротивлении в резьбе, а не о трении в ней.

2.2.4. Силовые соотношения в резьбе: моменты

Для затяжки резьбового соединения нужно вращать гайку. Это делает рабочий с помощью, чаще всего, рожкового ключа. Ключом он создаёт **момент затяжки** $T_{\text{зат}}$ (рис.2.8). Момент затяжки

$$T_{\text{зат}} = P_{\text{раб}} \times L_{\text{кл}}$$

С помощью этого момента рабочий преодолевает сопротивления в резьбе T_p и на опорной поверхности гайки $T_{\text{оп}}$. Опорная поверхность это та, которой гайка прижимается к соединяемой детали. Таким образом

$$T_{\text{зат}} = T_p + T_{\text{оп}}.$$

Поскольку усилие для движения гайки приложено на среднем диаметре резьбы, момент сопротивления в резьбе равен

$$T_p = F_t \times \frac{d}{2} = F_x \times \frac{d}{2} \times \operatorname{tg} (\varphi + \rho').$$

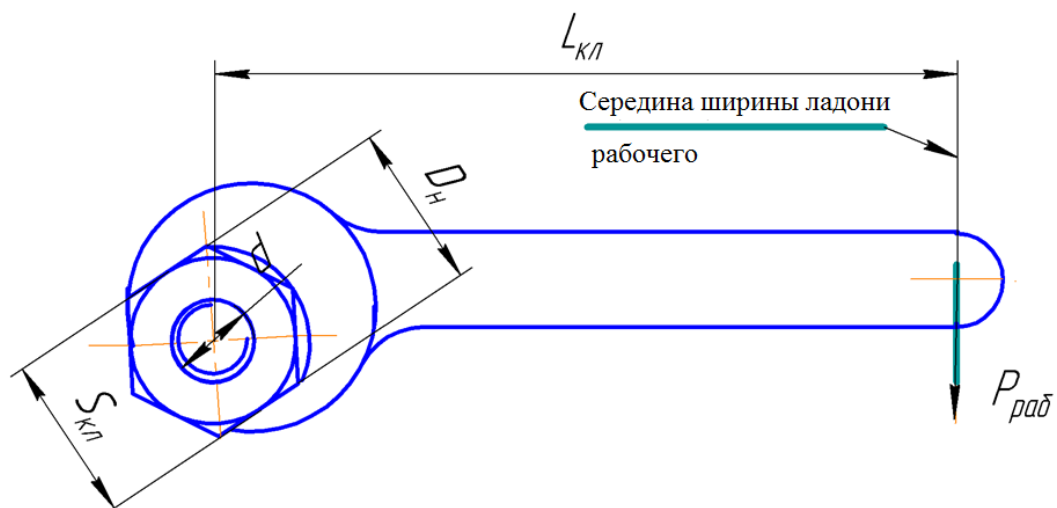


Рис 2.8. Затяжка соединения рожковым ключом.

Момент трения на опорной поверхности $T_{оп}$ определяется трением на опорной поверхности гайки. Существует два способа его определения: точный и приближенный.

Силы трения на опорной поверхности гайки появляются вследствие прижатия её к детали усилием затяжки F_x . Опорная поверхность гайки – кольцо с наружным диаметром D_n , равным размеру под ключ $S_{кл}$ и внутренним d , равным номинальному диаметру резьбы (см. рис.2.8). Тогда удельное давление на поверхности контакта (предполагаем, что силы трения равномерно распределены по поверхности контакта)

$$p = \frac{F_x}{A_{он}} = \frac{4F_x}{\pi} (D_n^2 - d^2). \quad (1)$$

Точный способ.

Возьмём элементарное кольцо радиусом r и шириной dr (рис.2.9).

Площадь такого кольца $dA = 2\pi r dr$.

Сила трения на элементарном кольце $dF_{тр} = 2\pi r dr \times p \times f$.

Опорный момент элементарной силы трения $dT_{оп} = dF_{тр} \times r = 2\pi r dr p f \times r$.

Для интегрирования заменяем фиксированное значение r на текущее переменное ρ , которое может изменяться в пределах от $d/2$ до $D_n/2$ (см.рис.2.9). Таким образом получаем

$$T_{оп} = \int_{d/2}^{D_n/2} 2\pi \rho f \rho^2 d\rho = 2\pi p f \int_{d/2}^{D_n/2} \rho^2 d\rho = 2\pi p f \frac{\rho^3}{3} \left(\frac{D_n}{2} \right)$$

Подставляя в это выражение значение p из формулы (1), и, заменяя p его возможными нижним и верхним значениями, получим окончательно для опорного момента

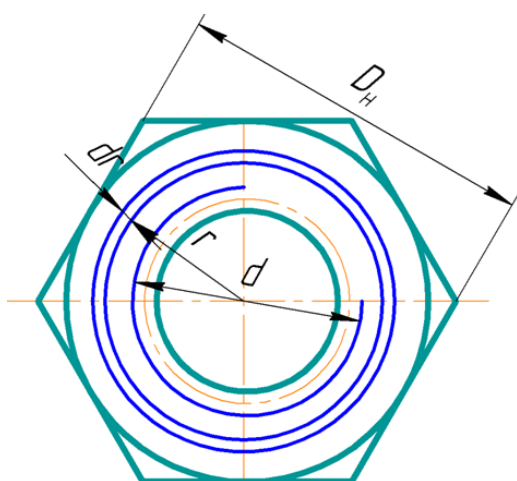


Рис.2.9. Определение момента сил трения на опорной поверхности гайки.

$$T_{\text{оп}} = \frac{1}{3} F_x f \frac{D_H^3 - d^3}{D_H^2 - d^2} \quad (2)$$

Приближенный способ.

Предположим, что силы трения приложены на среднем диаметре опорной поверхности гайки (рис.2.10). Величина этих сил $F_{\text{тр}} = F_x \times f$.

Тогда момент сил трения

$$T_{\text{оп}} = F_x \times f \times \frac{d_{\text{ср}}}{2}, \quad (3)$$

$$\text{где } d_{\text{ср}} = \frac{D_H + d}{2}.$$

По сравнению с формулой (2) формула (3) даёт небольшую погрешность. Но для технических расчетов точность вычислений вполне достаточна.

2.2.5. Самоторможение резьбовых соединений.

Рис.2.10. Приближенный метод определения $T_{\text{оп}}$.

Самоторможение резьбовых соединений проявляется в том, что затянутая гайка самопроизвольно не отпускается (т.е. не откручивается). Для того чтобы её открутить нужно приложить усилие F_t . Если резьба самотормозящаяся, то необходимо чтобы $F_t > 0$.

Применительно к модели резьбового соединения всё это означает, что для того, чтобы ползун, который моделирует гайку, сползал вниз по наклонной плоскости, к нему нужно приложить окружное усилие $F_t > 0$. Так как соединение затянуто, на его детали действует вертикальное усилие F_x (рис.2.11).

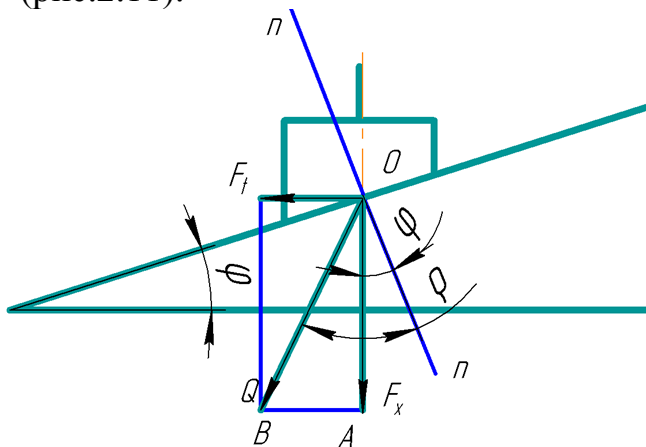


Рис.2.11. Самоторможение резьбовых соединений.

. Усилием $F_t > 0$ заставляем гайку двигаться. Тогда равнодействующая витков винта и гайки относительно нормали $n - n$ смещается в сторону движения на угол трения ρ . Из треугольника ABO получаем, что

$$F_t = F_x \tan(\rho - \phi) > 0.$$

Так как F_x всегда положительно, это неравенство будет выполняться при условии, что $\tan(\rho - \phi) > 0$. Таким образом, условие самоторможения $\rho > \phi$.

Для метрических резьб $\varphi \approx 2.5^\circ$. Обычно винт и гайка стальные, поэтому коэффициент трения между ними $f \approx 0.1$, что соответствует углу трения $\rho \approx 5.7^\circ$ (угол трения здесь приводить не нужно). Как видно из этих значений условие самоторможения для метрической резьбы выполняется.

Приведенную разницу между углами можно ещё увеличить, если применить резьбу с мелким шагом. Это уменьшит угол подъема резьбы (см. рис.2.3) и усилит эффект самоторможения. Именно с этой целью применяются резьбы с уменьшенными шагами в машиностроении.

2.2.6. Коэффициент полезного действия винтовой пары.

Коэффициент полезного действия это отношение полезной работы $A_{\text{пол}}$

к затраченной $A_{\text{затр}}$

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{затр}}}.$$

При затягивании гайки на один оборот полезная работа заключается в том, что усилие затяжки переместилось на шаг P , т.е.

$$A_{\text{пол}} = F_x \times P = F_x \times \pi d_2 \times \operatorname{tg} \varphi$$

Затраченная работа - это работа, которую проделал рабочий, вращая гайку, т. е.

$$A_{\text{затр}} = F_t \times \pi d_2 = F_x \times \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \times \pi d_2.$$

Таким образом, к.п.д. винтовой пары

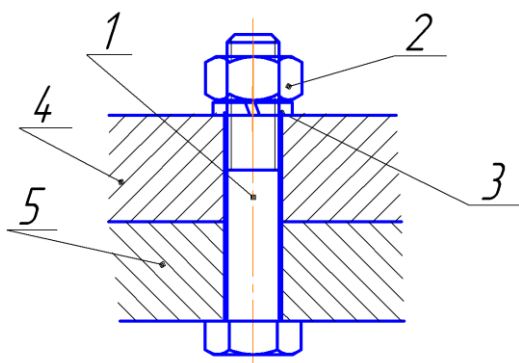
$$\eta = \frac{F_x \times \pi d_2 \times \operatorname{tg} \varphi}{F_x \times \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \times \pi d_2} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho')}.$$

Обратите внимание, в знаменателе этого выражения учитываются только подъем на шаг резьбы и трение в резьбе. Для того, чтобы учесть потери на торце гайки при её завинчивании, нужно увеличить знаменатель, ввести в него потери на трение на торце гайки. Поэтому к.п.д. винтовой пары всегда выше, чем к.п.д. соединения.

2.2.7. Классификация резьбовых соединений

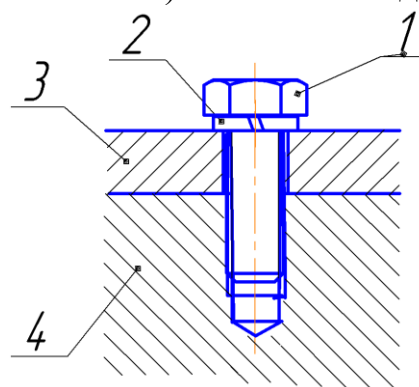
1. По конструкции различают:

а) болтовые соединения:



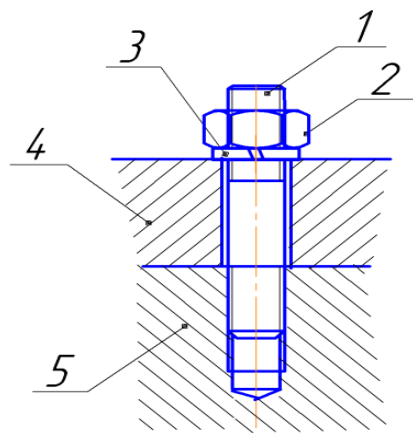
- 1- болт;
- 2 – гайка;
- 3 - шайба пружинная;
- 4,5 - соединяемые детали;

б) винтовые соединения:

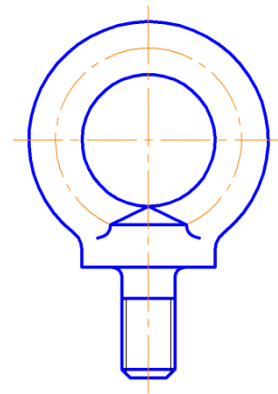


- 1- винт;
- 2 – шайба пружинная;
- 3,4 – соединяемые детали;

в) соединения шпильками:



г) соединения специальными резьбовыми деталями.



1 – шпилька; 2 – гайка;
3 – шайба пружинная;
4,5 – соединяемые детали.

Например, рым – болт.

Рис.2.12. Конструктивные разновидности резьбовых соединений.

Болтовые соединения (см рис.2.12.а) применяются тогда, когда толщина соединяемых деталей примерно одинаковая.

Если одна из деталей значительно толще другой или нужно прикрепить какую-нибудь деталь к массивному корпусу, то применяют винтовые соединения (см.рис.2.12.б).

Если деталь, прикрепляемую к корпусу, нужно часто снимать, то применяют соединения шпильками. Особенно в тех случаях, когда корпус выполнен из цветного металла или чугуна (см.рис.2.12.в).

Для транспортировки тяжелых изделий в них вкручиваются рым – болты (см.рис.2.12.г), в отверстие которых затем продергивается канат.

Возможны и другие конструктивные разновидности.

2. По числу болтов в соединении различают одноболтовые и многоболтовые соединения.

3. По способу сборки выделяют напряженные и ненапряженные соединения.

Напряженные это такие соединения, в элементах которых ещё до приложения внешней (полезной) нагрузки уже созданы какие-то напряжения в результате предварительной затяжки. При создании предварительной затяжки детали прижимаются друг к другу и на стыке их возникают силы трения. То есть, это такие соединения, в которых неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения между ними.

Ненапряженные - это соединения, которые не нуждаются в предварительной затяжке. Неподвижность соединяемых деталей в этом случае обеспечивается прочностью стержня болта. Такие соединения не затягиваются, а лишь подтягиваются, чтобы соединяемые детали не разъединялись.

4. По характеру передаваемой нагрузки резьбовые соединения могут быть предназначены для восприятия постоянной - статической или переменной - динамической нагрузки.

2.2.8. Стандартизация элементов резьбовых соединений.

Стандартизованы не только резьбы, но и детали, образующие резьбовые соединения: болты, винты, гайки, шайбы.

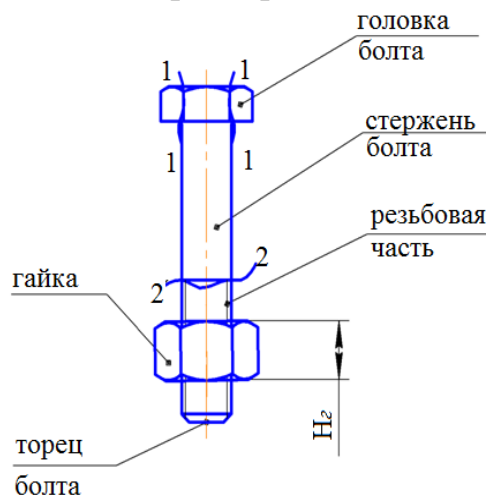


Рис.2.13. Элементы болта.

Стандартизованы также элементы деталей: головки болтов могут быть шестигранные, круглые, квадратные, с внутренним шестигранником и др.; торцы болтов могут быть: плоские, полукруглые, конические, плоские с конической фаской и др.; стержни болтов могут быть нормальными, с цилиндрическим или квадратным подголовником.

При затяжке болта его головка может срезаться по сечению 1-1, а в стержне (сечение 2-2) возникают напряжения растяжения и кручения с.2.13).

Размеры болтов подобраны так, чтобы обеспечить равнопрочность стержня и головки болта.

Исследованиями Н.Е. Жуковского установлено, что осевая нагрузка на резьбовое соединение распределяется по виткам резьбы гайки неравномерно. Как видно из рисунка 2.14 наиболее нагружен (до 34% осевой нагрузки) первый виток резьбы гайки. Но уже на шестом витке не более 7% осевой нагрузки. Поэтому делать гайки с большим числом витков нецелесообразно. Обычно высота стандартной гайки нормальной $H_r \approx 0.8d$.

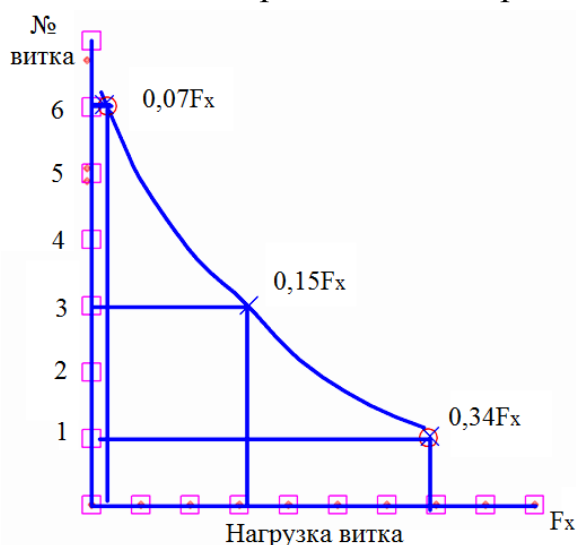


Рис.2.14. Нагрузка на витки гайки.

Стандартом предусмотрены также: низкие гайки с высотой

$H_r \approx (0.5...0.6)d$, высокие гайки с высотой $H_r \approx 1.2d$ и особо высокие $H_r \approx 1.8d$.

Поскольку при стандартизации обеспечивается равнопрочность деталей, нет смысла при проектировании соединений вести их расчет по всем возможным видам деформаций. Достаточно просчитать один какой-нибудь элемент по одной из возможных деформаций. Проще всего это сделать, определяя диаметр стержня болта.

Размеры остальных элементов соединения принимаются по соответствующим стандартам по полученному внутреннему диаметру резьбы.

2.2.9. Напряжения, возникающие в стержне болта при его затяжке.

В процессе затяжки резьбового соединения возникает осевая сила, сжимающая детали. Реакция деталей на это сжатие растягивает стержень болта. При этом витки резьбы гайки прижимаются к виткам резьбы болта на участке, где они контактируют (говорят - на длине свинчивания). Раз есть прижатие (нормальное давление одной поверхности на другую), значит, при движении появляются силы трения. При вращении гайки в процессе затяжки, возникает момент этих сил трения, который увлекает за собой стержень болта. Таким образом, **стержень болта** не только **растягивается** во время затяжки соединения, но и **скручивается моментом** сил сопротивления движению в резьбе. Болты всегда изготавливаются из пластичных материалов. В соответствии с четвертой теорией прочности суммарное напряжение в этом случае

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2},$$

где: напряжения растяжения $\sigma_p = \frac{4F_x}{\pi d_1^2};$

напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_\rho} = \frac{F_x \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{\frac{\pi d_1^3}{16}}.$$

Поэтому получаем после подстановки и преобразований

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4F_x}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{8F_x d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{\pi d_1^3}\right)^2} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 3\left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{d_1}\right)^2} = \sigma_p K$$

где $K = \sqrt{1 + 3\left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{d_1}\right)^2}$ - коэффициент, учитывающий допол-

нительные напряжения от кручения. Как видно из выражения, он зависит от геометрической формы резьбы (в выражение входят d_1 , d_2 , φ) и, в некоторой степени, от материала деталей (в выражение входит ρ'). Например, для метрической резьбы $K=1.25...1.35$.

Таким образом, при затяжке соединения напряжения в стержне

$$\sigma = \sigma_p K.$$

Значит напряженные (т.е. предварительно затянутые) соединения всегда рассчитываются на растяжение с учётом кручения.

2.2.10. Алгоритм расчета одиночных резьбовых соединений при постоянной нагрузке.

1. Анализ конструкции с целью установить напряженное или ненапряженное это соединение (т.е. нужна предварительная затяжка или нет). Вспомним: соединение работоспособно, пока его элементы неподвижны, нарушение зазора – отказ, т.к. детали сдвинулись.

Если пришли к выводу, что **соединение напряженное**.

2. Составить уравнение, связывающее условие работоспособности соединяемых деталей и усилие предварительной затяжки соединения (т.е. усилие прижатия одной детали к другой). Из этого уравнения найти требуемое усилие предварительной затяжки F_{x0} .

3. Выбрать материал и определить допускаемое напряжение.

4. Определить расчетный минимально возможный внутренний диаметр резьбы болта d'_1

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x K}{\pi [\sigma]}}$$

5. По стандарту на резьбу принятого профиля найти ту резьбу, у которой внутренний диаметр d_1 ближайший больший к полученному расчетному d'_1 .

Это и будет искомый результат.

Если пришли к выводу о том, что проектируемое **соединение ненапряженное**.

2. Составить условие прочности, при котором обеспечивается неподвижность соединяемых деталей.

3. Выбрать материал и определить допускаемые напряжения для принятого условия прочности.

4. Из уравнения прочности определить расчетный диаметр стержня болта d'_c , если условие неподвижности соединяемых деталей - прочность стержня при срезе; внутренний диаметр резьбы d'_1 , если условие неподвижности соединяемых деталей - прочность стержня при растяжении.

5. Если определялся диаметр стержня d'_c , то необходимо принять его величину d_c ближайшей большей целой к полученному значению d'_c и после этого проверить его и соединяемые детали на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_x}{d_c \delta} \leq [\sigma]_{см},$$

где δ – минимальная толщина одной из соединяемых деталей.

Номинальный (или наружный) диаметр резьбы d в этом случае принимается

$$d = d_c - (1 \dots 2) \text{ мм}$$

в соответствии со стандартом на резьбу.

Если производился расчет на растяжение, то определяется расчетный внутренний диаметр резьбы болта (обратите внимание, кручение в этом случае не учитывается)

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x}{\pi \sigma_{\text{р}}}}$$

а затем принимается по соответствующему стандарту такая резьба, у которой внутренний диаметр ближайший больший к полученному.

2.2.11. Расчет групповых резьбовых соединений.

Из анализа нагруженности болтов определяется наиболее нагруженный.

Для него ведётся расчет как для одиночного болта. Размеры остальных болтов соединения принимаются такими же. Количество болтов задаётся конструкцией. Иногда поступают наоборот: задаются диаметром болта, а количество болтов определяют из расчета.

2.2.12. Определение допускаемых напряжений при расчётах на статическую прочность резьбовых соединений.

Поскольку болты изготавливают из пластичных материалов, допускаемое напряжение определяется по выражению

$$\sigma_{\text{р}} \leq \frac{\sigma_{\text{Т}}}{S}$$

Предел текучести $\sigma_{\text{Т}}$ определяется по справочнику, в зависимости от материала.

Коэффициент запаса S назначается в следующих пределах:

-при катастрофических последствиях возможного отказа резьбового соединения - по нормативам специальных организаций;

-для ненапряженных соединений $S=1.5 \dots 3$;

-для напряженных соединений при неконтролируемой затяжке (при сборке не контролируется момент затяжки):

- $S=4 \dots 6$ для болтов диаметром до 16 мм и $S=1.5 \dots 4$ для болтов диаметром 16мм и больше. Такое разделение введено потому, что болты малого диаметра легко перегрузить уже при затяжке стандартным ключом;

-для напряженных соединений при контролируемой затяжке $S=1.5 \dots 2.5$.

При необходимости расчётов на срез

$$\sigma_{\text{ср}} \approx (0.2 \dots 0.4) \sigma_{\text{Т}} \approx (0.6 \dots 0.8) \sigma_{\text{р}}$$

При необходимости расчёта на смятие стальных болтов и деталей

$$\sigma_{\text{см}} \approx 0.8 \sigma_{\text{Т}},$$

для чугунных деталей

$$\sigma_{\text{см}} \approx 0.4 \sigma_{\text{вр}},$$

для бетона $\sigma_{см} \approx 1 \dots 2 \text{ МПа}$,
 для дерева $\sigma_{см} \approx 2 \dots 4 \text{ МПа}$.

2.2.13. Влияние эксцентриситетности нагрузки на напряженное состояние стержня болта.

Эксцентричное нагружение получается в случаях применения болтов с Г-образной (рис.2.15) или частично срезанной головкой (рис. 2.16), или при непараллельных опорных поверхностях соединяемых деталей, образующих угол γ (рис.2.17).

Все эти соединения предварительно затягиваются усилием F_x , так как везде болты установлены с зазором. Особенность соединений в том, что нагрузка (реакция соединяемых деталей на их сжатие при затяжке соединения) смещена относительно оси стержня болта и поэтому её необходимо перенести на эту ось. Перенос, выполняется по правилам теоретической механики: в точке переноса проводим линию, параллельную переносимому

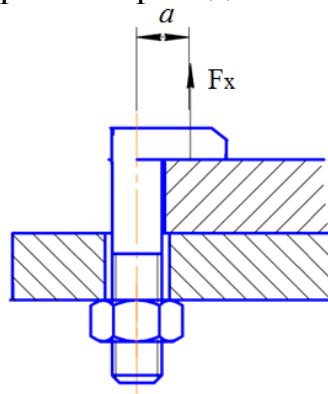


Рис.2.15. Болт с Г-образной головкой.

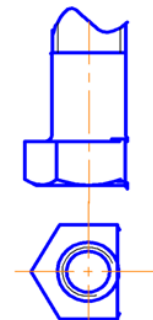


Рис.2.16. Болт с частично срезанной головкой.

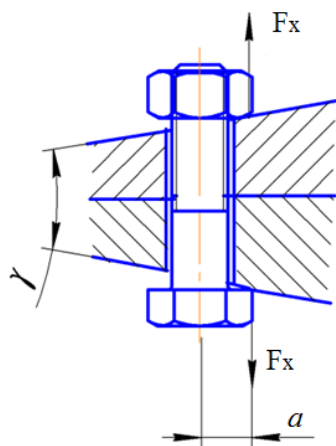


Рис.2.17. Непараллельность опорных поверхностей.

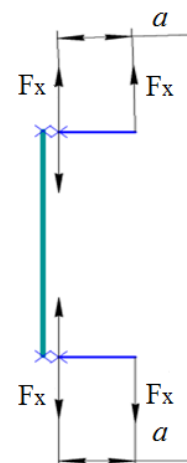


Рис.2.18. Анализ нагруженности стержня болта.

вектору (на рис.2.18 для упрощения рисунка она смещена), а затем в этой точке прикладываем две силы, направленные в противоположные сто-

роны по проведенной линии. Изменений в загрузенности стержня нет, но этот приём позволяет проанализировать нагружение стержня болта. В результате получаем, что стержень болта изгибается вследствие действия моментов $M = F_x \alpha$ и растягивается силами F_x . То есть в сечениях стержня болта действуют одновременно напряжения от деформаций растяжения и изгиба. Кроме того, при затяжке соединения стержень болта скручивается. Суммарные напряжения в поперечном сечении стержня болта

$$\sigma = \sigma_p K \pm \sigma_{изг}.$$

Здесь: напряжения растяжения $\sigma_p = \frac{4F_x}{\pi d_1^2};$

напряжения изгиба $\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{32F_x \alpha}{\pi d_1^3}.$

Суммарные напряжения $\sigma_{max} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} K + \frac{32F_x \alpha}{\pi d_1^3} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} (K + 8 \frac{\alpha}{d_1}) \approx 9\sigma_p.$

Полученное выражение справедливо для случаев, приведенных на рисунках 2.15, 2.16. Расчёт соединения в случае непараллельности опорных поверхностей (см. рис. 2.17) проводят с учётом деформации, допускаемой углом γ . Здесь этот расчет не приводится. Но во всех случаях, очевидно, что **эксцентричное нагружение может значительно повысить напряжения в стержне болта, т.е. снизить его прочность.** Появляется такое нагружение в том случае, если опорные поверхности головки болта и гайки непараллельны или несимметричны. Поэтому **необходимо** принимать меры, устраняющие такое нагружение: либо обрабатывать так, чтобы стали параллельными опорные поверхности, либо **подкладывать под гайку косую шайбу**, либо менять конструкцию соединения.

2.2.16. Расчёт резьбовых соединений, нагруженных центральной отрывающей силой.

Такие соединения до приложения внешней полезной нагрузки затягиваются. После приложения внешней полезной нагрузки появляется дополнительное усилие, стремящееся оторвать один элемент соединения от другого. Например, крышку цилиндра от цилиндра (рис. 2.19.а) отрывает давление жидкости, поданной в цилиндр, а подшипник от основания, на котором он закреплён (рис. 2.19.б), отрывает вертикальная составляющая Q_v натяжения каната. Её довольно легко обнаружить, если перенести натяжение каната на ось вращения барабана и затем разложить его на вертикальную Q_v и горизонтальную $Q_{г}$ составляющие.

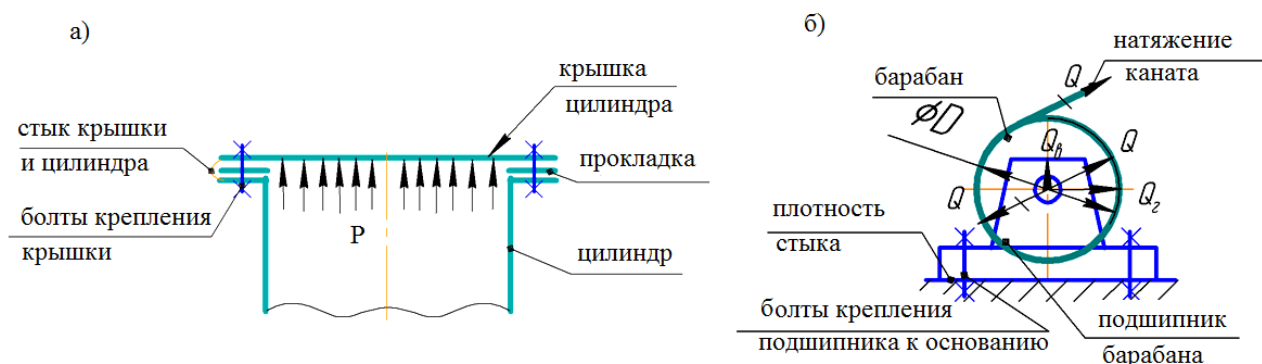


Рис.2.19. Ситуации, приводящие к нагружению болтов центральной отрывающей силой: а) крепление крышки цилиндра; б) крепление подшипников барабана.

В обоих приведенных примерах соединение будет работоспособно только в том случае, если на поверхности стыка соединяемых деталей останется какое-то давление. Если этого остаточного давления не будет, то из под крышки цилиндра будет утечка жидкости, а подшипник при малейшем изменении горизонтальной составляющей Q_{Γ} будет перемещаться относительно основания. Таким образом, условие работоспособности соединений такого типа – остаточное давление на поверхности стыка элементов, т.е. $F_x > 0$.

Для этого, соединение предварительно затягивается усилием F_{x0} . В результате этой затяжки болт удлиняется на Δl_b , а детали сжимаются на Δl_d (если есть прокладка, то сжата прокладка). Болт сжимает детали усилием F_{x0} , а детали давят на болт тоже усилием F_{x0} .

Нагрузим соединение полезной внешней нагрузкой P . Под действием этой нагрузки болт дополнительно удлинится на δ_b , а деформация деталей уменьшится на δ_d . Пока материалы элементов соединения работают в пределах упругости, стык не должен раскрыться, т.е. $\delta_b = \delta_d$. Так как после приложения внешней полезной нагрузки деформация сжатых деталей уменьшилась (болт ведь дополнительно удлинился на δ_b), действие их на болт тоже должно стать меньше потому, что упругие деформации пропорциональны нагрузке

$$F_x < F_{x0} + P$$

Обозначим χ – коэффициент внешней нагрузки. Он показывает долю внешней нагрузки, которая в соединении приходится на болт. Теперь дополнительная нагрузка на болт χP , а на детали – $(1 - \chi)P$.

Если податливость болта λ_b , а деталей – λ_d , то дополнительная деформация болта $\delta_b = \lambda_b \chi P$, а деталей $\delta_d = \lambda_d (1 - \chi)P$. Так как стык не раскрылся, то $\lambda_b \chi P = \lambda_d (1 - \chi)P$. Отсюда

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}.$$

Из этого выражения следует: чем больше λ_b и чем меньше λ_d , тем меньше доля внешней нагрузки, приходящаяся на болт.

Податливости болта и соединяемых деталей определяются на основании выражений

$$\lambda_b = \frac{\ell_b}{E_b A_b} \quad \text{и} \quad \lambda_d = \frac{b_d}{E_d A_d}$$

здесь $\ell_b \approx b_d$ - длина болта и суммарная толщина соединяемых деталей и прокладок, E_i - модули упругости болта и соединяемых деталей, A_i - площади поперечного сечения болта и, с рядом поправок, соединяемых деталей.

Для приближенных расчётов можно принимать:

- при соединении стальных деталей без прокладок $\chi = 0.2 \dots 0.3$;
- при наличии прокладок $\chi = 0.4 \dots 0.5$, податливостью деталей в этом случае можно пренебречь.

Расчетная нагрузка на болт

$$F_x = F_{x0} + \chi P.$$

Остаточное давление в стыке после приложения внешней полезной нагрузки

$$F_x = F_{x0} - (1 - \chi)P.$$

По условию работоспособности соединения

$$F_{x0} - (1 - \chi)P > 0.$$

Поэтому

$$F_{x0} \geq (1 - \chi)P.$$

Обычно предварительную затяжку выполняют с запасом

$$F_{x0} = \beta (1 - \chi)P$$

где $\beta = 1.3 \dots 1.5$ при постоянной нагрузке;

$\beta = 1.5 \dots 5$ при переменной нагрузке.

Зная нагрузку на болт, определяем расчетный внутренний диаметр резьбы болта

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4(F_{x0} K + \chi P)}{\pi [\sigma]}}$$

а затем, по соответствующему стандарту, по d'_1 подбираем резьбу.

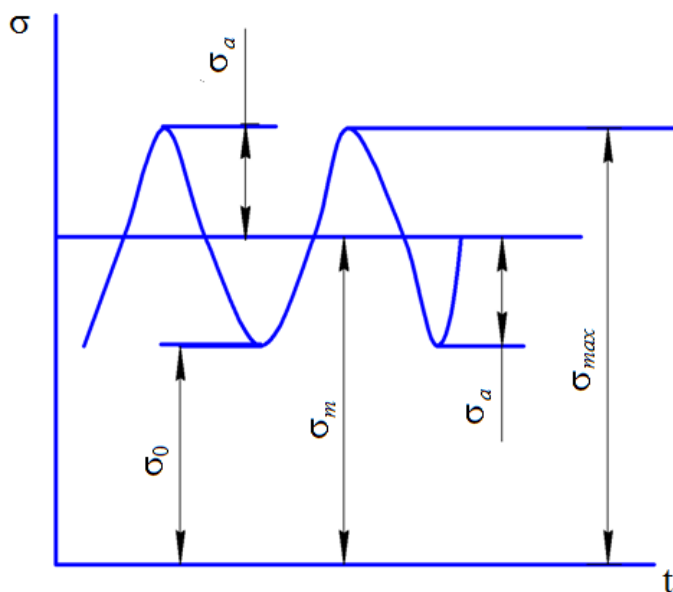


Рис.2.20. Напряжения в стержне болта при переменном нагружении.

2.2.17. Расчёт резьбовых соединений при переменной нагрузке.

При действии переменных нагрузок резьбовые соединения обязательно выполняют с предварительной затяжкой и рассчитывают на усталость. При сборке такого соединения в результате предварительной затяжки в стержне болта возникают напряжения (рис.2.20)

$$\sigma_0 = \frac{F_{x0}}{A_1}.$$

При действии переменной нагрузки P появляются амплитудные напряжения

$$\sigma_a = \frac{\chi P}{2A_1}.$$

Тогда средние напряжения

$$\sigma_m = \sigma_0 + \sigma_a,$$

а максимальные напряжения

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a.$$

Расчет носит проверочный характер. Определяются коэффициенты запаса прочности по амплитудным значениям напряжений и по максимальным.

Коэффициент запаса прочности по амплитудным значениям напряжений

$$S_a = \frac{\varepsilon \sigma_{-1p}}{K \sigma_a} \geq 1.$$

где S_a - действительный коэффициент запаса прочности по амплитудным значениям напряжений;

$1 \dots 4$ - допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитудным значениям напряжений;

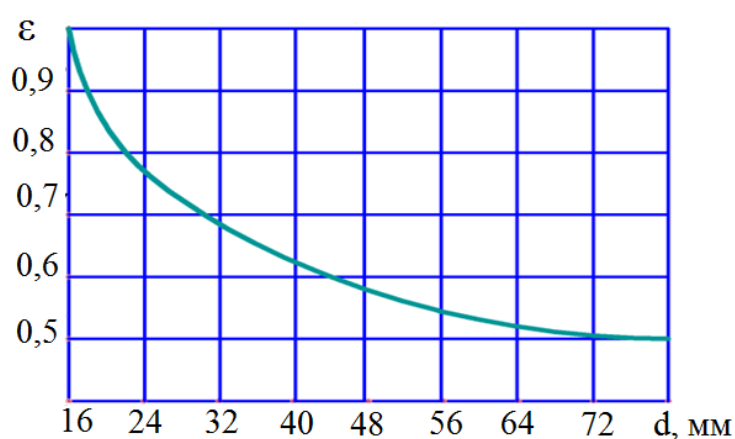


Рис.2.21. Масштабный коэффициент.

σ_{-1p} - предел выносливости материала болта при растяжении при симметричном цикле напряжений; обычно принимают $\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_b$, а значение предела прочности σ_b принимают по таблице для выбранного материала; ε - масштабный коэффициент; характеризует влияние размера стержня

болта на величину предела выносливости. Значения этого коэффициента для болтов представлены в виде графика на рис.2.21.

$K_{\sigma} = 4 \dots 6$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений для болтов из углеродистой стали с метрической резьбой при неконтролируемой затяжке;

$K_{\sigma} = 1.5 \dots 2.5$ при контролируемой затяжке.

Коэффициент запаса по пределу текучести материала определяют по формуле $S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} \geq [S]$,

где σ_T – предел текучести материала болта, принимается по соответствующему стандарту;

$[S] = 1.25 \dots 2$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по пределу текучести.

Примеры расчётов:

2.2.18. Пример III.

Определить диаметр болта в соединении, приведенном на рис. 2.22.

Действуем в соответствии с алгоритмом.

1. Анализ конструкции с целью установить напряженное это соединение или нет.

Болт установлен с зазором. Чтобы этот зазор не нарушился после приложения внешней сдвигающей нагрузки, до этого нужно прижать детали одну к другой так, чтобы сдвигающее усилие P было меньше, чем действующие на стыке деталей силы трения $F_{тр}$. Поэтому это соединение требует предварительной затяжки и, следовательно, это напряженное соединение.

2. Составить уравнение, связывающее условие работоспособности соединяемых деталей и усилие предварительной затяжки соединения.

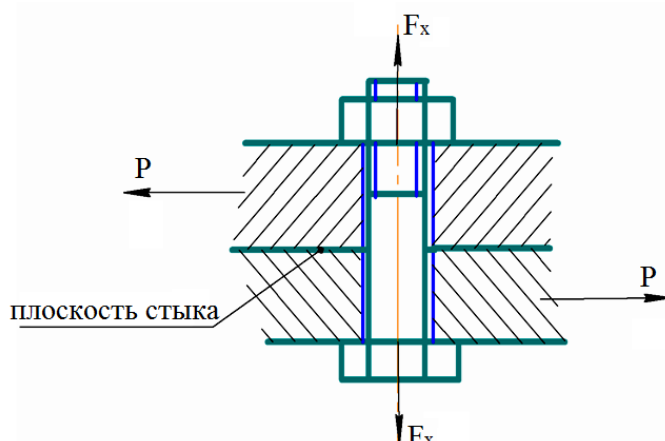


Рис.2.22. К примеру III.

Детали неподвижны, если $F_{тр} > P$. Но силы трения $F_{тр}$ это произведение нормального давления N на коэффициент трения f . В качестве нормального давления здесь действует усилие затяжки (оно перпендикулярно плоскости стыка деталей). Поэтому $F_{тр} = F_x f \geq P$ это и есть уравнение, связывающее усилие предварительной затяжки F_x и сдвига-

ющее усилие P . Отсюда $F_x = \frac{P}{f}$.

3. Поскольку материалы и условия работы соединения в примере не конкретизированы, пропускаем третий шаг алгоритма.

4. Минимальный расчетный внутренний диаметр резьбы болта

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x K}{\pi [\sigma]}}$$

где K – коэффициент учитывающий дополнительные напряжения от кручения.

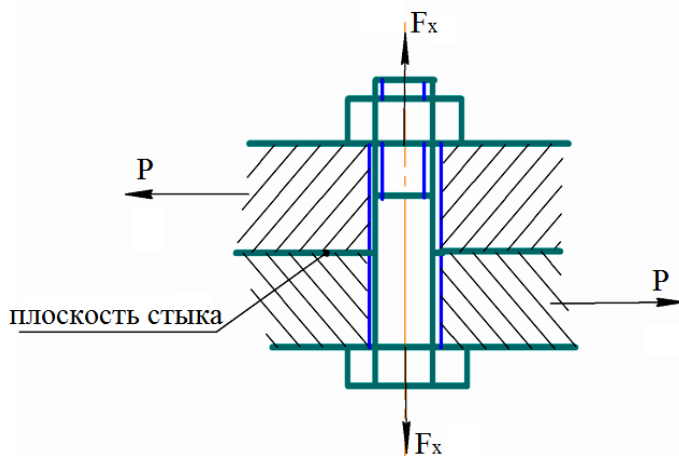
5. Теперь по стандарту по полученному внутреннему диаметру резьбы находим её требуемый номинальный диаметр.

2.2.12. Пример П2.

Определить диаметр болта в соединении, приведенном на рис.2.23.

1. Анализ конструкции с целью установить напряжено это соединение или нет.

Болт поставлен без зазора. Соединяемым деталям мешает сдвинуться



стержень болта. Если бы его прочность была недостаточной, детали сместились бы, перерезав стержень. Очевидно, что в этой ситуации предварительная затяжка нужна лишь для того, чтобы удержать две пластины вместе. Это не затяжка, а скорее подтягивание деталей друг к другу. Следовательно,

Рис.2.23. К примеру П2.

это ненапряженное резьбовое соединение. Неподвижность

соединяемых деталей обеспечивается прочностью стержня на срез по плоскости стыка деталей.

2. Уравнение прочности при срезе

$$\tau_{ср} = \frac{P}{A} \leq [\tau]_{ср}$$

3. Поскольку материалы и условия работы соединения в примере не конкретизированы, пропускаем третий шаг алгоритма.

4. Находим из уравнения прочности d'_c . Так как $A = \frac{\pi d_c^2}{4}$,

$$d'_c = \sqrt{\frac{4P}{\pi [\tau]_{ср}}}$$

Обратите внимание, здесь d'_c – диаметр стержня болта, а не его резьбовой части d .

5. Необходимо принять величину d_c ближайшей большей целой к полученному значению d'_c и после этого проверить его и соединяемые детали на

смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_x}{d_c \delta} \leq [\sigma]_{см}$$

Номинальный (или наружный) диаметр резьбы d в этом случае принимается

$$d = d_c - (1 \dots 2) \text{ мм}$$

в соответствии со стандартом на резьбу.

2.2.19. Пример ПЗ.

Рассчитать болты крепления крышки 1 к цилиндру для сжатого воздуха 3 (рис. 2.24), соединённых болтами с зазором через прокладку 2, при следующих данных:

- диаметр цилиндра 3 (D) - 380 мм ;
- ориентировочно диаметр установки болтов 4 (D_1) - 432 мм;
- толщина крышки (h_1) - 30 мм;
- толщина фланца (h_2) - 30 мм;
- толщина прокладки (h_3) - 4 мм;
- материал цилиндра 3 и крышки 1 - сталь ст. 3; $\sigma_T = 240$, МПа;
- максимальное давление в цилиндре 3 - $p = 0.5$, Н/мм²;
- число болтов - $z = 12$.

Решение.

1. Принимаем:

- соединение с предварительной затяжкой (соединение нагружено центральной отрывающей силой, болты поставлены с зазором);
- болты нормальной точности;
- материал болтов 4 - сталь ст. 3, $\sigma_T = 240$, МПа;
- материал прокладки 2 - полиэтилен;
- коэффициент внешней нагрузки - $\chi = 0.5$;
- коэффициент запаса (нагрузка переменная) - $\beta = 3$;
- коэффициент, учитывающий скручивание при затяжке болтов - $k = 1.3$.

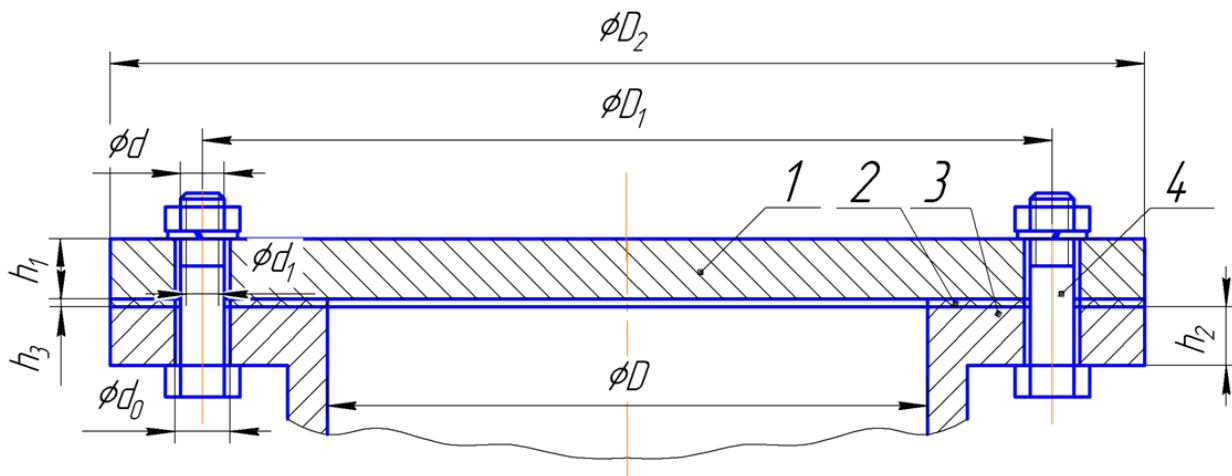


Рис.2.24. К примеру ПЗ.

2. Нагрузка на болт.

2.1. Внешняя нагрузка на соединение

$$P_0 = \frac{\pi D^2}{4} p = \frac{3.14 \times 380^2}{4} 0.5 = 56705, \text{Н.}$$

2.2. Нагрузка, приходящаяся на один болт (при $p=0.5 \text{ Н/мм}^2$)

$$P = \frac{P_0}{z} = \frac{56705}{12} \approx 4750, \text{Н.}$$

2.3. Потребное усилие предварительной затяжки

$$F_{x0} = \beta(1 - \chi)P = 3(1 - 0.5)4750 = 7125, \text{Н}$$

3. Размеры болта

3.1. Допускаемое напряжение в стержне болта

$$\sigma_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\beta} = \frac{240}{3} = 80, \text{Н/мм}^2;$$

3.2. Потребный внутренний диаметр резьбы

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4(F_{x0}k + \chi P)}{\pi \sigma_{\tau}}} = \sqrt{\frac{4 \times (7125 \times 1.3 + 0.5 \times 4750)}{3.14 \times 80}} = 12.173, \text{мм};$$

3.3. Стандартная резьба.

Принимаем по ГОСТ15589-70 болт с диаметром резьбы М16×2, у которой внутренний диаметр $d_1=13.835 \text{ мм}$ ближайший больший к расчётному.

2.2.20. Пример П4.

Проверить работоспособность крепления крышки к цилиндру для сжатого воздуха (см.рис. 2.24) по следующим данным:

- используются болты с резьбой М16 × 2;
- количество болтов $z=12$;
- диаметр установки болтов (см. рис ПЗ) $D=380 \text{ мм}$;

- материал болтов сталь ст.3, $\sigma_T = 240, \text{МПа}$, $\sigma_{-1} = 200, \text{МПа}$;
- давление сжатого воздуха $p = 0.1 \dots 0.5, \text{МПа}$ (Н/мм^2);

Решение.

1. Поскольку давление в цилиндре меняется нагрузка переменная: соединение обязательно предварительно затягивается усилием $F_{x0} = 7125, \text{Н}$ (см. пример ПЗ). Болты установлены с зазором. Соединение напряжённое.

2. Нагрузка на один болт при $p = 0.5 \text{ Н/мм}^2$ – $P_5 = 4750, \text{Н}$ (см. пример ПЗ);
при $p = 0.1 \text{ Н/мм}^2$ – $P_1 = 950, \text{Н}$.

3. Амплитудная нагрузка на болт

$$P_a = \frac{1}{2} (P_5 + P_1) = \frac{1}{2} (4750 + 950) = 2850, \text{Н};$$

4. Амплитудные напряжения в стержне болта

$$\sigma_a = \frac{\chi P_a}{A}, \text{Н};$$

где A – минимальная площадь поперечного сечения болта при внутреннем диаметре резьбы d_1

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3.14 \times 13.835^2}{4} = 150.331 \approx 150, \text{мм}^2;$$

коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0.5$ (см. пример ПЗ).

Таким образом: $\sigma_a = \frac{0.5 \times 2850}{150} = 9.5, \text{Н/мм}^2$.

5. Напряжения от предварительной затяжки с учётом скручивания (см. пример ПЗ)

$$\sigma_0 = \frac{F_{x0} \times k}{A} = \frac{7125 \times 1.3}{150} = 61.75, \text{Н/мм}^2;$$

6. Средние напряжения

$$\sigma_m = \sigma_0 + \sigma_a = 61.75 + 9.5 = 71.25, \text{Н/мм}^2;$$

7. Максимальные напряжения

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = 71.25 + 9.5 = 80.75, \text{Н/мм}^2;$$

8. Коэффициент запаса прочности по амплитудным напряжениям

$$S_a = \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} = \frac{0.95 \times 200}{4 \times 9.5} = 5 > S_{a \text{ тр}} = 2.5 \dots 4$$

9. Коэффициент запаса прочности по максимальным напряжениям (по пределу текучести)

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{240}{80.75} = 2.972 > S_{T \text{ тр}} = 1.25 \dots 2$$

10. Вывод: с точки зрения прочности соединение удовлетворяет всем требованиям.

2.3. Клеммовые соединения.

Это разъёмные соединения, предназначенные для закрепления деталей на валах, колоннах и т.п. если эти детали требуют перестановок или другим способом их просто нельзя установить.

Клемма представляет собой деталь со ступицей, имеющей прорезь (рис.2.24.а), или с разъёмной ступицей (рис.2.24.б).

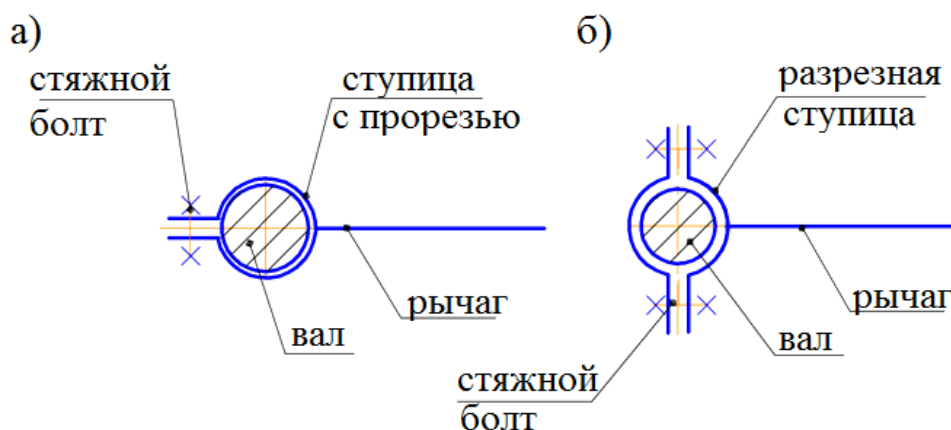


Рис.2.24. Схемы клеммового соединения: а – ступица с прорезью; б - с разъёмной ступицей.

При затяжке болтов ступицы её половины прижимаются к цилиндрической поверхности, на которую ставится клемма. В результате здесь появляются силы трения. Момент сил трения обеспечивает передачу внешнего крутящего момента или осевой силы, или того и другого вместе.

У таких соединений нагрузочная способность сильно зависит от первоначального зазора между валом и ступицей клеммы. Если зазор будет большим, то клемма может просто сломаться. В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку типа Н8/н8. При такой посадке обеспечивается свободная сборка без излишних зазоров.

Достоинство соединений – возможность установки деталей в любом месте зажимаемого стержня, в любом угловом положении. Недостаток - поскольку соединение передаёт нагрузку за счёт сил трения, большие нагрузки, особенно переменные, передавать нельзя.

Ориентировочный расчет соединения заключается в определении размера болта для стяжки клеммы. Рассмотрим соединение с прорезной ступицей (рис.2.25).

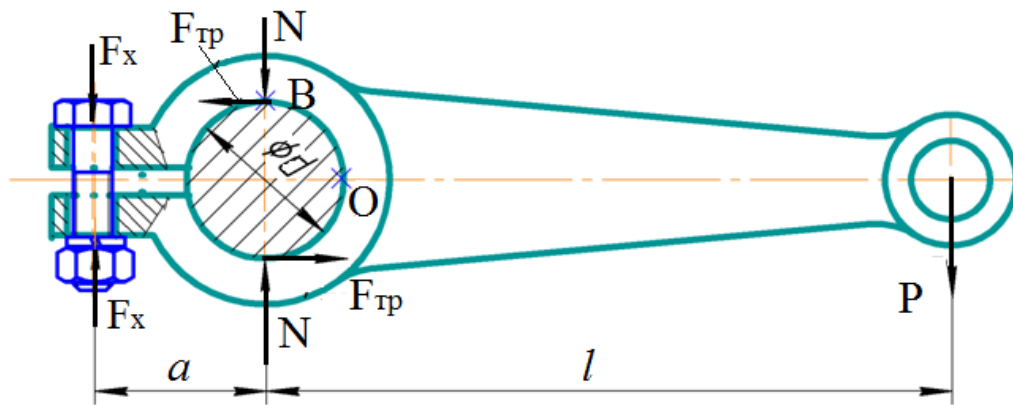


Рис.2.25. Клеммовое соединение.

При затяжке болта силой F_x половинки ступицы клеммы поворачиваются вокруг точки O и прижимаются к валу силой N . Вследствие прижатия возникают силы трения $F_{тр}$. Очевидно, что условие работоспособности такого соединения

$$F_{тр} d \geq PL,$$

где $F_{тр} d$ – момент пары сил трения;

PL – внешний передаваемый момент.

Но $F_{тр} = Nf$. А N можно связать с требуемым усилием затяжки болта F_x .

Из условия равновесия рычага $\sum M(O) = 0$ получаем

$$F_x \left(a + \frac{d}{2} \right) = N \frac{d}{2}.$$

Откуда $N = F_x \frac{2a+d}{d}$, а с учётом условия работоспособности

$$F_x = \frac{PL}{(2a+d)f}.$$

Так как соединение предварительно затянуто (чтобы создать силы трения), то стержень болта скручивается при затяжке и поэтому требуемый внутренний диаметр резьбы болта d'_1

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x K}{\pi \sigma_{\text{доп}}}}.$$

По этой величине в стандарте находится резьба, у которой внутренний диаметр – ближайший больший к полученному расчетному значению d'_1 .

При необходимости передачи осевого усилия действия аналогичны.

Если одновременно действуют момент и осевое усилие, то находятся раздельно усилие затяжки, необходимое для передачи момента и усилие затяжки необходимое для передачи осевой нагрузки. Сумма этих усилий даёт необходимое усилие затяжки F_x .

При расчетах таких соединений обычно вводится коэффициент запаса по внешней нагрузке $\beta = 1.2 \dots 1.8$ для учёта динамичности нагрузки и особенностей соединения. Условие работоспособности в этом случае принимает вид $F_{тр} d \geq \beta PL$.

Контрольные вопросы.

1. Соединения: понятие; классификация соединений основное требование к соединениям.
2. Резьбы: разновидности и основные характеристики.
3. Силовые зависимости в резьбе: модель соединения, силы и моменты при его затяжке.
4. Самоторможение в резьбовых соединениях.
5. Коэффициент полезного действия винтовой пары и резьбового соединения.
6. Классификация резьбовых соединений.
7. Алгоритм расчёта ненапряженных резьбовых соединений.
8. Алгоритм расчёта напряженных резьбовых соединений.
9. Напряжения в стержне затягиваемого болта.
10. Материалы и допускаемые напряжения деталей резьбовых соединений при статическом нагружении.
11. Стопорение резьбовых соединений.
12. Расчёт резьбовых соединений, нагруженных центральной отрывающей силой.
13. К чему приводит эксцентричное нагружение болта.
14. Расчет резьбовых соединений при переменном нагружении.
15. Клеммовые соединения: назначение, разновидности, задача расчёта.

2.4. Шпоночные соединения.

2.4.1. Общие сведения.

Шпонка – элемент, который закладывается между валом и ступицей сидящей на нём детали. Шпонки служат, главным образом, для передачи крутящего момента. В подвижных соединениях они могут служить направляющими. Клиновые шпонки, кроме того, выполняют осевую фиксацию деталей. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

Различают **напряженные и ненапряженные шпоночные соединения**. В первом случае при сборке соединения до приложения внешней нагрузки в его деталях создаются напряжения, во втором – при сборке напряжения в деталях не появляются.

Напряженные соединения.

Такие соединения создаются **клиновыми шпонками**, у которых по способу расположения между валом и ступицей различают (рис.2.26) врезные – клин, который забивается в прорезь на валу и паз в ступице, на лыске – на валу обеспечивается плоская площадка - лыска, фрикционные – лыска на шпонке по валу и тангенциальные на валу. Соединения фрикционными шпонками образуются двумя шпонками, каждая из которых,

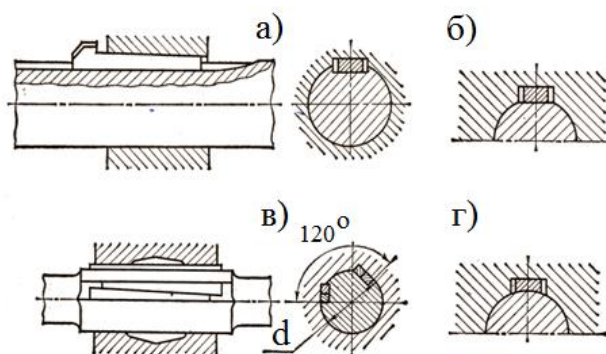


Рис.2.26. Клиновые шпоночные соединения: а) врезная шпонка; б) шпонка на лыске; в) фрикционная шпонка; г) тангенциальная шпонка.

в свою очередь, собирается из двух клиньев. Все эти шпонки выполняют с уклоном 1:100. Этот же уклон предусматривают для паза ступицы у всех шпонок, кроме тангенциальной. Здесь клиновыми выполнены элементы, из которых состоят шпонки.

У клиновых шпонок рабочие – широкие грани, а по боковым предусмотрены зазоры. Напряженность соединений при сборке возникает вследствие натяга между валом и ступицей в радиальном направлении.

Недостатки таких соединений:

- эксцентricность соединяемых деталей;
- необходима запрессовка при сборке (проще говоря, приходится бить по шпонке при сборке);
- возможен перекося деталей;
- технологические сложности, так как необходим уклон паза, который требует индивидуальной подгонки.

Из клиновых шпонок самые распространённые – врезные, так как по сравнению с остальными они более надёжны, а по сравнению с тангенциальными – более технологичны. Вследствие указанных недостатков клиновые шпонки применяются редко в основном в тихоходных передачах.

Ненапряжённые шпоночные соединения.

Образуются призматическими и сегментными шпонками.

Призматическая шпонка изготавливается из прутка нужного материала прямоугольного поперечного сечения, от которого отрезается кусок необходимой длины. Она может быть со скруглёнными торцами, с одним скруглённым, а вторым плоским торцами, с двумя плоскими торцами (рис.2.27).

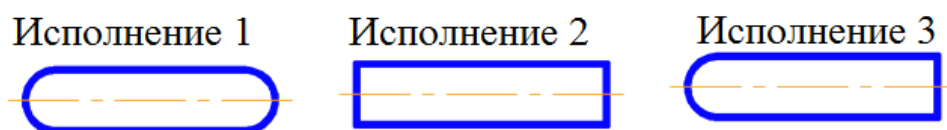


Рис.2.27. Возможные исполнения призматической шпонки.

Шпонка закладывается в паз на валу, а затем на неё надвигается ступица насаживаемой на вал детали (рис.2.28).

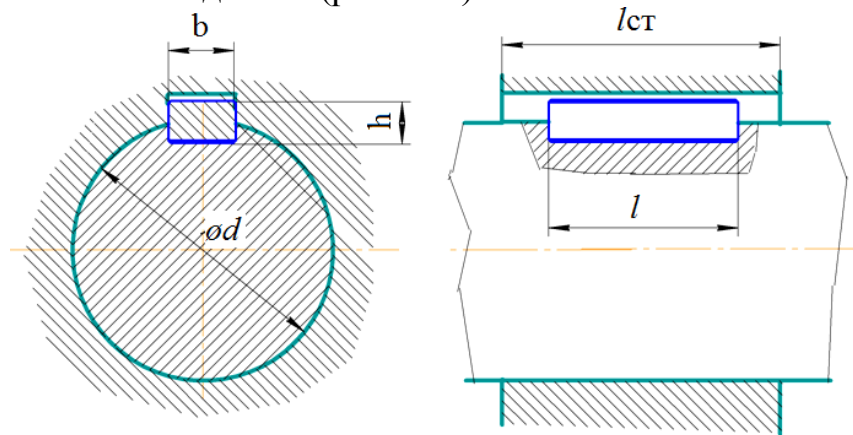
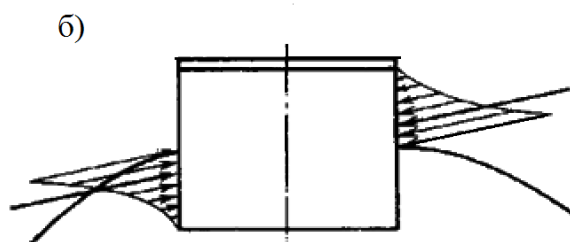
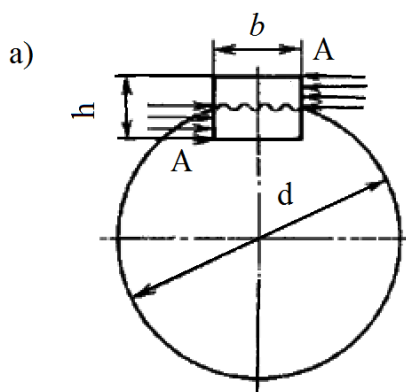


Рис.2.28. Соединение призматической шпонкой.

При передаче крутящего момента на боковую поверхность шпонки, погруженную в вал, давит вал, а на выступающую часть – ступица. Поэтому возможны смятие боковой поверхности и срез по плоскости А-А (рис.2.29а). В связи с неизбежным перекосом шпонки действительное давление по боковым граням её распределяется неравномерно (рис.2.29б). Однако для расчетов оно принимается равномерно распределённым.

Расчёт на смятие:
$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см};$$

окружное усилие $F_t = \frac{2T}{d}$; площадь смятия (считая, что шпонка погружена



в вал на $0.5h$), $A_{см} = \frac{hl}{2}$. Подставляя в исходную формулу, получим

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma]_{см};$$

Расчёт на срез
$$\tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} \leq [\tau]_{ср};$$

Площадь среза $A_{ср} = bl$. Подставляя в исходную формулу, получим

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau]_{ср};$$

Рис.2.29. К расчёту соединений.

Размеры поперечного сечения шпонки в соединении стандартизованы

таким образом, чтобы обеспечить равнопрочность при смятии и срезе.

Поэтому при проектировании соединений стандартными шпонками обычно расчет на срез не выполняется.

Порядок подбора призматических шпонок.

1. Если диаметр вала не определен ранее, то он определяется по крутящему моменту из условия прочности вала при кручении.

2. По стандарту для требуемого диаметра вала определяются размеры поперечного сечения шпонки b и h .

3. Длина шпонки определяется либо из расчета на смятие

$$l = \frac{4T}{dh \sigma_{см}};$$

либо по длине ступицы

$$l = l_{ст} - (5 \dots 7) \text{ мм},$$

а затем проверяется на смятие.

В конечном итоге принимается ближайшее большее стандартное значение длины.

Если напряжения смятия оказываются чрезмерными, то нужно проверить возможность увеличения диаметра вала и значит размеров шпонки. Если такой возможности нет, то приходится ставить две шпонки обычно под углом 180° или 120° , что значительно усложняет технологию изготовления, так как требует индивидуальной подгонки. Это ситуация, которой нужно избегать.

В качестве материала для шпонок применяют среднеуглеродистые стали.

Допускаемые напряжения смятия в неподвижных шпоночных соединениях при спокойной нагрузке и стальной ступице можно принимать $100 \dots 150$ МПа, при чугунной ступице $60 \dots 80$ МПа. При посадках деталей с натягом можно повысить допускаемое напряжение смятия до 200 МПа.

При подвижных соединениях и перемещениях под нагрузкой

$$\sigma_{см} \leq 5 \dots 20 \text{ МПа}, \text{ при перемещениях без нагрузки } \sigma_{см} = 20 \dots 70 \text{ МПа}$$

Чем тяжелее режим работы, тем ниже допускаемое напряжение.

Сегментные шпонки – врезные и, подобно призматическим, работают боковой гранью (рис.2.30). Они характеризуются двумя параметрами: шириной b и диаметром заготовки d_1 . От полукруглой заготовки отрезают кусок толщиной b . Паз на валу фрезеруют специальной фрезой, соответствующего диаметра. Высота шпонки примерно $h \approx 0.4 d_1$. Длина L – близка к d_1 .

Сегментные шпонки – самые технологичные из-за легкости изготовления самих шпонок и пазов для них. Недостаток сегментных шпонок – необходимость глубокого паза на валу, что сильно снижает прочность вала. Поэтому применяют их для передачи небольших моментов.

Сегментные шпонки рассчитывают так же, как и призматические, принимая $k = h - t$. Размер t – глубина паза по валу принимается по стандарту.

Порядок подбора и проверки работоспособности шпонок аналогичен призматическим.

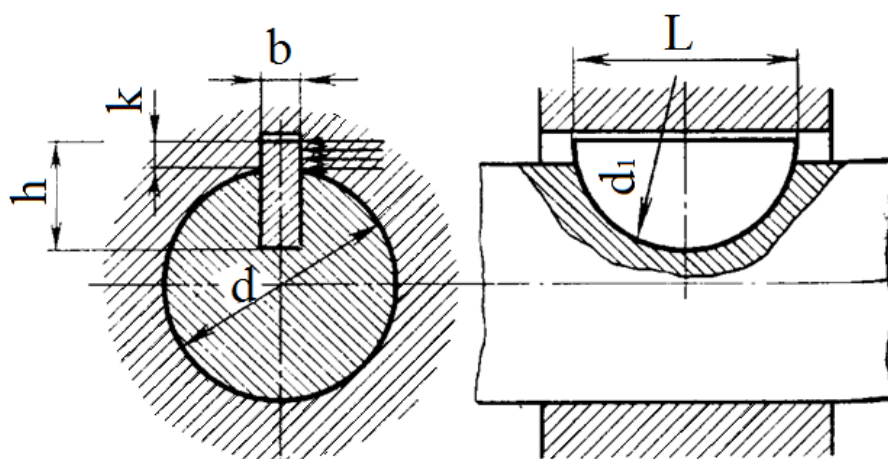


Рис.2.30. Соединение сегментной шпонкой.

2.4.2. *Пример П5.*

Определить размеры призматической шпонки для вала диаметром $d = 45$ мм, передающего вращающий момент $T = 1.0$, Нм насаженной на него стальной детали.

Решение.

1. По стандарту для валов диаметром 44...50 мм принимается призматическая шпонка с размерами поперечного сечения $b \times h = 14 \times 9$ мм, с глубиной погружения в вал на 5.5 мм (см. рис.2.28).

2. Принимаем, что шпонка изготовлена из материала сталь 45 с $\sigma_{\text{см}} \approx 100 \dots 120$, МПа.

3. Требуемая длина шпонки определяется из расчёта на смятие

$$\ell = \frac{4T}{dh \sigma_{\text{см}}} = \frac{4 \times 1000000}{45 \times 9 \times 100} = 98.765, \text{ мм}.$$

4. Принимаем $\ell = 100$, мм

2.4.3. *Пример П6.*

Определить размеры сегментной шпонки для вала диаметром $d = 25$ мм, передающего вращающий момент $T = 0.1$, Нм.

Решение.

1. По стандарту для вала $d = 25$ мм, передающего вращающий момент, принимаем сегментную шпонку с параметрами $b = 8$ мм; $h = 11$ мм; $d_1 = 28$ мм; $\ell = 27.3$, мм, при заглублении в вал на $t = 8$ мм (см. рис.2.30).

2. Принимаем, что шпонка изготавливается из стали 45 и $\sigma_{\text{см}} \approx 100 \dots 120$, МПа.

3. Проверяем работоспособность соединения из расчёта на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{(d + K)LK} \leq \sigma_{\text{см}}^{\text{н}} ,$$

где $K = h - t = 11 - 8 = 3$, мм – высота выступающей из вала части шпонки.
В данном случае

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \times 100000}{(25 + 3) \times 27.3 \times 3} = 87.214 \leq \sigma_{\text{см}}^{\text{н}} = 100 \dots 120, \text{ МПа}.$$

Контрольные вопросы:

1. Назначение и виды шпоночных соединений,
2. Недостатки шпоночных соединений.
3. Напряжённые и ненапряжённые шпоночные соединения.
4. Какие материалы применяют для изготовления шпонок?
5. Как получают пазы для призматических шпонок в ступице и на валу?
6. В каких случаях рекомендуется применять сегментные шпонки?
7. Почему для разных ступеней одного и того же вала рекомендуется назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра, и располагать их на одной образующей?
8. Каковы основные критерии работоспособности призматических и сегментных шпонок?
9. Как проверить работоспособность призматической шпонки?

2.5. Зубчатые (шлицевые) соединения.

Соединение образуется выступами - зубьями (шлицами) на валу, которые входят в соответствующие пазы ступицы. В зависимости от формы шлицев различают **соединения с прямобочными, эвольвентными и треугольными шлицами** (рис.2.31).

Соединения применяют для передачи вращающих моментов. Прямобочные и эвольвентные – силовые соединения, которые могут быть неподвижными и подвижными. Соединения стандартизованы.

Треугольные передают небольшой момент в соединениях тонкостенных деталей. Угол профиля у них 60° . Соединения не стандартизованы. В настоящем курсе не рассматриваются.

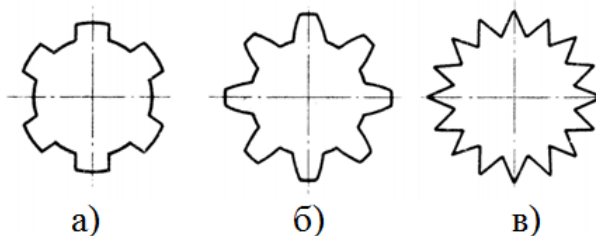


Рис.2.31. Профили зубьев шлицевых соединений: а – прямобочные, б – эвольвентные, в – треугольные.

Зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием. Пазы в отверстиях ступицы – протягиванием или долблением.

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения обладают рядом достоинств:

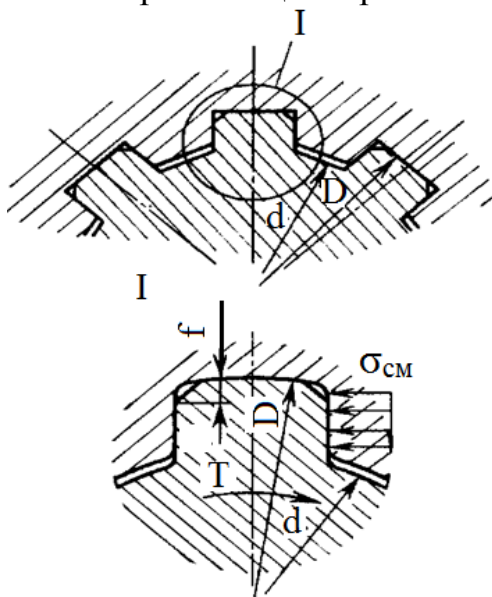
- большая несущая способность;
- хорошее центрирование соединяемых деталей и хорошее направление при осевом перемещении;
- высокая надёжность при переменных нагрузках.

Недостатком зубчатых соединений является сложность изготовления, а значит высокая стоимость.

Прямобоочные зубчатые соединения получили наибольшее распространение. Профиль зуба очерчивается диаметрами выступов и впадин, а сбоку - прямыми боковыми поверхностями. Стандарт предусматривает соединения трёх серий: лёгкой, средней и тяжёлой. Серии отличаются размерами и числом зубьев. Кроме того, соединения различаются по способу центрирования. Центрирование может быть по наружному диаметру, по внутреннему диаметру и по боковым граням. При высоких требованиях к соосности деталей применяют центрирование по диаметрам. По какому диаметру центрировать зависит от твёрдости ступицы и технологических возможностей производства. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Поэтому его применяют при передаче больших нагрузок или при их высокой динамичности.

Эвольвентные зубчатые соединения обладают более высокой нагрузочной способностью, более технологичны по сравнению с прямозубыми соединениями. Профиль зуба очерчен диаметрами выступов и впадин, а сбоку – эвольвентами. В отличие от зубчатых колёс угол зацепления здесь увеличен до 30° , а высота зуба уменьшена ($h = m$). Зуб получился более прочным у основания. Стандартом предусмотрено применение модуля $0.5 \dots 10$ мм и число зубьев $z = 6 \dots 82$. Применяется центрирование по наружному диаметру, чаще по боковым граням.

Прямобоочные и эвольвентные соединения часто используются в качестве направляющих при осевом перемещении деталей, насаженных на вал.



Критерии работоспособности соединений: сопротивление рабочих поверхностей смятию и их износостойкость.

При проектировании расчет выполняется по напряжениям смятия при действии наибольшего крутящего момента в предположении равномерного распределения нагрузки по поверхности зубьев (рис.2.32).

Расчет соединений на смятие. Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{z d_c h l \psi} \leq [\sigma]_{см},$$

где T – передаваемый момент;

z – число зубьев;

l – длина сопряжения;

Рис.2.32. К расчёту зубчатых соединений.

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; обычно принимается $\psi=0.75\dots0.8$.

Размеры d_c – средний диаметр и h – высота поверхности контакта зубьев определяют по следующим выражениям.

Для прямозубых соединений $d_c = 0.5(D+d)$; $h = 0.5(D-d) - 2f$

Для эвольвентных соединений с центрированием по боковым граням:

$$d_c = d_d = mz; \quad h = m = \frac{d_d}{Z}.$$

Для эвольвентных соединений с центрированием по наружному диаметру:

$$d_c = d_d = mz; \quad h = 0.9 m.$$

Допускаемые напряжения принимают: для неподвижных соединений с термической обработкой шлицев: $\sigma_{см} = 100\dots140$ МПа, без термической обработки $\sigma_{см} = 60\dots100$ МПа; для подвижных соединений при перемещениях без нагрузки $\sigma_{см} = 30\dots60$ МПа, при перемещениях под нагрузкой $\sigma_{см} = 10\dots20$ МПа.

В последнее время стали применять шариковые зубчатые соединения (рис.2.33).

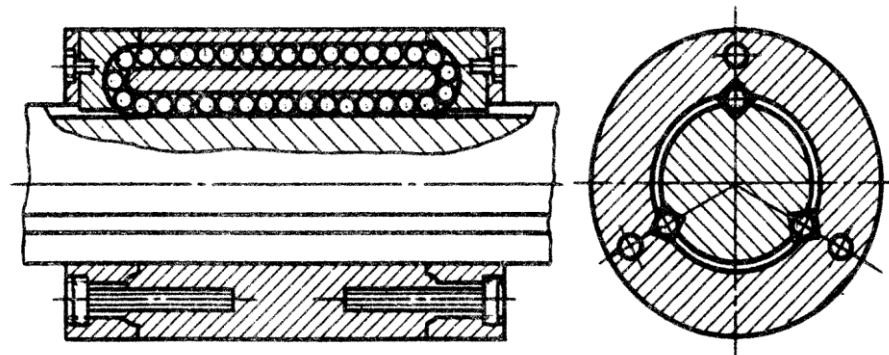


Рис.2.33. Шариковое зубчатое соединение.

На валу и ступице изготавливают специальные канавки, которые заполняют шариками. Возврат шариков происходит по специальным пазам в ступицах. Эти соединения требуют очень малых усилий для перемещения насаженных на вал деталей. При перемещениях под нагрузкой несущая способность их в несколько раз выше, чем у обычных. Но применение ограничено из-за конструктивных и технологических сложностей.

Контрольные вопросы:

1. Назначение и виды зубчатых (шлицевых) соединений,
2. Достоинства и недостатки шлицевых соединений.
3. Какие зубчатые (шлицевые) соединения стандартизованы.
4. Прямобоочные шлицевые соединения и способы их центрирования.

5. Эвольвентные шлицевые соединения и способы их центрирования.
6. Как получают пазы и зубья на валах и в отверстиях?
7. Критерии работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений.
8. Как определить размеры шлицевого соединения?

2.6. Заклёпочные соединения.

Заклёпочное соединение это неразъёмное соединение, которое образуется соединяемыми элементами и специальными деталями – заклёпками.

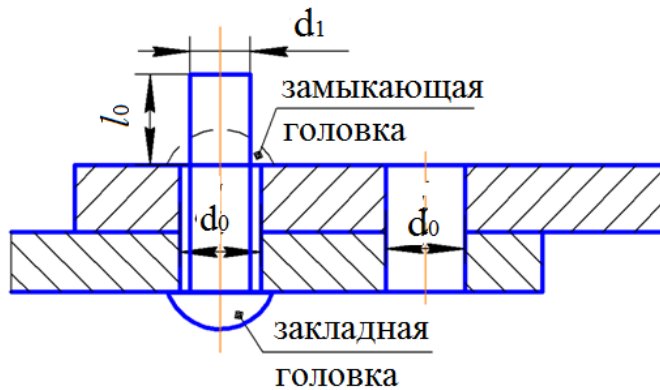


Рис.2.34. Заклёпочное соединение.

Заклёпка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам (рис.2.34).

Одна головка называется закладной. Она выполняется заранее на заготовке.

Заклёпка вставляется в совмещённые отверстия в соединяемых

деталях и расклёпывается.

Стержень её осаживается и полностью заполняет отверстие в деталях, кроме этого, образуется и формируется вторая головка – замыкающая, происходит сжатие соединяемых деталей.

Отверстия в деталях могут:

- просверливаться;
- продавливаться;
- продавливаться, а потом просверливаться.

Клёмку стальными заклёпками до 8мм диаметром, а также заклёпками из цветных металлов производят холодным способом. Стальные заклёпки большего диаметра ставят горячим способом. При этом заклёпки разогревают до светло-красного каления ($\approx 1000 \dots 1100^\circ\text{C}$).

Заклёпки общего назначения стандартизованы. Они могут иметь различные головки (полукруглые, потайные, полупотайные и др.), стержни заклёпок могут быть сплошные, полупустотелые, пустотелые и др.

Классификация заклёпочных швов.

По назначению различают прочные и прочноплотные швы.

Прочные швы предназначены для восприятия внешних нагрузок. Применяются в различных металлоконструкциях.

Прочноплотные швы обеспечивают не только прочность, но и герметичность сооружений. В современных конструкциях почти полностью вытеснены сварными швами. Поэтому рассмотрим только прочные швы.

По конструкции различают прочные заклёпочные швы по следующим особенностям:

- по расположению соединяемых деталей: внахлёстку, с одной накладкой, с двумя накладками (рис.2.35);

- по числу рядов заклёпок: однорядные, и многорядные;
- по расположению заклёпок в рядах: параллельное и шахматное.

Достоинства заклёпочных соединений

1. Высокая надёжность.
2. Удобство и простота контроля шва.
3. Хорошо воспринимают ударные и вибрационные нагрузки.

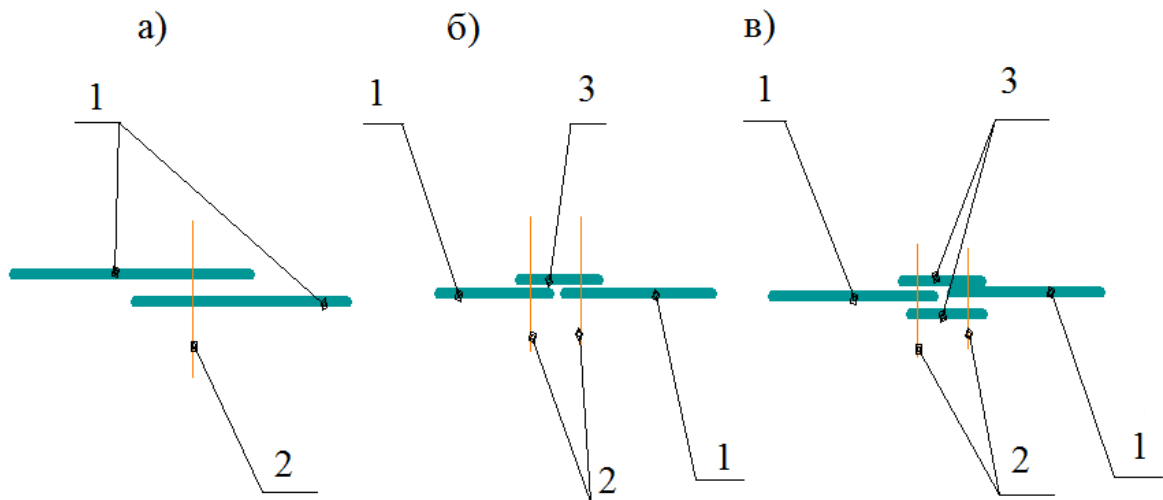


Рис.2.35. Заклёпочные соединения: а) внахлёстку; б) с одной накладкой; в) с двумя накладками.

Здесь: 1- соединяемые детали; 2 – за клепки; 3 – накладка.

Недостатки заклёпочных соединений

1. Высокая стоимость (разметка, обработка отверстий, нагрев заклёпок, закладка заклёпок, клёпка).
2. Большой расход материала.

Применение заклёпочных соединений.

В настоящее время заклёпочные соединения применяются:

- в конструкциях, работающих при переменных нагрузках;
- в конструкциях из несвариваемых материалов;
- в тех случаях, когда недопустим нагрев соединяемых деталей;
- в особо ответственных соединениях, например, уникальные мосты, мостовые краны грузоподъёмностью более 200т.

Конструирование прочных заклёпочных соединений

Диаметр заклёпки принимается в зависимости от толщины соединяемых деталей δ (речь идёт о диаметре отверстия под заклёпку): $d_0 \approx 2\delta$.

Для образования замыкающей головки (см.рис.2.34) $l_0 \approx (1.5 \dots 1.7) d_0$.

Шаг шва $P = (3 \dots 6) d_0$.

Расстояние от края листа до оси заклёпки:

- при продавленных отверстиях $e \approx 2 d_0$;
- при сверлёных отверстиях $e \approx 1.65 d_0$.

Если шов многорядный, то расстояние между рядами $a \geq 0.6P$.

Толщина накладок $\delta_n \approx 0.8 \delta$.

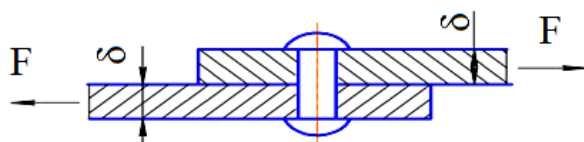
Необходимое число заклёпок определяется из расчета. Только после этого разрабатывают конструкцию соединения.

Расчет прочных заклёпочных швов.

Основной нагрузкой для заклёпочных соединений считаются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали.

Для расчёта принимаются следующие допущения:

- силы трения в стыке деталей не учитываются, считается, что вся нагрузка воспринимается заклёпками;



- расчётный диаметр заклёпки принимается равным диаметру отверстия;

- нагрузка между заклёпками распределяется равномерно.

Заклёпка работает на срез по плоскости стыка деталей (рис.2.36). Уравнение прочности в этом случае

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{4F}{i\pi d_0^2 z} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

здесь i – число плоскостей среза одной заклёпки (если соединение внахлёстку $i=1$;

если с одной накладкой $i=1$; если с двумя накладками $i=2$);

z – число заклёпок.

Штрихи у обозначений напряжений означают, что эти напряжения относятся к заклёпкам.

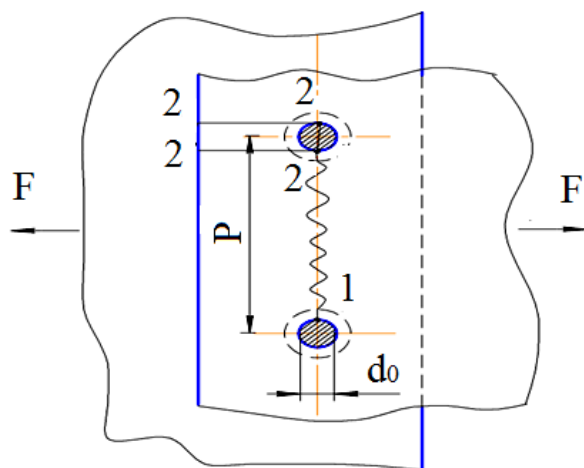


Рис.2.36. К расчёту заклёпочных швов.

Возможно также смятие заклёпок и стенок отверстия, поэтому проверяются заклёпки по напряжениям смятия.

$$\sigma'_{\text{см}} = \frac{F}{\delta d_0 z} \leq [\sigma'_{\text{см}}].$$

Детали тоже проверяют на смятие по этой же формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\delta d_0 z} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Кроме того, соединяемые **детали проверяют на срез** одновременно по двум плоскостям 2-2 (см. рис.2.36)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{2(e-0.5d_0)\delta} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

и на разрыв по плоскости 1-1

$$\sigma_p = \frac{F}{zA_p} \leq [\sigma_p],$$

где A_p - площадь сечения листа на длине одного шага, ослабленная отверстиями под заклёпки. На длине одного шага

$$A_p = (P - d_0)\delta.$$

Отношение $\phi = \frac{P - d_0}{P}$ называется коэффициентом прочности шва. Этот

коэффициент показывает во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклёпку меньше прочности той же детали без отверстий. Обычно $\phi = 0.65 \dots 0.85$. Чем больше ϕ , тем лучше используется материал детали. Величиной этого коэффициента задаются при проектировании заклёпочного шва, а затем определяют все остальные его параметры.

Материалы и допускаемые напряжения.

При проектировании заклёпочных швов необходимо выполнять следующие требования:

- температурные коэффициенты линейного расширения заклёпок и соединяемых деталей должны быть одинаковыми или, в крайнем случае, близки друг другу;

- чтобы избежать химической коррозии в соединениях, заклёпки ставят из того же материала, что и соединяемые детали: стальные детали соединяют стальными заклёпками, латунные – латунными, алюминиевые – алюминиевыми и т.д.

Если соединяемые детали изготовлены из малоуглеродистых сталей марок Ст.0, Ст.2, Ст.3, то заклёпки выполняют из аналогичных материалов – Ст.2, Ст.3, 10кп, 20кп.

При расчётах прочных швов принимают допускаемые напряжения:

-для деталей: $[\sigma_p] = 140 \dots 160$ МПа; $[\sigma_{ср}] = 90 \dots 100$ МПа;

$$[\sigma_{см}] = 240 \dots 320 \text{ МПа};$$

-для стальных заклёпок: $[\sigma'_{ср}] = 100 \dots 140$ МПа; $[\sigma'_{см}] = 240 \dots 320$ МПа.

Контрольные вопросы:

1. Конструкция заклёпки и назначение заклёпочных соединений.
2. Классификация заклёпочных швов.
3. Достоинства, недостатки и область применения заклёпочных соединений.
4. Конструкция прочных заклёпочных швов.
5. Что такое коэффициент прочности шва? От каких параметров он зависит?
6. Критерии работоспособности и расчёт заклёпочных соединений.
7. Материал заклёпок и допускаемые напряжения.

2.7. Сварные соединения.

2.7.1. Сварные соединения и виды сварки.

Сварные соединения это неразъёмные соединения, основанные на молекулярном сцеплении материалов. Получаются они путём местного нагрева деталей в зоне соединения до расплавленного или тестообразного состояния. В настоящее время это основной вид неразъёмного соединения деталей.

Для получения сварных соединений могут использоваться различные виды сварки:

- газовая сварка;
- ручная или автоматическая электродуговая сварка;
- электрошлаковая сварка;
- контактная сварка;
- сварка трением;
- специальные виды сварки: диффузионная, электронно-лучевая, лазерная, ультразвуковая, сварка взрывом, плазменная.

Кроме приведенных существуют также точечная сварка, сварка пробочная, проплавлением и др.

2.7.2. Конструктивные разновидности сварных соединений

По взаимному расположению соединяемых элементов в сварных соединениях можно выделить следующие типы.

Стыковые соединения. Соединяемые элементы являются продолжением один другого, сварку производят по торцам соединения (рис.2.37).

В зависимости от толщины соединяемых деталей δ соединение может выполняться без подготовки кромок ($\delta \leq 8\text{мм}$) или с подготовкой кромок, сварка может быть односторонняя или двухсторонняя.

Это наиболее простые и наиболее приближающиеся по прочности к основному металлу соединения. По надёжности они выше других видов сварных соединений и рекомендуются при вибрационных нагрузках.

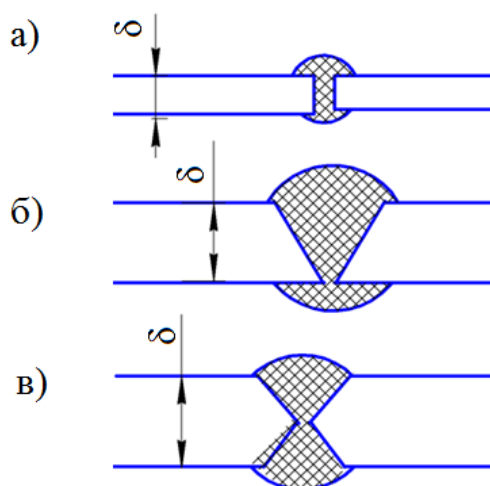


Рис.2.37. Стыковые соединения при различной подготовке кромок:

а) $\delta \leq 8\text{мм}$; б) $\delta \leq 16\text{мм}$; в) $\delta = 12 \dots 40\text{мм}$.

Соединения внахлёстку. Соединяемые детали накрывают одна другую на длине не менее $a = 4\delta$. Соединение выполняется угловыми (валиковыми) швами. Основной характеристикой такого шва является его катет (рис.2.38а). Для толщин до 20мм катет шва примерно равен толщине соединяемых деталей $k \approx \delta$.

В зависимости от расположения шва относительно направления действующей на него силы различают: лобовые швы (см.рис.2.38б) линия шва перпендикулярна нагрузке; фланговые швы (см.рис.2.38в) линия шва параллельна нагрузке, максимальная длина фланговых швов – $50k$; косые швы (см.рис.2.38г) линия шва под углом к нагрузке; комбинированные швы представляют собой различное сочетание в одном соединении сварных швов приведенных выше типов.

В поперечном сечении швы бывают нормальные, выпуклые, вогнутые и в виде неравнобокого прямоугольного треугольника (рис.2.39).

Применение выпуклых швов нецелесообразно, так как они дают большую концентрацию напряжений. При переменном нагружении наиболее целесообразно применять вогнутые швы, так как они обеспечивают минимальную концентрацию напряжений (наиболее плавный переход к основному металлу). В основном применяют швы нормального сечения. Это же сечение принимается во всех прочностных расчетах.

Тавровые соединения. Эти соединения применяют в тех случаях, когда элементы расположены под углом друг к другу. Часто этот угол 90° . Соединения могут быть выполнены стыковыми или угловыми швами (рис.2.40).

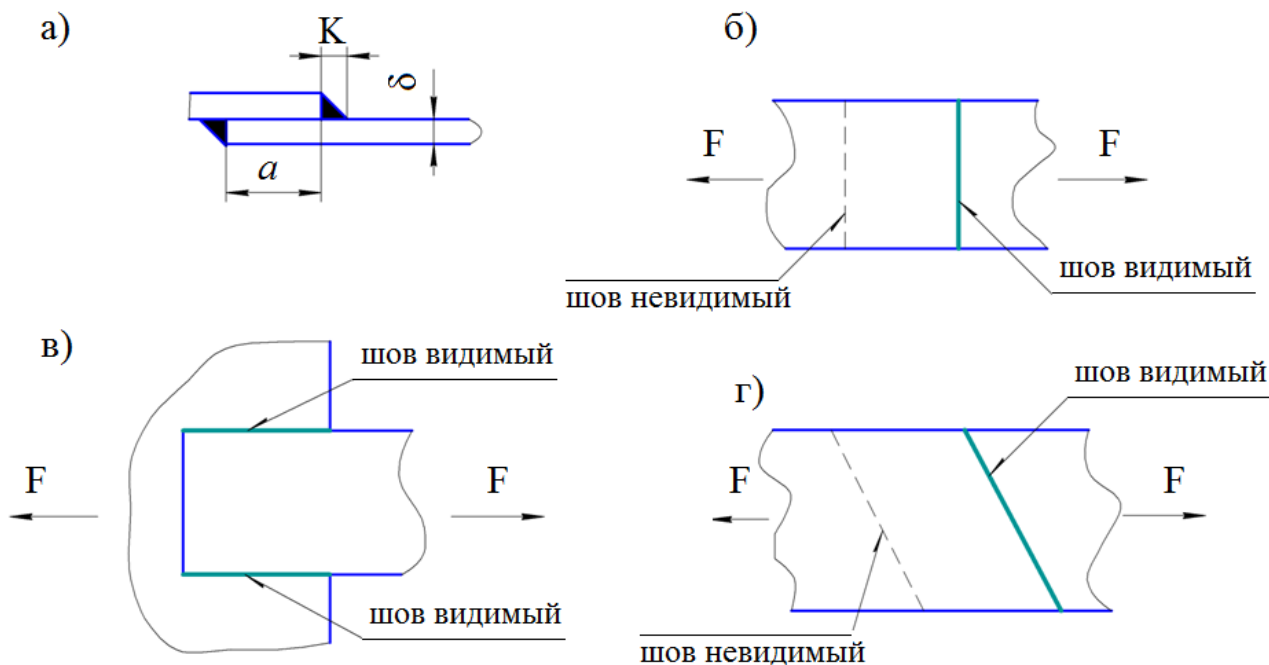


Рис.2.38. Соединения внахлёстку: а) угловые (валиковые) швы; б) лобовые швы; в) фланговые швы; г) косые швы.

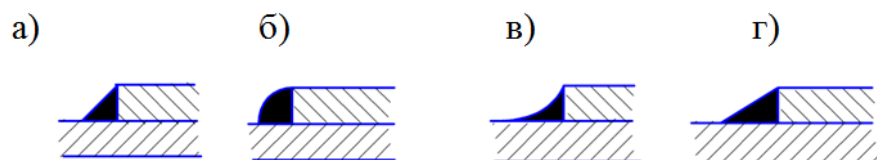


Рис.2.39. Форма сечений угловых швов: а) нормальные швы; б) выпуклые швы; в) вогнутые швы; г) в виде неравнобокого прямоугольного треугольника.

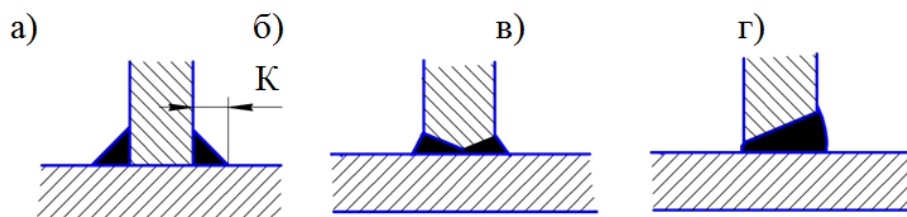


Рис.2.40. Тавровые соединения: а) угловыми швами; б) стыковым швом с двухсторонней разделкой; в) стыковым швом с односторонней разделкой.

Угловые соединения. Угловые соединения (рис.2.41) выполняют, как правило, ручной дуговой сваркой. Они могут быть односторонние и двухсторонние, без подготовки кромок и с подготовкой кромок.

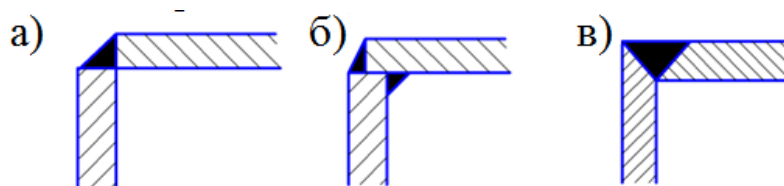


Рис.2.41. Угловые сварные соединения: а) односторонние без подготовки кромок; б) двухсторонние без подготовки кромок; в) односторонние с подготовкой кромок.

Угловые соединения применяют преимущественно для передачи малых нагрузок и поэтому их обычно не рассчитывают.

Для швов всех типов, применяемых в сварных соединениях, характерны следующие дефекты:

- непровар – местное отсутствие сцепления между наплавленным и основным металлом;
- подрез – местное утонение соединяемого элемента у границы шва вследствие оплавления;
- пористость шва;
- шлаковые включения;
- трещины.

2.7.3. Достоинства и недостатки сварных соединений.

Достоинства:

- малая трудоёмкость, а значит и малая стоимость;
- небольшая масса конструкции;
- одновременное обеспечение герметичности и прочности конструкции;
- возможность автоматизации процесса;
- возможность соединения профилей большой толщины.

Недостатки:

- прочность и качество шва зависят от квалификации и состояния сварщика;
- коробление деталей из-за неравномерного нагрева;
- недостаточная надёжность при переменном нагружении.

По мере развития технологии сварки влияние этих недостатков на качество шва постепенно снижается.

2.7.4. Расчёт сварных соединений.

Основное требование при проектировании сварных конструкций - обеспечить равнопрочность сварного шва и соединяемых деталей.

Стыковые швы.

Они имеют прочность близкую к прочности основного металла, обеспечивают меньшую массу и концентрацию напряжений. При качественной сварке разрушаются преимущественно в зоне термического влияния, то есть в прилегающем ко шву участке. Поэтому расчет стыкового соединения принято производить по размерам сечения детали в этой зоне. Расчет стыковых швов производят по выражениям:

- на растяжение
$$\sigma'_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p;$$

- на сжатие
$$\sigma'_{сж} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{сж};$$

- на изгиб
$$\sigma'_и = \frac{M}{W'} \leq [\sigma]_п;$$

- на изгиб с растяжением
$$\sigma' = \frac{F}{A} + \frac{M}{W'} \leq [\sigma]_п,$$

где F - растягивающая или сжимающая силы;

A - площадь расчётного сечения шва, $A = \ell \delta$, здесь ℓ - длина шва, а δ - толщина соединяемых деталей, т. е. размер шва; W' - момент сопро-

тивления расчетного сечения шва, $W' = \frac{\ell \delta^2}{6};$

$\sigma'_п, [\sigma]_п, [\sigma]_{сж}$ - действующее и допускаемые напряжения в шве.

Соединения угловыми (валиковыми) швами.

Длину лобовых и косых швов не ограничивают. Длина фланговых швов рекомендуется не более $(50...60)k \geq 30\text{мм}$. Такое ограничение минимальной длины шва сделано вследствие неизбежных его дефектов – непровар и т.п.

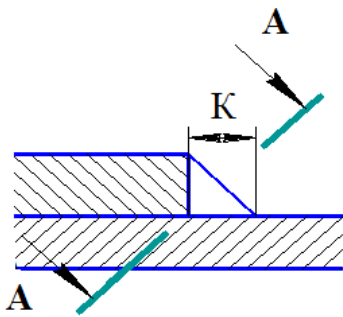


Рис.2.42. Разрушение углового шва.

Разрушение угловых швов происходит по наименьшему сечению, т.е. плоскостью, проходящей через биссектрису прямого угла (рис.2.42). Фактическое напряжённое состояние металла в шве

– сложное. **Условно считается, что угловые швы работают только на срез.** В расчетном сечении толщину шва принимают равной $0.7k$, где k – катет поперечного сечения шва.

Таким образом, площадь поперечного сечения шва, по которой происходит срез, $A = 0.7k\ell$. Расчёт угловых швов производится по унифицированным формулам

$$\tau' = \frac{F}{0.7k\ell} \leq [\tau'] \quad \text{или} \quad F \leq 0.7k\ell [\tau'].$$

Эти формулы непосредственно относятся к фланговым швам, а к лобовым применяются условно.

Вообще принято считать, что:

- швы работают независимо;
- фланговые швы передают нагрузку только вдоль своей оси;
- катет шва мал, по сравнению с длиной шва.

Если швы располагаются симметрично относительно линии действия силы, принимают, что напряжение распределяется равномерно по всей длине швов. Длины фланговых швов при этом получаются одинаковыми.

В случае асимметричного расположения фланговых швов, каждый из них рассчитывают по своей нагрузке. При этом считают, что нагрузка на шов пропорциональна его расстоянию от проекции центра тяжести сечения на соответствующую плоскость и чем выше жесткость присоединяемого элемента в месте шва, тем выше нагрузка на него и, значит, тем больше должна быть его длина.

При выполнении таврового соединения угловым швом, последний рассчитывают на срез. А в случае применения стыкового шва – в зависимости от действующей нагрузки: на растяжение (сжатие), изгиб или совместное действие изгиба с растяжением (сжатием).

2.7.5. Допускаемые напряжения при расчётах сварных соединений.

При расчёте машиностроительных конструкций из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей допускаемые напряжения сварных швов при статических нагрузках принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла. Обычно принимают:

-для автоматической сварки под флюсом или ручной электродами Э42А или Э50А в защитном газе - $\sigma'_{р} \leq \sigma'_{сж} \leq 1 \sigma_{р}$; $\sigma'_{ср} = 0.65 \sigma_{р}$;

-для ручной дуговой сварки электродами Э42 или Э50, для газовой сварки $\sigma'_{р} \leq 0.9 \sigma_{р}$, $\sigma'_{сж} = 1 \sigma_{р}$, $\sigma'_{ср} = 0.6 \sigma_{р}$.

2.7.5. Расчёт сварных соединений при переменной нагрузке.

При переменном нагружении сварные швы оказываются значительно слабее металла соединяемых деталей. Это следствие того, что:

- сварной шов – сильный концентратор напряжений;
- в зоне сварки действуют остаточные напряжения;
- в зоне нагрева меняется структура металла и выгорают легирующие элементы.

При переменных нагрузках значения допускаемых напряжений снижают умножением на коэффициент γ (верхний знак при растяжении, нижний – при сжатии):

$$\gamma = \frac{1}{\sigma_{\sigma} K_{\sigma} \pm b - (a K_{\sigma} \mp b) R} \leq 1,$$

где K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

R - коэффициент асимметрии цикла;

a и b – числовые коэффициенты, зависящие от материала соединяемых деталей. Например, для углеродистых сталей принимают $a = 0.58$ и $b = 0.26$, а для низколегированных $a = 0.65$ и $b = 0.3$.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений принимаются в зависимости от соединяемых материалов, типа шва и вида сварки. Например, значения K_{σ} для электродуговой сварки приведены в таблице 2.1.

Коэффициент асимметрии цикла

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}.$$

Таблица 2.1

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при электродуговой сварке.

Расчётный элемент	Низкоуглеродистая сталь	Низколегированная сталь
Стыковые швы с полным проваром корня	1.2	1.4
Угловые швы:		
лобовые	2.0	2.0
фланговые	3.5	4.5

Если получается $\gamma > 1$, то принимают $\gamma = 1$. Так обычно получается при высокой асимметрии цикла. Это означает, что для данного цикла нагружения решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

При переменном нагружении рекомендуется рассчитывать на усталость не только сварные швы, но и сами детали в зоне этого шва. Допускаемое напряжение для деталей также умножают на коэффициент γ .

Повышению выносливости сварных швов способствуют: автоматическая сварка под флюсом и сварка в среде защитных газов, термообработка сварной конструкции, наклёп дробью, чеканка сварных швов.

Термообработка сварной конструкции это отжиг с последующим медленным охлаждением (искусственное старение: обычно это нагрев до 600-650 °С, а затем охлаждение, сначала с печью, потом - на воздухе). Редко применяют естественное старение – выдержку после сварки в течение 1.5...2 месяцев.

Контрольные вопросы:

- 1. Сварные соединения и виды сварки.*
- 2. Конструктивные разновидности сварных соединений.*
- 3. Лобовые, фланговые, косые, комбинированные швы. Почему не рекомендуется применять длинные фланговые швы?*
- 4. Угловые швы; возможные формы поперечного сечения угловых швов, наиболее рациональная форма при переменном нагружении.*
- 5. Возможные дефекты сварных соединений.*
- 6. Достоинства и недостатки сварных соединений.*
- 7. Расчёт стыковых швов.*
- 8. Расчёт угловых швов; допущения при расчётах угловых швов.*
- 9. Допускаемые напряжения при расчётах сварных швов.*
- 10. Расчёт сварных швов при переменном нагружении.*
- 11. Естественное и искусственное старение сварных конструкций.*

2.8. Соединения с гарантированным натягом.

2.8.1. Общие положения

Это неразъёмные соединения для передачи осевой силы и (или) вращающего момента. Диаметр вала чуть больше, чем диаметр отверстия. При сборке за счёт упругих деформаций диаметр вала уменьшится, а диаметр втулки – увеличится. (рис.2.43).

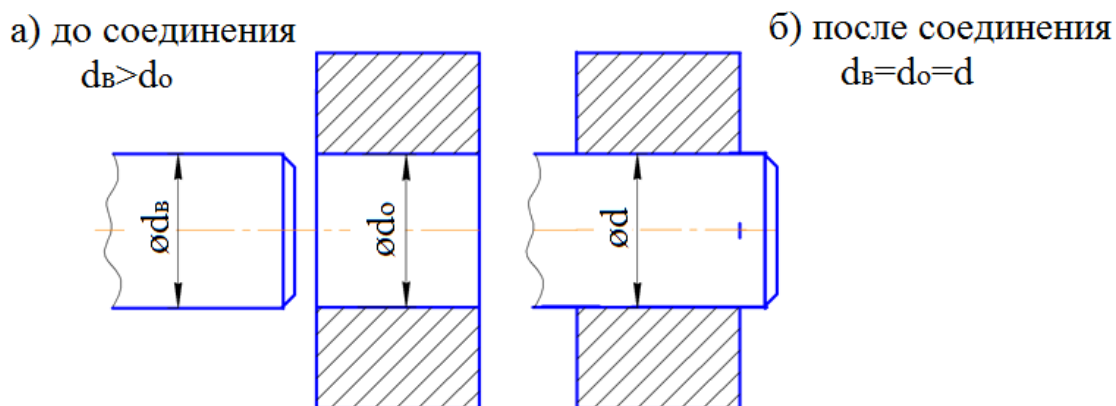


Рис.2.43. Соединение с натягом: а) до соединения; б) после соединения.

Таким образом, после сборки создаётся натяг за счёт разности размеров соединяемых деталей. На поверхности контакта деталей возникают силы трения, препятствующие взаимному смещению элементов соединения.

Соединения можно разделить на две группы:

- соединение деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям без применения специальных соединительных деталей;
- соединение деталей по плоскостям с помощью специальных стяжных колец или планок (анкеров).

Основное применение имеют соединения первой группы по цилиндрической поверхности.

По способу сборки различают цилиндрические соединения с натягом, собираемые запрессовкой или с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали. Надёжность соединения, собираемого с нагревом или охлаждением, примерно в 1.5 раза выше, чем у соединения, собираемого запрессовкой. Это происходит потому, что при сборке запрессовкой неровности контактных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, что снижает несущую способность соединения.

2.8.2. Достоинства соединений:

- простота конструкции;
- хорошо работают при больших динамических нагрузках;
- обеспечивают хорошее центрирование.

2.8.3. Недостатки соединений:

- сложность сборки – разборки и возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке;
- концентрация напряжений от посадки с натягом сопряженной детали, а значит снижение усталостной прочности вала;
- трудность контроля степени надёжности соединения в процессе сборки;
- большое рассеивание прочности соединения в связи с рассеиванием посадочных размеров в пределах допусков.

Под прочностью соединения здесь понимается способность передавать внешнюю нагрузку.

Применение соединений

Соединения широко применяются для сборки кривошипов, коленчатых валов, колёсных центров и бандажей железнодорожного состава, венцов зубчатых и червячных колёс, подшипников качения и других деталей машин.

2.8.4. Расчёт соединений.

Задача расчёта установить требуемое для передачи заданной внешней нагрузки сопряжение деталей (т.е. посадку) и проверить выдержат ли соединяемые детали создаваемый при сопряжении натяг.

Расчёт выполняется по следующему алгоритму.

1. Определить давление на посадочной поверхности, требуемое при соединении деталей для передачи заданной нагрузки.

Исходя из того, что давление p должно быть таким, чтобы силы трения на поверхности контакта полностью противодействовали внешним силам, находим:

- при нагружении соединения внешней осевой силой F :

$$F \leq f\pi d\ell p \text{ откуда } p \geq \frac{K_{\text{сц}} F}{f\pi d\ell};$$

- при нагружении соединения крутящим моментом T :

$$T \leq f\pi d\ell p d/2 \text{ откуда } p \geq \frac{K_{\text{сц}} 2T}{f\pi d^2 \ell};$$

- при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T :

$$\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} \leq f\pi d\ell p \text{ откуда } p \geq \frac{K_{\text{сц}} \sqrt{F^2 + (2T/d)^2}}{f\pi d\ell},$$

где f - коэффициент трения;

d и ℓ - диаметр и длина посадочной поверхности.

Для учёта ослабления давления центробежной силой полученную величину увеличивают. С этой целью и для того чтобы учесть возможные отклонения в формулы вводится коэффициент запаса сцепления $K_{\text{сц}} = 1.5 \dots 3$.

Коэффициент трения принимается: при сборке запрессовкой $f = 0.08$, при сборке с нагревом (охлаждением) $f = 0.14$. Если одна из соединяемых деталей стальная (чугунная), а вторая бронзовая (латунная) $f = 0.05$.

2. Определить требуемый расчётный натяг.

Расчётный натяг цилиндрического соединения связан с требуемым посадочным давлением выражением

$$N_p = pd \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right).$$

Здесь: E_1 и E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей;

$$\text{коэффициенты: } c_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} \mu_1, \quad c_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} \mu_2,$$

где d - посадочный диаметр;

d_1 - диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного поперечного сечения $d_1=0$);

d_2 - наружный диаметр охватывающей детали;

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона соединяемых деталей: для стали $\mu \approx 0.3$; для чугуна $\mu \approx 0.25$; для бронзы $\mu \approx 0.35$.

3. Определить действительный натяг соединения.

Для компенсации сглаживания микронеровностей профилей сопрягаемых деталей действительный натяг N_d соединения должен быть больше требуемого N_p . Поэтому

$$N_d = N_p + 1.2(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} - высоты микронеровностей профилей, принимаемые по соответствующему стандарту.

4. Подбор стандартной посадки.

По значению N_d подбирается из стандарта соответствующая посадка таким образом, чтобы наименьший её натяг был равен или близок N_d .

Наиболее распространены следующие посадки с натягом для квалитетов 6 и 7 (в порядке убывания натяга): H7/u7; H7/s6; H7/r6; H7/p6.

5. Проверка прочности соединяемых деталей.

Необходимо проверить прочность соединяемых деталей, так как создаваемый при сборке натяг может вывести их из строя. При этом нужно исходить из наибольшего возможного натяга N_m выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга

$$N_{mp} = N_m - 1.2(R_{z1} + R_{z2}),$$

а также возможного максимального давления на контактной поверхности соединяемых деталей

$$p = \frac{N_{mp}}{d(c_1/E_1 + c_2/E_2)}.$$

Для охватывающей детали, как известно из курса сопротивления материалов, опасными являются точки на её внутренней поверхности. В этих точках возникает плоское напряженное состояние, при этом главные напряжения $\sigma_1 = \sigma_t$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = \sigma_r$. Здесь σ_t - окружное и σ_r - радиальное нормальные напряжения. По гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности) для детали из пластичного материала

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma]_p.$$

Для охватываемой детали кольцевого поперечного сечения опасны также точки внутренней поверхности. В этих точках возникает одноосное сжа-

тие. Условие прочности для охватываемой детали, составленное по третьей теории прочности, имеет вид

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = \frac{2p}{1-(d/d_1)^2} \leq [\sigma]_p.$$

Здесь обозначено σ' для того, чтобы выделить обозначение напряжений для охватываемой детали.

Если охватываемая деталь представляет собой сплошной вал, то в любой его точке возникает двухосное сжатие. Главные напряжения $\sigma'_2 = \sigma'_3 = -p$ одинаковы, а $\sigma'_1 = 0$. Условие прочности в этом случае

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = p \leq [\sigma]_p.$$

2.8.5. Пример П7.

Назначить посадку соединения венца с центром для передачи вращающего момента $T = 2000 \text{ Нм}$. Размеры элементов соединения приведены на рисунке 2.44.

Материалы:

- венец 1: сталь 45 по ГОСТ 1050-74; $\sigma_T = 360 \text{ Н/мм}^2$; $\mu_1 = 0.3$;

- центр 2: чугун СЧ18 по ГОСТ 1412-79; $\sigma_B = 176 \text{ Н/мм}^2$; $\mu_2 = 0.25$.

Шероховатость соединяемых поверхностей:

- венец 1: $R_{z1} = 3.2 \text{ мкм}$;

- центр 2: $R_{z2} = 6.3 \text{ мкм}$.

Решение.

Коэффициент запаса сцепления принимаем $K_{\text{сц}} = 2$.

1. Необходимое для передачи заданного момента давление на поверхности соединения

$$p = \frac{K_{\text{сц}} 2T}{f\pi d^2 \ell} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 2000000}{0.14 \cdot 3.14 \cdot 350^2 \cdot 75} = 1.74 \text{ Н/мм}^2;$$

где $d = 350 \text{ мм}$, $\ell = 75 \text{ мм}$, $f = 0.14$

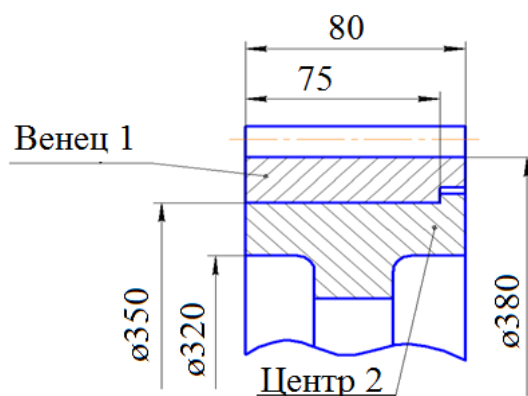
2. Минимальный требуемый натяг для обеспечения необходимого давления

$$N_p = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм.}$$

Коэффициенты:

C_1 - для охватываемой детали, C_2 - для охватывающей

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2.$$



Здесь: - $d = 350 \text{ мм}$ – номинальный диаметр соединения;

- $d_1 = 320 \text{ мм}$ – минимальный диаметр охватываемой детали;

- $d_2 = 380 \text{ мм}$ – наибольший диаметр охватывающей детали.

$$C_1 = 10.939; C_2 = 12.487.$$

$E_1 = 1.3 \cdot 10^5$ и $E_2 = 2.1 \cdot 10^5$, Н/мм^2 – модули упругости.

Рис.2.44. Соединение с натягом.

При таких значениях $N_p = 0.100 = 100$, мкм .

3. Действительный натяг соединения

$$N_d = N_p + 1.2 (R_{z1} + R_{z2}) = 100 + 1.2 (6.2 + 6.3) = 111.4 \approx 112 \text{ ,мкм}$$

4. Стандартная посадка с натягом близким к действительному

Посадка $\phi 350$	H7/u7	H7/s6	H7/r6	H7/p6
Натяг макс. N_m	0.447	0.304	0.226	0.144
Натяг миним. N	0.390	0.268	0.160	0.108

Принимаем посадку $\phi 350 \text{H7/r6}$ с минимальным натягом 160 мкм.

5. Проверка прочности соединяемых деталей

5.1. Наибольший возможный натяг

$$N_{\max} = N_m - 1.2 (R_{z1} + R_{z2}) = 226 - 1.2 (6.2 + 6.3) = 214.6 \approx 215 \text{ ,мкм}$$

5.2. Наибольшее давление на контактной поверхности

$$p = \frac{N_{\max}}{d(c_1/E_1 + c_2/E_2)} = \frac{215}{350 \left(\frac{10.939}{1.3 \cdot 10^5} + \frac{12.487}{2.1 \cdot 10^5} \right)} = 4.32 \text{ ,Н/мм}^2.$$

5.3. Наибольшее напряжение в венце (в охватывающей детали)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} = \frac{2 \cdot 4.32}{1 - \left(\frac{350}{380} \right)^2} = 56.969 \text{ ,Н/мм}^2$$

$$\bar{\sigma}_2 = \sigma_T / S = 360 / 3 = 120 \text{ ,Н/мм}^2; \sigma_{\text{ЭКВ}} \approx 57 \leq \bar{\sigma}_2 = 120 \text{ Н/мм}^2.$$

5.4. Наибольшие напряжения в центре (в охватываемой детали)

$$\sigma'_{\text{ЭКВ}} = \frac{2p}{1 - (d/d_1)^2} = \frac{2 \cdot 4.32}{1 - \left(\frac{350}{320} \right)^2} = -45.647 \approx -46 \text{ ,Н/мм}^2;$$

$$-46 < \frac{\sigma_B}{S} = \frac{176}{3} \approx 58, \text{Н/мм}^2$$

6. Вывод: для соединения использовать посадку $\phi 350\text{H}7/\text{r}6$.

Контрольные вопросы:

1. Назначение и конструкция соединения. Почему соединение относится к неразъёмным соединениям? За счёт каких сил оно передаёт внешнюю нагрузку?

2. Достоинства и недостатки соединения с натягом.

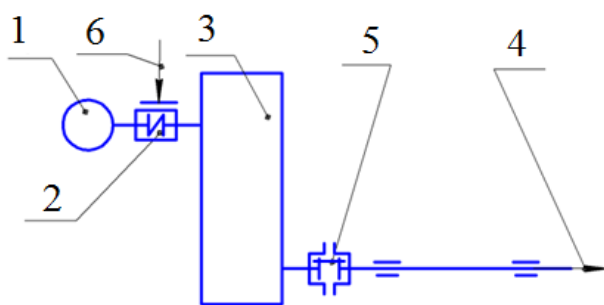
3. Задача расчёта соединения.

4. Алгоритм расчёта соединения.

3. Приводы машин.

3.1. Назначение и элементы привода.

В каждой машине есть рабочий орган и двигатель, соединённые передающим механизмом. Двигатель и передаточный механизм образуют привод. **Назначение привода – передача энергии (мощности, движения) двигателю рабочему органу.** Машина может иметь один или несколько рабочих органов. Каждый рабочий орган может совершать одно или несколько рабочих движений. Для каждого движения может быть свой двигатель или все движения могут обеспечиваться одним двигателем через разные цепочки передач.



В общем случае привод состоит из (рис.3.1):

- 1- двигатель;
- 2- муфта быстрого хода;
- 3- передаточный механизм;
- 4- рабочий орган (не входит в привод);
- 5- муфта медленного хода.

Рис.3.1 Кинематическая схема привода.

Кроме этого привод может иметь:

- 6- тормозное устройство;
- 7- рама, на которой монтируются элементы привода;
- 8- ограждение для обеспечения безопасности работы.

Передаточные механизмы применяются в приводах так как:

- скорости рабочих органов различны и не совпадают с оптимальными скоростями двигателей;
- часто необходимо регулирование скорости рабочего органа;
- двигатели совершают равномерное вращение, а рабочие органы могут двигаться по самым разным траекториям;
- от одного двигателя иногда нужно передавать энергию разным рабочим органам.

3.2. Основные характеристики привода.

У каждого привода имеется: вход – место, куда поступает энергия; выход – место где снимается энергия.

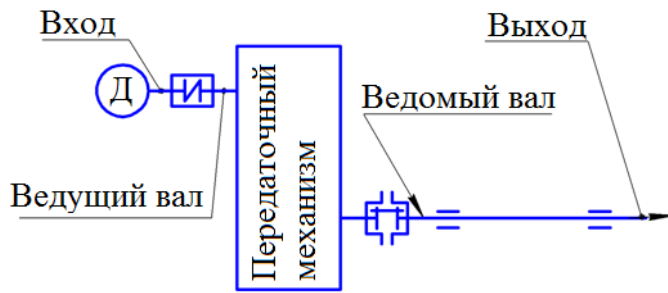


Рис.3.2. Элементы привода.

На входе – ведущий вал;
на выходе – ведомый вал.
Между ними – промежуточные валы привода.
Основные характеристики:
- мощность на входе $N_{ВХ}$, кВт;
- мощность на выходе $N_{ВЫХ}$, кВт;
- угловые скорости валов:
 $\omega_1 \dots \omega_n$, 1/сек или частоты
вращения валов $n_1 \dots n_n$, об/мин.

Кроме этого могут быть вычислены:

- вращающие моменты на валах $T_1 \dots T_n$, Нм;

- к.п.д. привода $\eta_o = \frac{N_{ВЫХ}}{N_{ВХ}} = \frac{T_{ВЫХ}}{T_{ВХ}}$;

- общее передаточное число привода $u_o = \frac{\omega_{ВХ}}{\omega_{ВЫХ}} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ВЫХ}}$.

Если $u_o > 1$, т.е. $\omega_{ВХ} > \omega_{ВЫХ}$ – передаточный механизм понижающий (это **редуктор**).

Если $u_o < 1$, т.е. $\omega_{ВХ} < \omega_{ВЫХ}$ – передаточный механизм повышающий (это **мультипликатор**).

Если u_o постоянная величина, то на выходе привода рабочий орган движется с постоянной скоростью.

Если u_o переменная величина, то на выходе привода рабочий орган движется с переменной скоростью. При этом изменение скорости может быть ступенчатым – в приводе имеется **коробка скоростей**, или изменение скорости может быть плавным, бесступенчатым – в приводе имеется **вариатор**.

Поскольку мощность $N = T\omega$, а $\omega = \frac{\pi n}{30}$ получаем уравнение, связывающее три характеристики привода: $N = \frac{T\pi n}{30} = \frac{Tn}{9.55}$. В этом уравнении

T в Нм, n в об/мин, N в Вт. В машиностроении используется для мощности единица кВт, поэтому

$$N = \frac{Tn}{9.55 \times 10^3}, \text{ кВт} \quad \text{или} \quad T = 9.55 \times 10^3 \frac{N}{n}, \text{ Нм.}$$

Поскольку в формуле для момента T частота вращения стоит в знаменателе, то чем меньше частота вращения вала, тем больше момент, который привод должен передать.

В редуцирующем приводе в направлении от входа к выходу:

- мощность уменьшается на восемь – пятнадцать процентов (на величину к.п.д), так как нужна энергия, чтобы преодолеть трение в передачах, трение в опорах валов, сопротивление при размешивании смазки, которой смазываются передачи редуктора;

- частота вращения валов уменьшается в передаточное число раз; передаточное число показывает во сколько раз нужно снизить частоту вращения двигателя, чтобы получить необходимую скорость рабочего органа;

- вращающий момент на валах увеличивается примерно в передаточное число раз (если пренебречь потерями мощности и считать её постоянной), так как частота вращения вала (а она в формуле стоит в знаменателе) уменьшается в передаточное число раз.

3.3. Проектирование приводов.

3.3.1. Исходные данные.

Для проектирования привода должно быть задано:

- назначение привода, требуемый ресурс, условия и режим работы;
- связь проектируемого механизма со всей остальной конструкцией: это самостоятельный элемент или часть машины;
- геометрические параметры рабочего органа;
- кинематические характеристики движения рабочего органа;
- нагрузки на рабочий орган и характер их изменения.

3.3.2. Порядок проектирования привода

1. Выбор электродвигателя.

1.1. Мощность на рабочем органе привода или мощность на выходе привода (в зависимости от конструкции рабочего органа):

$$N_{\text{вых}} = F_{\text{ро}} \times v_{\text{ро}}, \text{ кВт} \quad \text{или} \quad N_{\text{вых}} = \frac{T_{\text{ро}} n_{\text{ро}}}{9.55 \times 10^3}, \text{ кВт},$$

где $F_{\text{ро}}$ - сопротивление на рабочем органе, кН;

$v_{\text{ро}}$ - скорость рабочего органа, м/с;

$T_{\text{ро}}$ - момент на рабочем органе, Нм,

$n_{\text{ро}}$ — частота вращения рабочего органа, об/мин.

1.2. Мощность на входе привода или эффективная мощность

$$N_{\text{вх}} = N_{\text{эф}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_o},$$

где η_o - общий к.п.д. привода.

Возможны две основные ситуации: кинематическая схема привода задана, и кинематическая схема привода не задана.

В первом случае общий к.п.д. привода определяется по заданной кинематической схеме как произведение к.п.д. элементов, входящих в схему

$$\eta_o = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i \dots \eta_k$$

К.п.д. отдельных элементов η_i : передач, пар подшипников, муфт- определяются по справочникам.

Во втором случае общий к.п.д. привода принимается ориентировочно $\eta'_0 = 0.85 \dots 0.9$, соответственно получаем ориентировочную эффективную мощность $N'_{\text{эф}}$.

1.3. Частота вращения рабочего органа

Если она не задана в исходных данных, то определяется по выражению

$$n_{\text{po}} = \frac{v_{\text{po}}}{\pi D_{\text{po}}}$$

Скорость рабочего органа v_{po} и его геометрическая характеристика D_{po} , заданы в исходных данных.

Дальнейшие шаги зависят от того, задана кинематическая схема или нет. Если кинематическая схема задана, то следует такая цепочка шагов.

1.4'. Оценка возможностей заданной кинематической схемы

Зная возможности каждой передачи, назначается для каждой ступени кинематической схемы передаточное число u'_i . При этом нужно придерживаться такого правила: чем дальше от двигателя (чем медленней вращается ведущий элемент передачи), тем меньше её передаточное число (в пределах возможностей этой передачи).

Затем определяется возможное общее передаточное число всей схемы

$$u'_0 = u'_1 u'_2 \dots u'_i \dots u'_k$$

1.5'. Возможная частота вращения электродвигателя

$$n'_{\text{дв}} \approx n_{\text{po}} u'_0$$

1.6'. Выбор электродвигателя.

Электродвигатели одной и той же мощности выпускаются с различным числом пар полюсов 2, 4, 6, 8 и, соответственно, с различной синхронной частотой n_c вращения: 3000, 1500, 1000, 750 об/мин, возможны и другие значения. Синхронная частота вращения это частота вращения магнитного потока в обмотках статора двигателя. Чем больше пар полюсов, тем меньше частота вращения двигателя и тем больше его размеры, масса и стоимость.

Ротор двигателя скользит относительно магнитного потока, отстаёт от него. Поэтому рабочая частота вращения электродвигателя n_a - асинхронная частота – на величину скольжения меньше синхронной и своя у каждого двигателя.

По каталогам или по справочникам выбирается электродвигатель так, чтобы его мощность была ближайшей большей к эффективной мощности

привода, то есть $N_{\text{дв}} > N_{\text{эф}}$, а асинхронная (рабочая) частота вращения ближайшей к $n'_{\text{дв}}$.

1.7'. Уточнение общего передаточного числа привода

$$u_o = \frac{n_a}{n_{\text{po}}},$$

где n_a - рабочая частота вращения выбранного электродвигателя.

1.8'. Уточнение передаточных чисел отдельных ступеней привода

Теперь, когда известно фактическое u_o , нужно уточнить передаточные числа каждой ступени u'_i и, не забывая о том, что у каждой передачи свои возможности, проверить равенство $u_o = u_1 u_2 \dots u_i \dots u_k$. Здесь u_i - фактическое передаточное число i – той ступени привода.

Если кинематическая схема не задана, то порядок действий таков:

1.4''. Выбор электродвигателя

По каталогам или по справочникам выбирается электродвигатель так, чтобы его мощность была ближайшей большей к эффективной мощности привода, то есть $N_{\text{дв}} > N_{\text{эф}}$, а асинхронная (рабочая) частота вращения может быть любая из выпускаемых. Наиболее массовыми (а значит и наиболее дешевыми) являются серии с синхронной частотой вращения 1000 и 1500 об/мин. На них в первую очередь рекомендуется ориентироваться.

Если есть какие-нибудь указания по частоте вращения двигателя (например, в приводе использовать двигатель с синхронной частотой вращения n_c или - на складе есть двигатель с синхронной частотой вращения n_c), то нужно следовать этим указаниям.

1.5''. Определить общее передаточное число привода

$$u_o = \frac{n_a}{n_{\text{po}}},$$

где n_a - рабочая частота вращения выбранного электродвигателя.

1.6''. Составить кинематическую схему привода

Зная u_o и, зная, что $u_o = u_1 u_2 \dots u_i \dots u_k$, выбрать вид каждой передачи привода и назначить её передаточное число, учитывая её возможности и общее правило: чем дальше от двигателя (чем медленней вращается ведущий элемент передачи), тем меньше передаточное число u_i . Количество передач k в приводе определяется выражением

$$u_o = u_1 u_2 \dots u_i \dots u_k,$$

то есть необходимо, чтобы произведение передаточных чисел отдельных передач привода было равно его общему передаточному числу. Вычисления нужно производить с точностью до тысячных.

1.7''. Определить фактическую эффективную мощность

$$N_{\text{эф}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_o}$$

Общий коэффициент полезного действия привода η_o определяется по предлагаемой кинематической схеме $\eta_o = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_i \dots \eta_k$. Коэффициенты полезного действия элементов схемы η_i передач, пар подшипников, муфт - определяются по справочникам.

1.8''. Сравнить мощность двигателя и эффективную мощность.

Если выполняется неравенство $N_{\text{дв}} > N_{\text{эф}}$, то никаких изменений делать не нужно. Если же это неравенство не выполняется, то необходимо заново подобрать электродвигатель так, чтобы оно выполнялось. Можно добиться выполнения этого неравенства, изменяя кинематическую схему или, если есть такая возможность, назначая другие передаточные числа на передачи составленной схемы.

1.9. Таблица исходных данных для расчета передач привода

Пронумеровать на кинематической схеме валы привода, начиная с вала электродвигателя, и для каждого вала определить: частоту вращения n , об/мин; передаваемую валом мощность N , кВт;

передаваемый валом момент T , Нм.

$$\text{Частота вращения } n_i = \frac{n_{i-1}}{u_k};$$

$$\text{передаваемая валом мощность } N_i = N_{i-1} \eta_k \eta_{\text{подш}}^a;$$

$$\text{передаваемый валом момент } T_i = 9.55 \times 10^3 \frac{N_i}{n_i},$$

где n_i, N_i, N_{i-1} - частота вращения и мощности на i - том валу и на предыдущем $i - 1$;

η_k и $\eta_{\text{подш}}$ - к.п.д. k -той передачи и пары подшипников;

a - число пар подшипников.

Все получаемые данные удобно заносить в таблицу (табл.3.1.).

Таблица 3.1

Исходные данные для расчёта передач привода

№ вала	Частота вращения вала, об/мин	Мощность на валу, кВт	Вращающий момент на валу, Нм
1	2	3	4

При заполнении таблицы следует различать мощность, приходящую на вал, и мощность, снимаемую с вала. В таблицу следует заносить мощность, приходящую на соответствующий вал.

И ещё один момент, при указании мощности на первом валу (столбец 3), нужно помнить, что электродвигатель отдаёт ту мощность, на сколько набралось сопротивлений движению. Поэтому здесь должна быть указана эффективная мощность, а не мощность двигателя.

Далее необходимо выполнить следующие действия.

2. Расчет передач привода.
3. Расчёт и конструирование валов привода.
4. Подобрать и проверить работоспособность шпонок.
5. Подобрать и проверить работоспособность подшипников.
6. Определить диаметры болтов крепления редуктора и электродвигателя к раме.
7. Подобрать смазку передач редуктора и открытых передач.
8. Подобрать и проверить работоспособность муфт.
9. Разработать конструкцию рамы привода.
10. Составить инструкцию по техническому обслуживанию привода.

3.4. *Пример П8.*

Задание: предложить кинематическую схему привода, обеспечивающую следующие характеристики конвейера:

- нагрузка на рабочем органе $F=15, \text{кН}$;
- скорость рабочего органа $V=0.5, \text{м/с}$;
- диаметр барабана $D=0.4, \text{м}$.¹

Решение.

1. Мощность на выходе привода (на рабочем органе)

$$N_{\text{вых}} = FV = 15 \cdot 0.5 = 7.5 \text{ кВт}$$

2. Общий к.п.д. привода

Поскольку кинематическая схема привода не задана, принимаем ориентировочно $\eta'_0 = 0.9$.

3. Мощность на входе привода

¹ - приведены только те исходные данные, которые на данном этапе решения влияют на кинематическую схему;

- для составления кинематической схемы необходимо знание возможностей передач, применяемых в приводе; они приведены в последующих разделах.

$$N_{ex} = N_{эф} = \frac{N_{блх}}{\eta'_o} = \frac{7.5}{0.9} = 8.33 \text{ кВт}$$

4. Подбор электродвигателя

По каталогам или по справочникам выбирается электродвигатель так, чтобы его мощность была ближайшей большей к эффективной мощности привода, то есть $N_{дв} > N_{эф}$, а асинхронная (рабочая) частота вращения может быть любая из выпускаемых. Принимаем, например, из группы двигателей с синхронной частотой вращения $n_c = 1500$ об/мин электродвигатель марки 4А132S4УЗ с параметрами: $N_{дв} = 11 \text{ кВт}$, $n_{дв} = n_a = 1460$ об/мин.

5. Требуемая частота вращения рабочего органа

$$n_{po} = \frac{v_{po}}{\pi D_{po}} = \frac{60 \cdot 0.5}{3.14 \cdot 0.4} = 23.885 \text{ об/мин}$$

6. Требуемое общее передаточное число привода

$$u_o = n_a / n_{po} = 1460 / 23.885 = 61.126$$

7. Разработка варианта кинематической схемы

7.1. Выбор системы передач передаточного механизма

Для получения общего передаточного числа $u_o = 61.126$ принимаем, учитывая возможности каждого вида передач, что в передаточном механизме используются две последовательные цилиндрические косозубые передачи и тихоходная цепная. Получается кинематическая схема показанная на рис. П8.1. Подчёркиваем: это этому авторскому коллективу нравится такая последовательность передач, другой разработчик предложит свой вариант кинематической схемы. Очевидно, что для окончательного выбора нужно применить систему технико-экономических показателей. Однако на этом этапе учимся составлять кинематические схемы, поэтому остановимся на предложенном варианте.

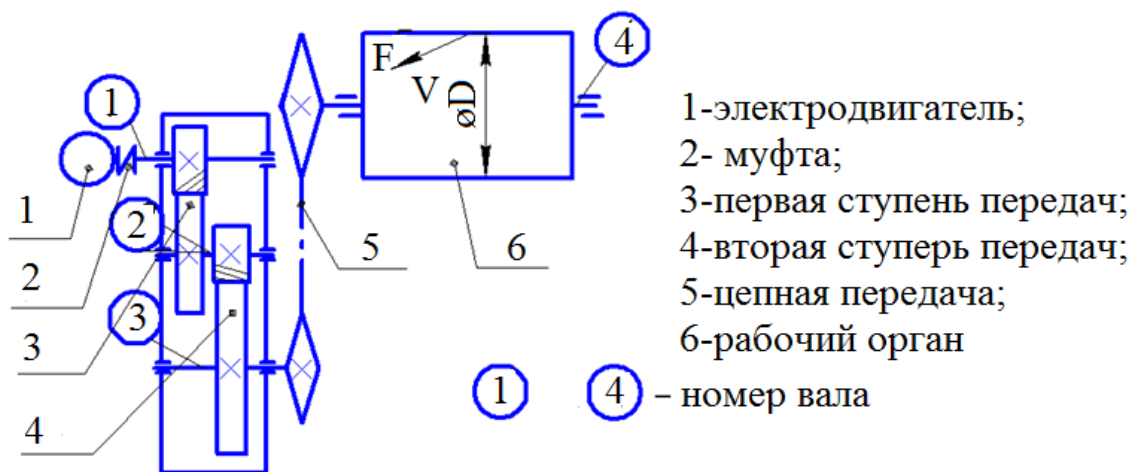


Рис. П8.1. Предлагаемая кинематическая схема привода.

7.2. Определение передаточных чисел передач кинематической схемы

Принимаем передаточное число цепной передачи $u_5 = 2.5$ (см.рис.П8.1), тогда на редуктор придётся

$$u_p = \frac{u_o}{u_5} = \frac{61.126}{2.5} = 24.45$$

Передаточное число тихоходной (второй) ступени редуктора по имеющимся в литературе рекомендациям для двухступенчатых редукторов

$$u_T = u_4 = (0.8...0.95)\sqrt{u_p} = (0.8...0.95)\sqrt{24.45} = 3.956...4.69$$

Принимаем $u_4 = 4.7$. Тогда передаточное число быстроходной (первой) ступени редуктора

$$u_6 = u_3 = \frac{u_p}{u_4} = \frac{24.45}{4.7} = 5.202$$

Проверяем: $5.202 \cdot 4.7 \cdot 2.5 = 61.126$

7.3. Фактический общий к.п.д. привода

По составленной кинематической схеме (см. рис.П8.1) получаем:

$$\eta'_0 = \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_5 \cdot \eta_{п.к.}^3 \cdot \eta_{п.с.}$$

где $\eta_2 = 0.99$ - к.п.д. упругой муфты;

$\eta_3 = \eta_4 = 0.98$ - к.п.д. косозубой зубчатой передачи редуктора;

$\eta_5 = 0.96$ - к.п.д. тихоходной цепной передачи;

$\eta_{п.к.} = 0.99^3$ - к.п.д. подшипников качения (три пары подшипников);

$\eta_{п.с.} = 0.98$ - к.п.д. подшипников скольжения (одна пара). Фактиче-

ский общий к.п.д. привода $\eta'_0 = 0.904$.

7.4. Фактическая потребная мощность на входе

$$N'_{вх} = \frac{N_{вых}}{\eta'_0} = \frac{7.5}{0.904} = 8.296 \text{ кВт}$$

Так как $N'_{вх} = 8.296 \text{ кВт}$ меньше первоначально вычисленной потребной мощности на входе (см.п.3) никакой корректировки подбора двигателя не требуется.

8. Таблица исходных данных для расчёта передач привода

По данным примера заполняем таблицу П8.3.1.

Таблица П8.3.1.

№ вала	Частота вращения вала, об/мин	Мощность на валу, кВт	Вращающий момент на валу, Нм
1	1460.000	8.330	54.487
2	280.661	8.001	272.249
3	59.715	7.763	1241.508
4	23.886	7.452	2979.427

Контрольные вопросы:

1. Назначение и структура привода.
2. Почему применяются приводы?
3. Основные характеристики привода.
4. Как изменяется мощность от входа к выходу в приводе? Почему происходят эти изменения и как они велики?
5. Как изменяется частота вращения валов от входа к выходу редукторного привода? Как велики эти изменения?
6. Как изменяется вращающий момент от входа к выходу редукторного привода? Почему происходят эти изменения и как они велики?
7. Как подобрать электродвигатель, если не задана кинематическая схема привода?

4. Передачи приводов.

В машиностроении используются **механические, гидравлические, пневматические, электрические, электромагнитные** и другие виды передач.

В этом курсе рассматриваются только механические передачи. Классификацию этих передач удобно представить в виде следующей схемы (рис.3.3).

Передачи непосредственного контакта состоят из двух элементов: ведущего и ведомого. Ведущий элемент воздействует непосредственно на ведомый.

Передачи гибкой связью состоят из трёх элементов: ведущего, ведомого и гибкой связи между ними. Ведущий элемент воздействует на ведомый через гибкую связь.

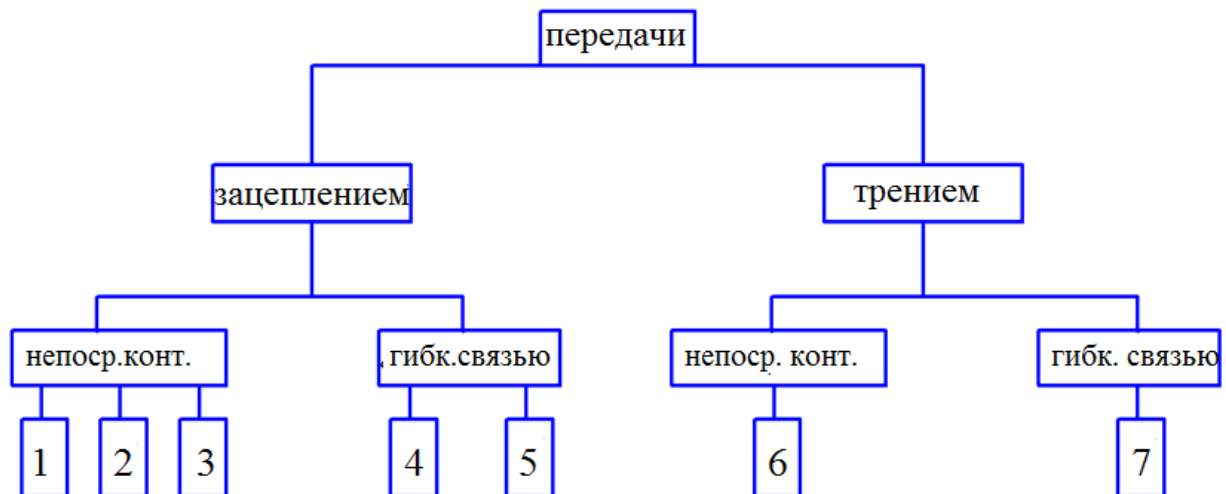


Рис.3.3. Классификация механических передач:

- 1-зубчатые передачи; 3-передача винт-гайка; 5-зубчато-ремённая передача;
2- червячная передача; 4-цепная передача; 6- фрикционная передача;
7- ремённая передача.

4.1. Общие сведения о зубчатых передачах.

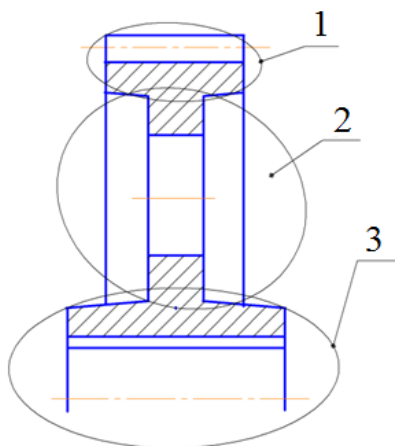


Рис.4.1. Элементы зубчатого колеса.

Зубчатая передача это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передаёт энергию рабочему органу или последующей передаче.

Зубчатая передача, как и всякая передача непосредственного контакта, состоит из двух деталей: ведущей – шестерни и ведомой – колеса. Во время вращения ведущая деталь – шестерня получает вращающий момент от двигателя или предыдущей передачи. Зубья шестерни входят в зацепление с зубьями ведомого колеса и перекатываются по ним, теоретически без скольжения. При этом зуб шестерни давит на зуб колеса, заставляя колесо вращаться в нужную сторону. У зубчатых колёс в общем

случае различают (рис.4.1):

- 1- венец, на котором нарезаются зубья;
- 2 - ступица, которой зубчатое колесо насаживается на вал;
- 3 - диск, соединяющий венец со ступицей.

В зависимости от размеров колеса диск может отсутствовать, а может существовать и иметь рёбра или спицы.

Достоинства зубчатых передач.

- высокий коэффициент полезного действия;
- высокая надёжность;
- малые габариты;
- простота обслуживания;
- постоянство передаточного числа;
- жесткая кинематическая связь между ведущим и ведомым элементами;
- небольшие нагрузки на валы и опоры.

Недостатки зубчатых передач.

- не предохраняют от перегрузок;
- являются источником вибраций;
- нельзя реализовать бесступенчатое регулирование скорости;
- требуют высокой точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях.

4.2. Классификация зубчатых передач.

4.2.1. По расположению осей валов (осей вращения элементов передачи) выделяют:

- **цилиндрические передачи**, если оси валов параллельны (рис.4.2);
- **конические передачи**, если оси валов пересекаются в одной плоскости под углом Σ (рис.4.3); чаще всего угол $\Sigma=90^\circ$;

- передачи винтовыми или гипоидными колёсами, если оси валов перекрещиваются в пространстве (рис.4.4);

- передача шестерня – рейка или передача винт – гайка для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот (рис.4.5).

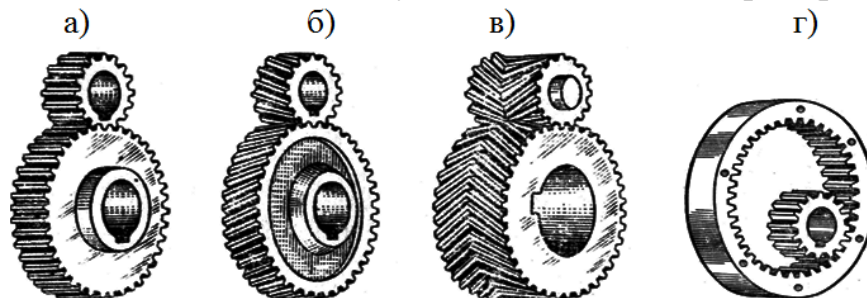


Рис.4.2. Цилиндрические передачи : а) прямозубая; б) косозубая; в) шевронная; г) с внутренним зацеплением.

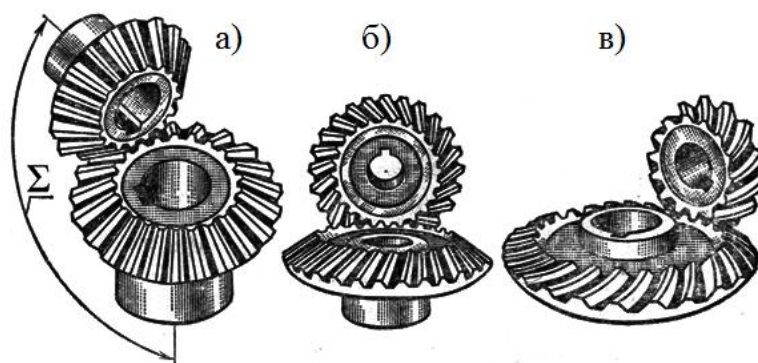


Рис.4.3. Конические передачи: а) прямозубая; б) косозубая; в) с круговым зубом.

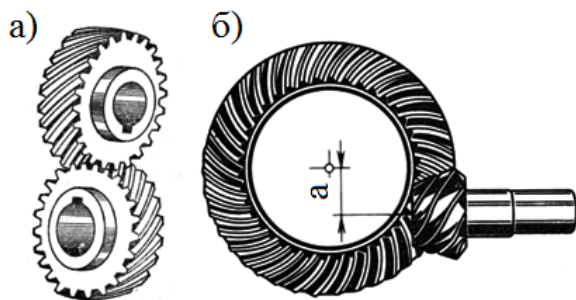


Рис.4.4. Передачи для перекрещивающихся осей валов: а) винтовыми колёсами; б) гипоидная передача.

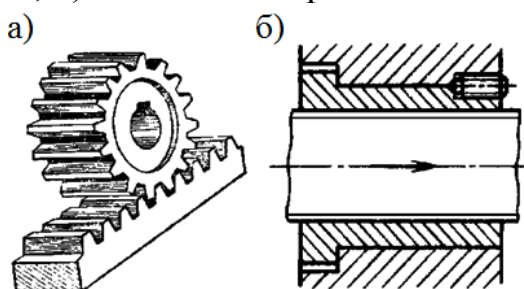


Рис.4.5. Передачи: а) шестерня – рейка; б) винт – гайка.

4.2.2. По расположению зубьев различают:

- **прямозубые колёса** – зуб параллелен образующей той поверхности, на которой он нарезан (см. рис.4.2а, 4.3а);
- **косозубые колёса** – зуб наклонён по отношению к образующей той поверхности, на которой он нарезан (см.рис.4.2б,4.3б);
- **колёса с криволинейным зубом** – зуб нарезан по дуге кривой - эвольвенте или окружности (см. рис.4.3в);
- **шевронные колёса**: колесо представляет собой объединённые в одну

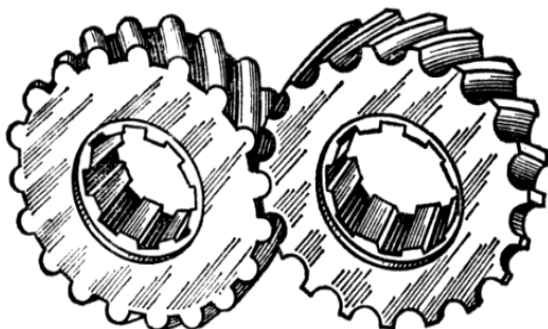


Рис.4.6.Зацепление Новикова.

конструкцию два косозубых колеса, зубья которых нарезаны навстречу друг другу (см.рис.4.2в).

4.2.3. По форме профиля зубьев различают:

- колёса с **эвольвентным** профилем зубьев -это основная масса передач в машиностроении;

- зацепление Новикова - колёса с **круговым профилем** зубьев, профиль

зуба очерчен дугами окружностей (рис.4.6), зацепление таких колёс возможно лишь при косых зубьях, благодаря высокой несущей способности оно весьма перспективно;

- колёса с **циклоидальным профилем** зубьев – в настоящее время применяются лишь в приборах и часах, в данном курсе не изучаются.

4.2.4. По виду зацепления:

- **внешнее зацепление** (см. рис.4.2а,б,в и т.п.);
- **внутреннее зацепление** (см. рис. 4.2г).

4.2.5. По конструктивному исполнению:

- **закрытые** передачи: защищены от окружающей среды, работают в жестком корпусе в условиях хорошей смазки;
- **открытые** передачи: как правило, не защищены от окружающей среды, не обеспечена жесткая фиксация элементов передачи в пространстве, смазка периодическая, часто консистентная.

4.2.6. По величине передаваемой мощности различают:

- **силовые передачи**: обеспечивают не только движение, но и передачу при этом мощности;
- **кинематические передачи**: передают движение, при этом передаваемая мощность незначительна и в расчётах по нагрузке нет необходимости.

4.3. Цилиндрическая прямозубая передача.

4.3.1. Особенности работы передачи.

Это передача зацеплением непосредственного контакта. Применяется когда оси вращения элементов передачи (или оси валов) параллельны. На кинематических схемах изображается в соответствии с рис.4.7. У зубчатых колёс прямозубой передачи зуб параллелен образующей цилиндра, на котором он нарезан. Рис.4.7.Изображение цилиндрической

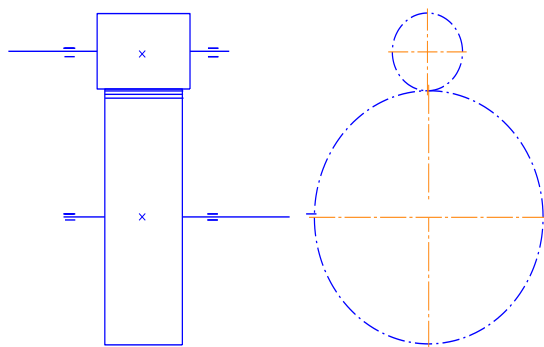


Рис.4.7.Изображение цилиндрической
прямозубой передачи.

зан. Значит, он входит в зацепление и выходит из него сразу по всей длине. В любом приводе всегда имеются крутильные колебания. Погрешности изготовления колёс по профилю и шагу, износ зубьев увеличивают их амплитуду. Поэтому при работе прямозубой передачи возможны мгновения, когда в зацеплении нет ни одной пары зубьев. После таких мгновений зуб входит в зацепление с ударом. Отсюда ударный

характер и шум во время работы прямозубой передачи и, как следствие, ограничение возможной скорости её применения.

4.3.2. Возможности передачи:

- по мощности – ограничений нет;
- по скорости - $V \leq 8 \dots 10$ м/сек, в зависимости от точности передачи;
- передаточное число – если применять в качестве открытой передачи и не иметь ограничений по габаритам, то $u \leq 10$, в редукторах $u \leq 5$ (в крайнем случае 6);

- к.п.д. в зависимости от точности изготовления $\eta = 0.96 \dots 0.98$.

4.3.3. Геометрические соотношения в прямозубой цилиндрической передаче.

Основной параметр зацепления – модуль. Это величина пропорциональ-

ная шагу зацепления $m = \frac{P}{\pi}$ или модуль - часть начального диаметра d_{wi} ,

приходящаяся на один зуб $m = \frac{d_{wi}}{z_i}$. Здесь P – шаг зацепления, а z_i - число

зубьев шестерни или колеса. **Модули стандартизованы** в диапазоне $0.05 \dots 100$ мм для ограничения количества инструментов и для обеспечения взаимозаменяемости деталей зубчатых передач.

Все размеры деталей зубчатых передач имеют индексы. Обычно 1 - шестерня, т.е. ведущая деталь, а 2 - колесо, т.е. ведомая деталь.

С кинематической точки зрения зацепление цилиндрических прямозубых колёс эквивалентно качению без скольжения друг по другу начальных цилиндров d_{wi} . Если зубья зубчатых колёс нарезаны без смещения инструмента,

то начальные диаметры d_{wi} совпадают с делительными d_i , то есть

$$d_{wi} = d_i.$$

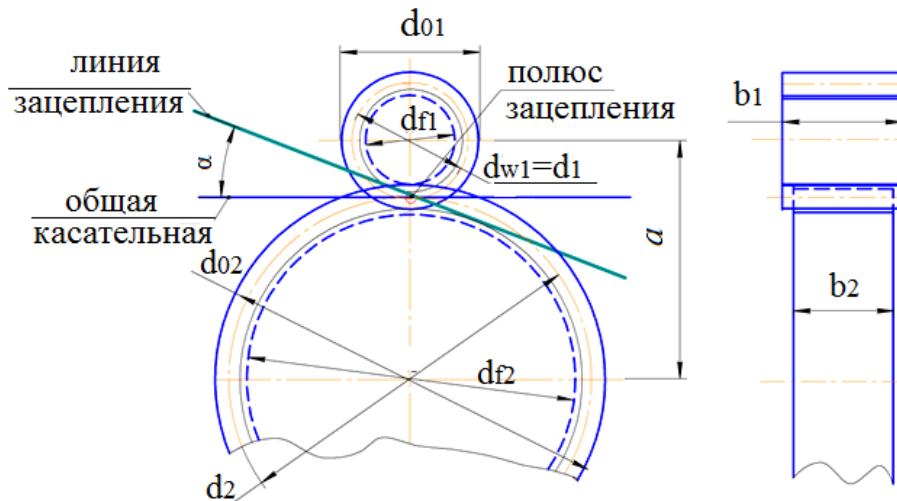
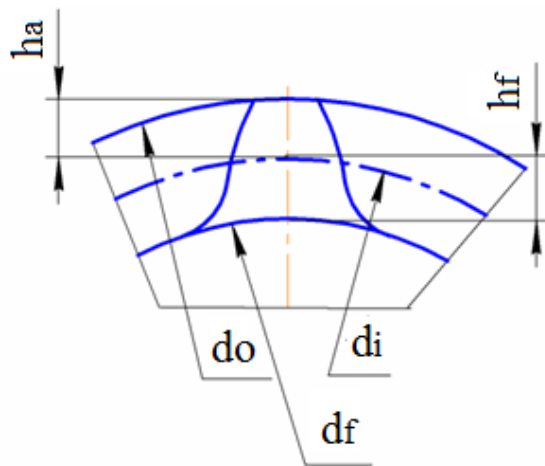


Рис.4.8.Прямозубая цилиндрическая передача.



Делительный диаметр делит зуб по высоте на: головку зуба h_a и ножку h_f

Высота головки зуба $h_a = 1m$, высота ножки

$$h_f = 1.25m.$$

Диаметр окружности выступов (см. рис.4.8)

$$d_a = d_i + 2h_a = mz_i + 2m.$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_f = d_i - 2h_f = mz_i - 2.5m.$$

Рис.4.9. Головка и ножка зуба.

Угол зацепления $\alpha=20^\circ$.

Передаточное число:
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отсюда $d_2 = ud_1$ и $z_2 = uz_1$.

Межосевое расстояние:
$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2} + \frac{ud_1}{2} = \frac{d_1}{2}(1+u) = \frac{m}{2}(z_1 + z_2).$$

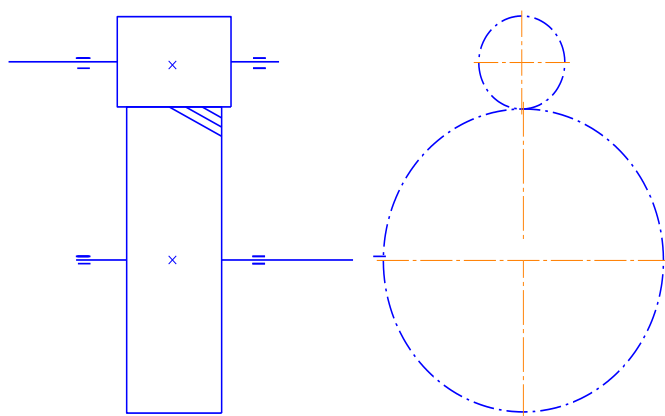
Отсюда $d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}$ и $d_2 = \frac{2a_w u}{u \pm 1}$, где + для внешнего зацепления, - для внутреннего.

4.4. Цилиндрическая косозубая передача.

4.4.1. Особенности работы передачи

Зуб наклонён к образующей цилиндра, на котором нарезан. Поэтому:

- входит в зацепление постепенно, а не



всей длиной сразу, как у прямозубой передачи;

- одна пара зубьев ещё не вышла из зацепления, а другая уже вошла, то есть одновременно в зацеплении находится несколько пар зубьев, значит длина линии контакта зубьев здесь больше, чем у прямозубой передачи

Рис. 4.10. Кинематическая схема цилиндрической косозубой передачи .

Достоинства передачи:

- плавность работы и ниже уровень шума, так как всё время в зацеплении есть зубья;
- так как длина линии контакта зубьев больше, чем у прямозубой передачи, выше несущая способность;
- зуб более прочен на изгиб;
- меньше подрезание зубьев, то есть можно принимать число зубьев шестерни меньше, чем для прямозубой передачи.

Недостаток передачи — при взаимодействии зубьев шестерни и колеса появляется осевое усилие F_x (рис.4.11а). Стремление избавиться от него привело к созданию шевронных передач (рис. 4.11б), у которых осевые усилия уравновешивают друг друга.

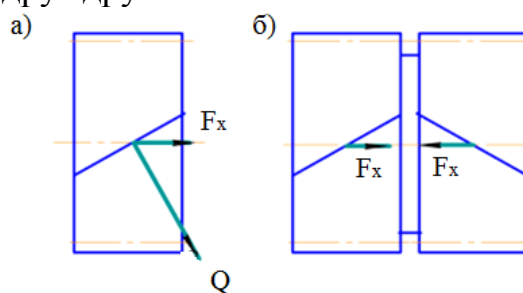


Рис.4.11. Осевые усилия, действующие на: а - косозубое колесо; б – на шевронное колесо.

4.4.2. Возможности передачи:

- по мощности ограничений нет;
 - по скорости до 30 м/сек;
 - по передаточному числу: в одноступенчатом исполнении $u = 10 \dots 12$, в многоступенчатых редукторах $u \leq 8$ (лучше не более 7);
 - к.п.д. 0.97...0.98 (особо точные передачи с полированным зубом 0.99).
- В качестве открытой передачи, как правило, не применяется.

4.4.3. Геометрические параметры передачи.

Косозубые колёса нарезаются тем же инструментом, что и прямозубые и на тех же станках, только головка с инструментом поворачивается на угол наклона зуба β .

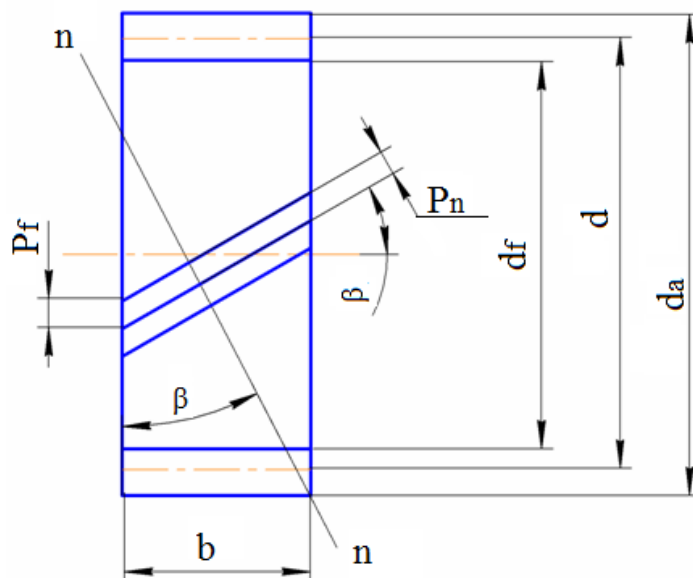


Рис.4.12. Геометрические параметры косозубого колеса.

Таким образом, зуб наклонён по отношению к образующей цилиндра, на котором он нарезан, под углом β . Очевидно, что под таким же углом проходит нормаль $n-n$ к направлению зуба (рис.4.12).

Шаг зубьев можно измерить двумя способами: по нормали и тогда это нормальный шаг P_n , или в торцевой плоскости колеса и тогда это торцевой

шаг P_t . Соответственно получаем модули: нормальный $m_n = \frac{P_n}{\pi}$ и торце-

вой $m_t = \frac{P_t}{\pi}$. Между этими модулями, так же как и между шагами, соот-

ношение $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$.

По стандарту принимается модуль нормальный m_n .

Обычно $\beta = 8...20^\circ$ для косозубых колёс и $\beta = 25...40^\circ$ для шевронных.

С кинематической точки зрения зацепление косозубых цилиндрических колёс эквивалентно качению без скольжения друг по другу начальных цилиндров. Если зубья колёс нарезаны без смещения инструмента, то диаметры начальных цилиндров d_w равны диаметрам делительных цилиндров d

$$d_w = d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Делительный цилиндр (чаще пользуются термином делительная окружность) делит зуб на головку высотой $h_a = 1m$ и ножку высотой $h_f = 1.25m$ (подобно цилиндрическим прямозубым колёсам, см. рис.4.9). Тогда:

- диаметр цилиндра вершин (окружность выступов)

$$d_a = d + 2h_a = \frac{m_n z}{\cos \beta} + 2m;$$

- диаметр цилиндра впадин

$$d_f = d - 2h_f = \frac{m_n z}{\cos \beta} - 2.5m;$$

- межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = \frac{1}{2} m_t (z_1 + z_2) = \frac{m}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2).$$

Передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}.$$

4.5. Конические передачи.

4.5.1. Особенности и возможности передачи

Применяются в тех случаях, когда оси валов пересекаются в одной плоскости под углом Σ (см. рис.4.13). Чаще всего $\Sigma = 90^\circ$, но может иметь любое значение.

Зубья у колёс этих передач нарезаны на конических поверхностях, поэтому у них роль цилиндров выполняют конуса вер - делительный (рис.4.14). Кроме этого, в конических передачах выделяют наружный, внутренний и средний дополнительные конуса. Все эти конические поверхности перпендикулярны делительному конусу.

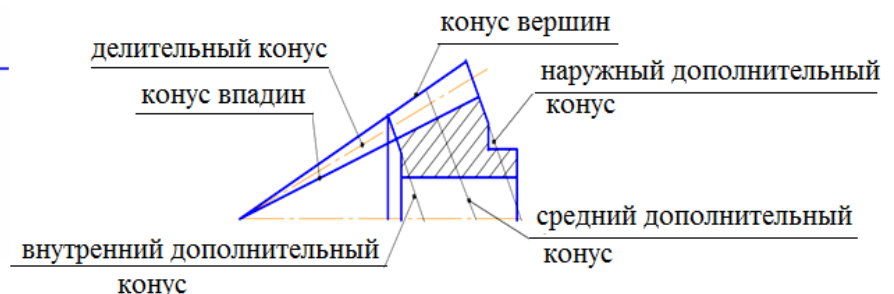
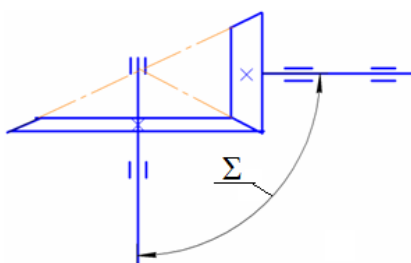


Рис.4.13. Кинематическая схема конической передачи. Рис.4.14. Поверхности конического колеса.

Размеры, полученные на среднем дополнительном конусе, имеют индекс m , на наружном – e .

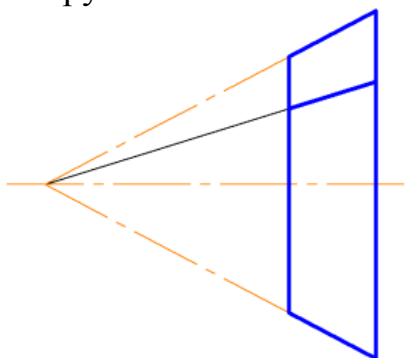


Рис.4.15. Прямозубое коническое колесо.

Конические зубчатые колёса могут быть с прямыми, тангенциальными (косыми) и круговыми зубьями.

Конические зубчатые колёса с прямым зубом

Зуб у этих колёс нарезан вдоль образующей делительного конуса и линия зуба проходит через его вершину (рис.4.15).

Такие колёса широко применяются во всех отраслях машиностроения при скоростях $v \leq 3$ м/сек, а если зуб шлифуется, то $v \leq 8$ м/сек.

По мощности ограничений при применении нет.

Передаточное число таких передач обычно:

- открытых $u \leq 6 \dots 8$, но лучше не превышать 4,
- закрытых $u \leq 4$ (лучше 3). К.п.д. – 0.94...0.96.

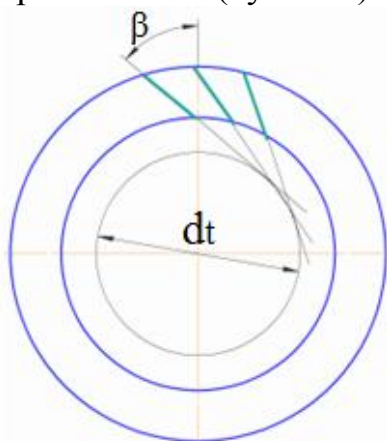


Рис.4.16. Косозубое коническое колесо.

Конические зубчатые колёса с тангенциальным зубом (косозубые). У этих колёс зуб нарезан по касательной к некоторой окружности диаметра d_t (рис.4.16). С образующей делительного конуса направление зуба составляет угол β . Обычно $\beta \leq 25 \dots 30^\circ$. Это косозубое коническое колесо.

Такие колёса имеют ограниченное применение, так как очень чувствительны к погрешностям изготовления и сборки.

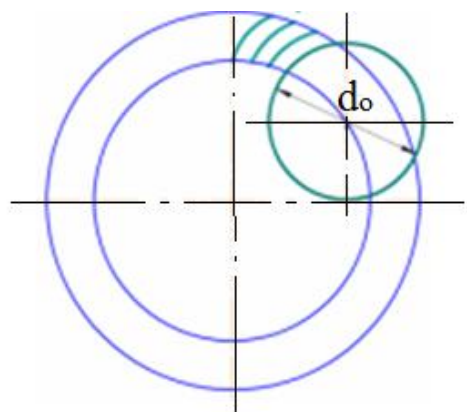


Рис.4.17. Коническое колесо с круговым зубом.

Конические зубчатые колёса с круговыми зубьями.

Возможности этих передач аналогичны прямозубым колёсам, допускается несколько большая скорость - до 15 м/сек. Линия зуба колеса направлена по дуге окружности (рис.4.17), либо по эвольвенте, либо по какой-нибудь подобной кривой.

Такие зубчатые колёса широко применяются в транспортном машиностроении для силовых передач. Точность изготовления колёс с круговыми зубьями должна быть выше, чем прямозубых.

Применение таких передач аналогично применению закрытых прямозубых. Но скорости у них выше – до 30 м/сек, к.п.д. 0.96...0.98, а максимальное передаточное число может достигать 6.

В зависимости от размеров сечений по длине зуба конических колёс различают трёх форм (рис.4.18).

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис.4.18а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки зуба пропорциональна расстоянию от вершины конуса. Эта форма является основной для прямозубых и косозубых конических колёс. Её применяют также для передач с круговыми зубьями при $z_{\Sigma} = 20 \dots 100$.

Форма II – понижающиеся зубья (рис.4.18 б,в). Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Ширина дна впадины постоянна, а толщ

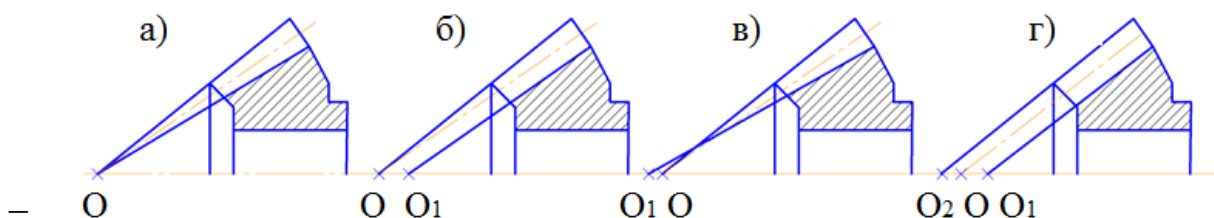


Рис.4.18. Осевые формы зубьев конических зубчатых колёс.

на зуба по делительному конусу растёт пропорционально расстоянию от вершины. Эта форма позволяет обрабатывать обе поверхности зубьев одним инструментом. Она является основной для колёс с круговыми зубьями.

Форма III – равновысокие зубья (рис.4.18г). Образующие конусов вершин, впадин и делительного параллельны. Эту форму применяют для круговых зубьев при $z_{\Sigma} \geq 40$.

Достоинство передачи – возможность угловой компоновки привода.

Недостатки:

- сложная технология изготовления, а значит и более высокая стоимость;
- сложен монтаж, передача требует регулировки;
- одно из колёс получается консольным, это усиливает неравномерность нагружения зуба по длине и шум во время работы.

4.5.2. Геометрические параметры передачи коническими прямозубыми зубчатыми колёсами.

С кинематической точки зрения зацепление конических колёс эквивалентно качению без скольжения друг по другу начальных конусов. У конических колёс начальные конуса совпадают с делительными.

У конических колёс с прямыми и косыми зубьями по стандарту принимается торцевой модуль на наружном дополнительном конусе m_{te} .

Из треугольника OAB (рис.4.19) следует:

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta} \text{ или } d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1, \quad d_{e2} = 2R_e \sin \delta_2.$$

Так как $d_e = m_{te} z$, то $d_{e1} = m_{te} z_1 = 2R_e \sin \delta_1$ и $m_{te} = 2 \frac{R_e \sin \delta_1}{z_1}$.

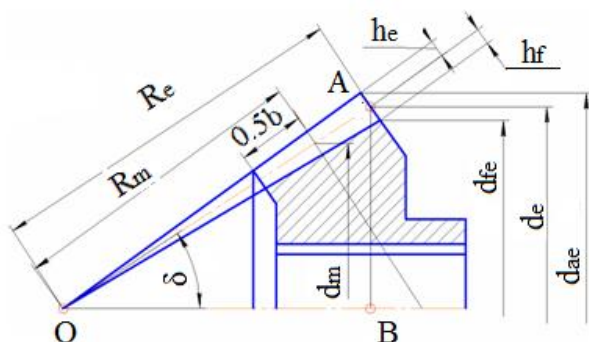


Рис.4.19. Геометрические параметры конического колеса.

Из этого же треугольника: $R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$

R_e - внешнее конусное расстояние. Среднее конусное расстояние - R_m .

$$R_m = R_e - 0.5b.$$

Начальный диаметр в среднем сечении - $d_m = m_m z$.

На основании теоремы о подобии треугольников

$$\frac{d_m}{d_e} = \frac{R_m}{R_e} = \frac{m_m z_1}{m_{te} z_1} = \frac{R_e - 0.5b}{R_e}.$$

Отсюда $m_m = m_{te} \left(1 - 0.5 \frac{b}{R_e}\right).$

Отношение $\frac{b}{R_e} = K_{be} \leq 0.3$. Поэтому $m_m = m_{te} (1 - 0.5K_{be})$ и

$$d_m = d_e (1 - 0.5K_{be}).$$

Головка зуба $h_a = 1m_{te}$ и ножка зуба $h_{fe} = 1.2m_{te}$ замеряются на наружном дополнительном конусе (см. рис.4.19). Поэтому

$$d_{ae} = d_e + 2h_a \cos \delta; \quad d_{fe} = d_e - 2h_f \cos \delta.$$

Передаточное число при любом значении Σ :

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{2R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Для ортогональных передач

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1}.$$

4.6. Усилия взаимодействия зубьев при работе зубчатых передач.

4.6.1. Допущения при рассмотрении взаимодействия зубьев.

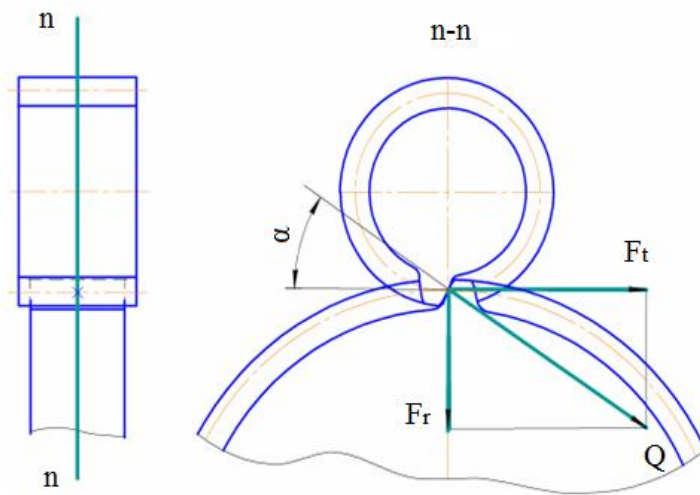
Во время работы зубчатой передачи шестерня (т.е. ведущая деталь) получает вращающий момент от двигателя или предыдущей передачи. Вследствие этого зуб шестерни, находящийся в зацеплении с зубом колеса, давит на него, заставляя двигаться.

Рассматривая взаимодействие зубьев, необходимо оговорить следующее:

- нагрузку зубьев заменяем сосредоточенной силой и считаем, что она лежит в плоскости нормального сечения и направлена по общей нормали к контактирующим поверхностям, т.е. для эвольвентных профилей по линии зацепления;
- усилие взаимодействия зубьев считаем приложенным в полюсе зацепления;
- для расчетов передач, валов, подшипников удобно это нормальное усилие разложить на ортогональные составляющие.

4.6.2. Цилиндрические прямозубые передачи.

Нормальная плоскость n-n перпендикулярна зубу, а значит, параллельна торцам. Поэтому нормальное усилие взаимодействия Q раскладывается на



две составляющие:

- окружное усилие

$$F_t = T / 2d;$$

- радиальное усилие

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Очевидно, что усилие взаимодействия зубьев $Q = F_t / \cos \alpha$.

Здесь: T – передаваемый вращающий момент

Рис.4.20. Усилия в зацеплении прямозубых зубчатых колёс.

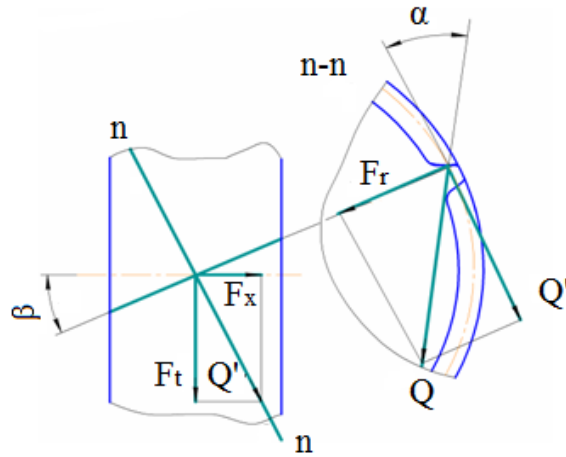
d – начальный диаметр колеса;
 α – угол зацепления.

На рисунке 4.20 приведены силы, действующие на ведомую деталь передачи: окружное усилие направлено по касательной в сторону вращения колеса, а радиальное – по радиусу к его центру. Поскольку каждому действию есть равное и противоположно направленное противодействие, на шестерне усилия будут противоположны.

4.6.3. Цилиндрические косозубые передачи.

Как уже говорилось раньше, косозубые колёса нарезаются тем же инструментом, что и прямозубые, только головка с инструментом в этом случае поворачивается на угол наклона зуба β .

У этих передач, так же как и у прямозубых, нормальная плоскость n-n перпендикулярна зубу, но сам зуб наклонён к образующей цилиндра на угол β (рис.4.21). Поэтому плоскость n-n



тоже повёрнута относительно осевой цилиндра (или его торцевых плоскостей) на угол β . Нормальное усилие взаимодействия зубьев Q , лежащее в этой плоскости, раскладывается на три составляющие:

- окружное усилие $F_t = \frac{2T}{d}$;
- осевое усилие $F_x = F_t \tan \beta$;
- радиальное усилие $F_r = Q' \tan \alpha$.

Рис.4.21. Усилия в зацеплении косозубых колёс.

Так как $Q' = \frac{F_t}{\cos \beta}$, то $F_r = Q' \tan \alpha = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta}$

Усилие взаимодействия зубьев в этом зацеплении

$$Q = \frac{F_t}{\cos \alpha} \times \frac{1}{\cos \beta}.$$

Если сравнить это выражение с аналогичным выражением для прямозубых передач, то видно, что несущая способность косозубых увеличилась в $1/\cos \beta$ раз.

На рисунке 4.21 приведены силы, действующие на ведомую деталь передачи: окружное усилие направлено по касательной в сторону вращения колеса, радиальное - по радиусу к его центру, а осевое - вдоль оси вращения детали. Направление осевого усилия зависит от направления нарезки зуба и от направления вращения. Поскольку каждому действию есть равное и противоположно направленное противодействие, на шестерне усилия будут противоположны.

4.6.4. Конические прямозубые передачи

Плоскость n - n (рис.4.22) перпендикулярна зубу, но зуб нарезан на конической поверхности, поэтому нормальное усилие взаимодействия зубьев Q , действующее в этой плоскости, раскладываем на три составляющие (на рисунке показаны силы, действующие на ведомую деталь - колесо), приложенные в среднем сечении:

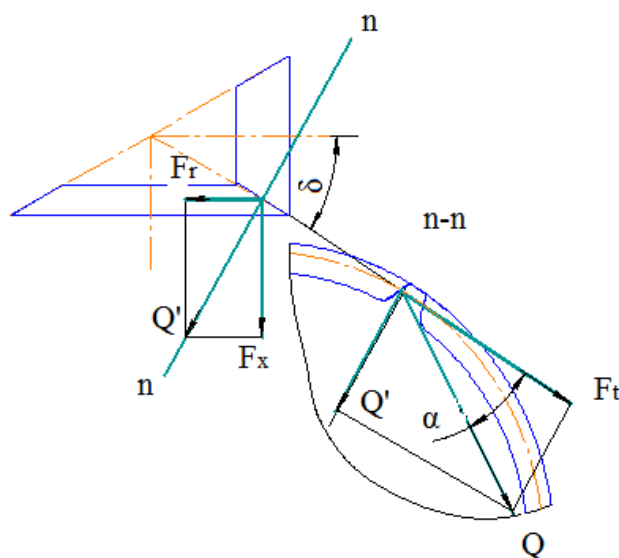


Рис.4.22. Усилия в зацеплении конических колёс.

наружного вспомогательного конуса.

- окружное усилие $F_t = \frac{2T}{d}$;

- радиальное усилие

$$F_r = Q' \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta;$$

- осевое усилие

$$F_x = Q' \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta.$$

У конических передач: $F_{t1} = -F_{t2}$;

$$F_{r1} = -F_{x2}; \quad F_{x1} = -F_{r2}.$$

Окружные усилия направлены по касательной к среднему диаметру на колесе в сторону вращения, а на шестерне – в противоположную.

Радиальные – по радиусу к центру конических колёс. Осевые – вдоль оси вращения всегда в сторону

$$\text{Полное усилие взаимодействия зубьев} \quad Q = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

Контрольные вопросы:

1. *Зубчатая передача: к какой группе передач она относится, принцип работы.*
2. *Конструкция зубчатого колеса.*
3. *Достоинства и недостатки зубчатых передач.*
4. *Классификация зубчатых передач.*
5. *Особенности работы цилиндрической прямозубой передачи.*
6. *Возможности цилиндрической прямозубой передачи.*
7. *Геометрические соотношения в цилиндрической прямозубой передаче.*
8. *Особенности работы цилиндрической косозубой передачи.*
9. *Возможности цилиндрической косозубой передачи.*
10. *Геометрические соотношения в цилиндрической косозубой передаче.*
11. *Особенности работы и разновидности конической передачи.*
12. *Возможности конической передачи.*
13. *Геометрические соотношения в конической прямозубой передаче.*
14. *Допущения при рассмотрении взаимодействия зубьев зубчатых колёс.*
15. *Составляющие при взаимодействии зубьев цилиндрических прямозубых зубчатых колёс.*
16. *Составляющие при взаимодействии зубьев цилиндрических косозубых зубчатых колёс.*
17. *Составляющие при взаимодействии зубьев конических прямозубых зубчатых колёс.*

4.7. Критерии работоспособности зубчатых передач.

Принцип работы зубчатой передачи: шестерня – ведущая деталь передачи – вращается двигателем (или предыдущей передачей), зуб шестерни, перекатываясь по зубу колеса, давит на него, заставляя колесо – ведомую деталь передачи – вращаться. Так как один зуб давит на другой, в поверхностных слоях материалов этих зубьев появляются напряжения смятия.

В машиностроении принято, в тех случаях, когда размеры площадки контакта малы по сравнению с размерами контактирующих тел, **возникающие напряжения взаимодействия называют контактными напряжениями.**

Если эти напряжения велики, то на поверхности контакта могут появляться вмятины.

При взаимодействии зубьев зубчатых передач контактные напряжения имеют переменный характер, так как:

- зуб не постоянно в зацеплении;
- линия контакта в процессе зацепления перемещается по рабочей (боковой) поверхности зуба.

Следовательно, возможны усталостные явления в материале зуба. Их действие проявляется в отслаивании материала с рабочей поверхности зуба. Этому способствует жидкая смазка передачи. При действии переменных контактных напряжений на поверхности зуба образуются микротрещины, которые заполняются жидкой смазкой. Когда зуб входит в зацепление, микротрещина закрывается зубом сопряженного колеса. Металл в зоне контакта сжимается, и масло, находящееся в микротрещине, оказывается в замкнутом объеме под высоким давлением. Такие «гидроудары» происходят столько раз за один оборот, сколько раз зуб входит в зацепление. В конечном итоге на поверхности зуба образуется раковина. Разрушение начинается обычно в околополюсной зоне ближе к ножке зуба на растянутых волокнах.

Если металл зуба мягкий ($HB \leq 350$), раковина может закататься: зубья прирабатываются. Если металл зуба твердый ($HB > 350$), то зубчатые колеса не прирабатываются. Появляются удары, и колеса со временем выходят из строя.

Зуб представляет собой консольную балку. При перемещении линии зацепления по его рабочей поверхности зуб работает на изгиб. Опасное сечение консольной балки – в заделке, то есть у основания ножки зуба.

Так как нагрузка имеет переменный характер, то возможна усталостная изгибная поломка, а при действии значительной нагрузки – излом зуба.

В процессе зацепления только в околополюсной зоне нет скольжения. Небольшое проскальзывание зубьев относительно друг друга существует по всей остальной поверхности контакта. Поэтому наблюдается ещё и износ контактирующих поверхностей. Если смазка хорошая постоянная износ мал. Если смазка консистентная, да ещё и нерегулярная – износ велик. Поэтому поверхностный слой материала зубьев открытых передач изнашивается быстрее, чем в нём накапливаются повреждения от переменных контактных напряжений. То есть у открытых передач решающую роль в обеспечении ра-

ботоспособности играют изгибные факторы.

У высокоскоростных тяжелонагруженных передач возможно заедание. При больших нагрузках масляный слой между контактирующими зубьями пробивается, возникает непосредственный металлический контакт, а так как давления в этом месте большие, возможно молекулярное сцепление частиц металлов. При дальнейшем движении зубьев происходит отрыв схватившихся частиц от одной из контактирующих поверхностей. Образовавшийся на рабочей поверхности зуба нарост повреждает рабочие поверхности других зубьев. Нарост довольно быстро растёт. В конечном итоге происходит заклинивание зубьев, и дальнейшее движение становится невозможным.

Таким образом, выявляются следующие критерии работоспособности зубчатых передач:

- контактная выносливость рабочих поверхностей зубьев при переменных контактных напряжениях;
- контактная прочность при значительных кратковременных нагрузках (при мгновенных пиковых перегрузках);
- изгибная выносливость при переменных напряжениях;
- изгибная прочность при мгновенных пиковых перегрузках;
- износ рабочих поверхностей;
- заедание.

Работоспособность по первым четырём критериям обеспечивается подбором материала, его термической обработки и расчётами. Работоспособность по двум последним критериям – подбором материалов зубчатых колёс и соответствующей смазки.

4.8. Материалы для изготовления зубчатых колёс.

Основными материалами зубчатых колёс служат термически обрабатываемые стали, так как они в наибольшей степени обеспечивают контактную и изгибную выносливость и прочность. Реже выполняют колёса из чугунов и пластмасс. При назначении материала учитывают размеры заготовки (табл.4.1).

Чистовое нарезание зубьев стальных колёс твёрдостью $HВ \leq 350$ производят после окончательной термообработки. Обычно это нормализация или улучшение. При использовании материалов с твёрдостью $HВ \leq 350$ для лучшей прирабатываемости рекомендуется принимать твёрдость зуба шестерни на 20...50 HВ выше твёрдости зуба колеса. Как правило, дорогие отделочные операции (шлифовка, притирка и т.п.) в этом случае не применяются. Зубья таких колёс хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Колёса применяются в мало- и средненагруженных передачах, а также в качестве колёс большого диаметра, термическая обработка которых затруднена.

Для улучшения применяются стали 35,40,45,50, а так же легированные стали 35X,40X,40XH,50Г и др.

Улучшением называют термическую обработку, состоящую из закалки и высокого отпуска (500...680°C). Улучшению подвергают среднеуглероди-

стые (0.3-0.5%С) конструкционные стали, к которым предъявляются высокие требования к пределам текучести и выносливости, ударной вязкости. Высокий отпуск в течение 1...2 часов почти полностью снимает остаточные напряжения, возникающие при закалке. Структура стали после высоко-го отпуска – сорбит отпуска: отличается крупными частицами карбидов, расположенными в феррите (карбиды – соединения железа с углеродом, ферриты – твёрдый раствор углерода в α -железе).

Нормализованные колёса выполняют из сталей обыкновенного качества Ст5, Ст6 или качественных сталей 35,40,45,50. Для колёс больших размеров применяется углеродистое стальное литьё 35Л,40Л,45Л,50Л и др.

Нормализация – нагрев доэвтектоидной стали до температуры выше $A_{с3}$ на 40...50°C, заэвтектоидной – выше $A_{сm}$ так же на 40...50°C, непродолжительная выдержка для прогрева сядки и охлаждение на воздухе. Нормализация вызывает полную фазовую перекристаллизацию стали и устраняет крупнозернистую структуру. Её широко применяют вместо закалки и отпуска для улучшения свойств стальных отливок.

Для повышения контактной прочности зубьев применяют стальные зубчатые колёса с твёрдостью зуба $HV > 350$. С увеличением твёрдости рабочей поверхности зубьев возрастают также износостойкость и сопротивление заеданию. Наиболее простой способ получения высокой твёрдости рабочих поверхностей зубьев – объёмная закалка. Зубья становятся твёрдыми по всему объёму. Для этой термообработки применяют стали с содержанием углерода 0.4...0.5% (стали 45, 40Х, 40ХН и т.д.), твёрдость на поверхности зуба 45...55 HRC. Однако зубья с высокой твёрдостью рабочей поверхности после объёмной закалки плохо прирабатываются и нуждаются в высокой точности изготовления. Их механическая обработка затруднена, поэтому зубья нарезают до термообработки. Возможны значительные деформации зубьев и уменьшение усталостной изломной прочности в связи с хрупкой структурой сердцевин. Для исправления искажений формы зуба после термообработки применяют отделочные операции: шлифовку, притирку, обкатку и т.п.

Объёмная закалка во многих случаях заменяется поверхностной закалкой, цементацией, азотированием и цианированием и др.

Поверхностная закалка обеспечивает высокую твёрдость поверхностного слоя при сохранении вязкой сердцевин. Поверхностная закалка ТВЧ или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает твёрдость боковой поверхности зуба 48...54 HRC. Такая термообработка применяется для крупных зубьев (модуль $m \geq 5$ мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь: зуб становится хрупким и сильно коробится. Особое внимание нужно обращать на режимы закалки и отпуска с целью исключения возможности образования закалочных трещин.

Цементация зубьев (насыщение углеродом поверхностного слоя) с последующей закалкой даёт высокую твёрдость их рабочих поверхностей (до HRC 55...63) при достаточно вязкой сердцевине. Используются стали с содержанием углерода 0.12...0.3% (15,20,15Х,20ХР и др.). Глубина цементации

не более 1.5...2 мм. Наибольшую надёжность удаётся получить при применении после цементации доводочных операций, устраняющих сопутствующие ей искажения формы зуба.

Азотирование обеспечивает высокую твёрдость поверхности, но твёрдый слой имеет небольшую толщину (0.1...0.6 мм). Это делает передачи очень чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях повышенного абразивного износа. Степень коробления при азотировании мала. Поэтому его целесообразно применять в тех случаях, когда после термической обработки не могут быть применены отделочные операции. Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирования, подвергают улучшению с целью повышения прочности сердцевины. Для азотирования применяются стали марок 38ХМЮА, 35ХЮА, 38ХВФЮ и др.

Наряду с другими способами повышения твёрдости рабочих поверхностей зубьев большое значение имеет **цианирование** (одновременное насыщение поверхностного слоя углеродом и азотом) и **газовое цианирование (нитроцементация)**.

При этом достигается высокая твёрдость поверхностного слоя (HRC 60...63) зубьев зубчатых колёс из среднеуглеродистых сталей (20Х, 35Х, 30ХГТ и др.), толщина упрочнённого слоя невелика 0.15...0.6 мм.

Для изготовления крупногабаритных зубчатых колёс тихоходных передач используются чугуны. Чугунные зубья хорошо работают при бедной смазке. Их основной недостаток – пониженная прочность, особенно при ударных нагрузках. Используется серый чугун СЧ21, СЧ24, модифицированный чугун СЧ28, СЧ32, СЧ35 и др.

В быстроходных малонагруженных передачах возможно изготовление зубчатых колёс из пластмасс – текстолита, нейлона, капрона и т.п. Как правило, из пластмассы изготовляют одно из колёс, а второе – из стали. Эти передачи применяют тогда, когда нет общего жесткого корпуса, необходимо обеспечить бесшумность работы передачи, они менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления благодаря малой жесткости материала.

4.9. Расчеты на контактную выносливость и прочность зубьев зубчатых колёс.

4.9.1. Общие положения

Задача расчёта по контактным напряжениям впервые была решена Герцем (1881г). Поэтому напряжения, возникающие при этом, обозначаются σ_H . Здесь в качестве индекса использована первая буква фамилии Herz.

Герц установил (рис. 4.23), что при качении друг по другу двух цилиндров до приложения к ним нагрузки контакт происходит по образующей линии, а после приложения нагрузки q , Н/м – по площадке шириной e ,

$$e = 3.04 \sqrt{q \frac{\rho_H}{E_{\text{пр}}}},$$

Таблица 4.1

Механические характеристики некоторых материалов
для зубчатых колёс

Марка стали	Диаметр D, мм	Ширина S, мм	HB сердцев.	HRC поверх.	σ_B	σ_T	Термич. обработка
35	Любой	Любая	163-192	-	550	270	Нормал.
45	»	»	179-207	-	600	320	»
45	125	80	235-262	-	780	540	Улучш.
45	80	50	269-302	-	890	650	»
40X	200	125	235-262	-	790	640	»
40X	125	80	269-302	-	900	750	»
40X	125	80	269-302	45-50	900	750	Улучш. + Зак. ТВЧ
35XM	315	200	235-262	-	800	670	Улучш.
35XM	200	125	269-302	-	920	790	»
35XM	200	125	269-302	48-53	920	790	Улучш. + Зак. ТВЧ
40XH	315	200	235-262	-	800	630	Улучш.
40XH	200	125	269-302	-	920	750	»
40XH	200	125	269-302	48-53	920	750	Улучш. + Зак. ТВЧ
20XH2M	200	125	300-400	56-63	1000	800	Улучш. + Цем. + Зак.
18XГТ	200	125	300-400	56-63	1000	800	То же
12XH3A	200	125	300-400	56-63	1000	800	»
25XГМ	200	125	300-400	56-63	1000	800	»
40XH2MA	125	80	269-302	50-56	980	780	Улучш. + Азотир.
35Л	Любой	Любая	163-207	-	550	270	Нормал.
45Л	315	200	207-235	-	680	440	Улучш.
40ГЛ	315	200	235-262	-	850	600	»

на которой возникают контактные напряжения σ_H и при этом

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\nu^2)} \frac{q}{\rho_{\text{пр}}}},$$

модуль упругости, а также касательные напряжения τ , максимум которых, с учётом трения при качении цилиндров друг по другу, $\tau_{\max} = 0.36 \sigma_{H \max}$ на глубине $h \approx 0.4e$.

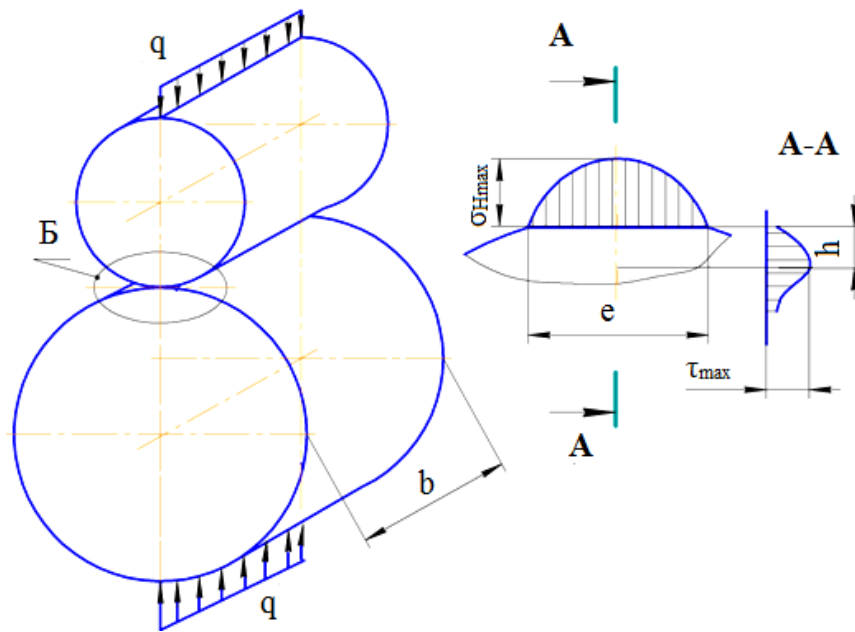


Рис. 4.23. Напряжения при качении цилиндров друг по другу.

Здесь: $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ - приведенный;

ν — коэффициент Пуассона;

Q — нормальная погонная нагрузка на цилиндры;

$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$ - приведенный радиус кривизны катящихся ци-

линдров.

Если выразить параметры Q и $\rho_{\text{пр}}$, входящие в выражение для $\sigma_{\text{н max}}$, через параметры рассчитываемой зубчатой передачи, то получим расчётную формулу для определения $\sigma_{\text{н}}$.

4.9.2. Расчёты на контактную выносливость и прочность цилиндрической прямозубой закрытой передачи

Для прямозубой цилиндрической зубчатой передачи $q = \frac{Q}{\ell_{\text{к}}}$, где:

Q - суммарное нормальное усилие взаимодействия зубьев (см рис.4. 20);
 $\ell_{\text{к}}$ - длина линии контакта зубьев.

У прямозубого колеса $\ell_{\text{к}} = b$, т.е. длина линии контакта равна ширине колеса.

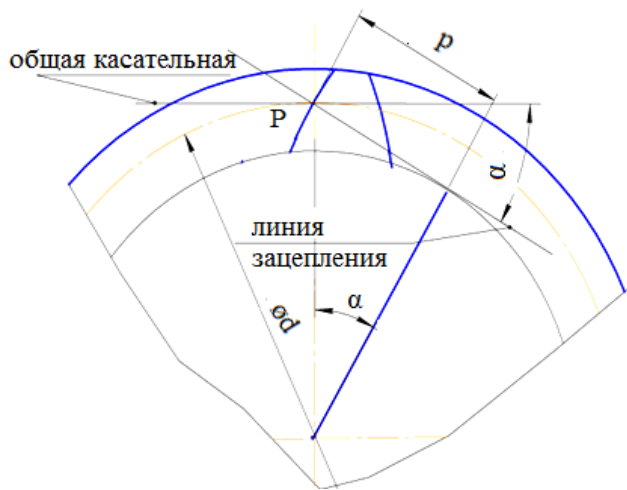


Рис.4.24. Радиус кривизны зуба в полюсе зацепления.

В процессе зацепления перекатываются друг по другу эвольвентные профили зубьев. Радиус кривизны эвольвенты в полюсе зацепления (рассматривается момент, когда колёса контактируют в этой точке) (Рис.4.24).

После подстановок и преобразований получаем выражение для проверочного расчета зуба на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (u \pm 1)}{b d_1 d_2 u}} \leq [\sigma_H] \quad (1)$$

Здесь: $Z_M = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\pi(1-\nu^2)}}$ - коэффициент, характеризующий свойства использованных для изготовления зубчатых колёс материалов;

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ - коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon}{3}}$ - коэффициент суммарной длины контактных линий сопряженных зубьев для прямозубой передачи.

Если ввести зависимость $b = \psi_{ba} a$, где ψ_{ba} - коэффициент ширины венца, а также вспомнить, что $d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}$ и $d_2 = \frac{2au}{u \pm 1}$ (см. пункт 4.3.3), то, решая после таких подстановок выражение (1) относительно a , получим выражение для проектного расчёта

$$a = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 [\sigma_H]^2 \psi_{ba}}}, \text{ мм.} \quad (2)$$

Здесь: $K_a = \sqrt[3]{\frac{(Z_M Z_H Z_\epsilon)^2}{2}}$;

T_2 - момент на ведомой детали рассматриваемой передачи в Нмм;

K_H - коэффициент нагрузки при расчёте передачи на контактную выносливость.

Если колёса прямозубой передачи стальные $E_1=E_2=2.1 \cdot 10^5$, МПа; $\nu=0.3$; ($Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$), угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ ($Z_H = 1.76$), нагрузка передаётся одной парой зубьев ($Z_\epsilon = 1$), то $K_a \approx 49$.

Выражение (1) можно представить в виде

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (u \pm 1)}{b d_1 d_2 u}} = C_H \sqrt{T_2},$$

где

$$C_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K_H (u \pm 1)}{b d_1 d_2 u}}.$$

Тогда $\sigma_{H\max} = C_H \sqrt{T_{2\max}}$ и $\sigma_{H\max} = \sqrt{\frac{T_{2\max}}{T_2}} \leq \sigma_{H\max} : (3)$

Таким образом, используя выражения (2) и (3), можно рассчитать цилиндрическую прямозубую передачу на контактную выносливость при действии номинального передаваемого момента T_2 и контактную прочность при максимальных (пиковых) нагрузках на колесе $T_{2\max}$.

При этих расчётах величина Ψ_{ba} принимается:

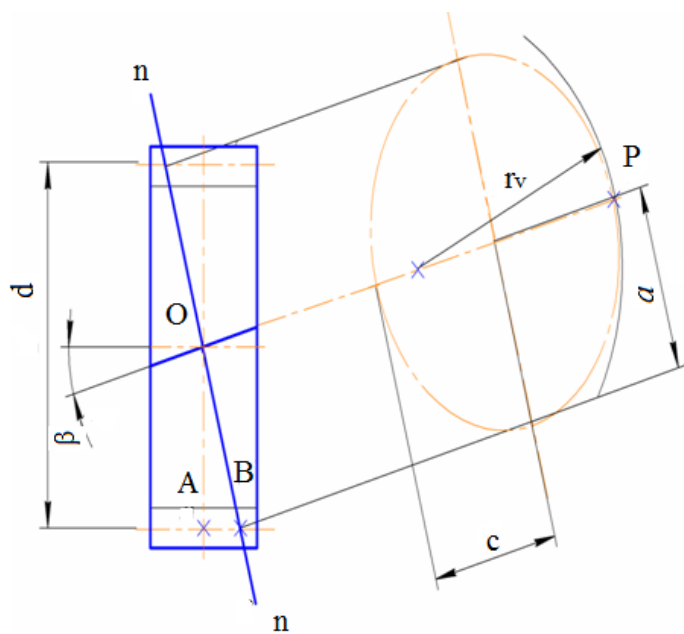
- для зубчатых колёс из улучшенных сталей при несимметричном расположении относительно опор 0.315...0.4;
- для зубчатых колёс из закалённых сталей при несимметричном расположении относительно опор 0.25...0.315;
- при симметричном расположении зубчатых колёс относительно опор 0.4...0.5;
- для передвижных зубчатых колёс коробок скоростей 0.15...0.25.

4.9.3. Расчёты на контактную выносливость и прочность

косозубых цилиндрических закрытых передач.

Для того чтобы рассчитать косозубую цилиндрическую передачу нужно в выражение (1) подставить параметры такой прямозубой передачи, которая была бы эквивалентна рассчитываемой косозубой.

Начнём с нормальной погонной нагрузки: $q = \frac{Q}{\ell_K}$.



По сравнению с прямозубой несущая способность косозубой передачи увеличилась в $\frac{1}{\cos \beta}$ раз (см. п.4.6.3). Очевидно, что во столько же раз увеличилось и усилие, действующее на зуб Q.

Для прямозубой передачи

длина линии контакта была $\ell_k = b$ (см. п.4.9.2). Для косозубой стала

$$\ell_k = \frac{b \epsilon_\alpha K_\epsilon}{\cos \beta}, \text{ где } \beta - \text{ угол наклона зуба, а } \cos \beta \text{ в знаменателе учитывает уве-}$$

личение длины линии контакта вследствие наклона зуба;

ϵ_α – торцевой коэффициент перекрытия, который приближённо рав

$$\epsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta \quad \text{Рис.4.25. Определение радиуса эквивалент-}$$

ного и учитывает, что в зацеп-
прямозубого колеса .

лении одновременно на-

ходится более одной па-

ры зубьев; $K_\epsilon = 0.9 \dots 1.1$ – коэффициент, учитывающий колебания длины ли-
нии контакта в процессе работы передачи. По сравнению с прямозубой пере-

дачей произошло увеличение длины линии контакта в $\frac{\epsilon_\alpha K_\epsilon}{\cos \beta}$ раз.

Как уже отмечалось в п.4.4.3, косозубые зубчатые колёса нарезаются тем же инструментом и на тех же станках, что и прямозубые, только инструмент поворачивается на угол наклона зуба β . Поэтому зуб косозубого колеса совпадает по профилю в нормальном сечении с зубом некоторого прямозубого колеса. Поскольку рассматривается момент, когда сопряжённые зубья контактируют в полюсе зацепления, радиус этого прямозубого колеса должен быть равен радиусу окружности, проходящей через полюс зацепления Р (рис.4.25) в сечении нормальном к линии зуба. В этом сечении (сечение цилиндра наклонной плоскостью) имеем эллипс. Радиус окружности, проходящей через полюс зацепления - r_v . Из дифференциальной геометрии известно выражение, связывающее полуоси эллипса и радиус r_v :

$$r_v = a^2 / c. \text{ Полуось } c = OA = d/2, \text{ полуось } a = OA / \cos \beta = d / (2 \cos \beta).$$

Поэтому $r_v = d / 2 \cos^2 \beta$. Соответственно диаметр эквивалентного прямозубого колеса $d_v = d / \cos^2 \beta$.

Поскольку колёса нарезаются одним инструментом, модуль в нормальном сечении у них одинаков. А так как $d = mz$, то получается

$$m_n = \frac{d_v}{z_v} = \frac{d \cos \beta}{z} \quad \text{откуда} \quad z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Радиус кривизны в полюсе зацепления эвольвенты профиля зуба этого

$$\text{колеса} \quad \rho_v = \frac{d_v \sin \alpha}{2} = \frac{d \sin \alpha}{2 \cos^2 \beta}$$

Таким образом, с учётом всех особенностей косозубого колеса получаем формулу для проверочного расчёта

$$\sigma_H = Z_M Z_{HK} Z_{\epsilon K} \sqrt{\frac{2T_2 K_H (u \pm 1)}{b d_1 d_2 u}} \leq [\sigma]_H \quad (4)$$

Здесь: $Z_M = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\pi(1-\nu^2)}}$ - коэффициент, характеризующий свой-

ства использованных для изготовления зубчатых колёс материалов, остаётся без изменения;

$$Z_{HK} = Z_H \sqrt{\cos^2 \beta} = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\sin 2\alpha}} \quad \text{ - коэффициент формы со-}$$

пряженных поверхностей зубьев косозубого колеса в полюсе зацепления;

$$Z_{\epsilon K} = Z_{\epsilon} \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha} K_{\epsilon}}} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3 \epsilon_{\alpha} K_{\epsilon}}} \quad \text{ - коэффициент сум-}$$

марной длины контактных линий сопряженных зубьев для эквивалентной прямозубой передачи.

Если как и для прямозубой передачи ввести зависимости $b = \psi_{ba} a$, $d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}$ и $d_2 = \frac{2au}{u \pm 1}$, то, решая после таких подстановок выражение (4) относительно a , получим для проектного расчёта

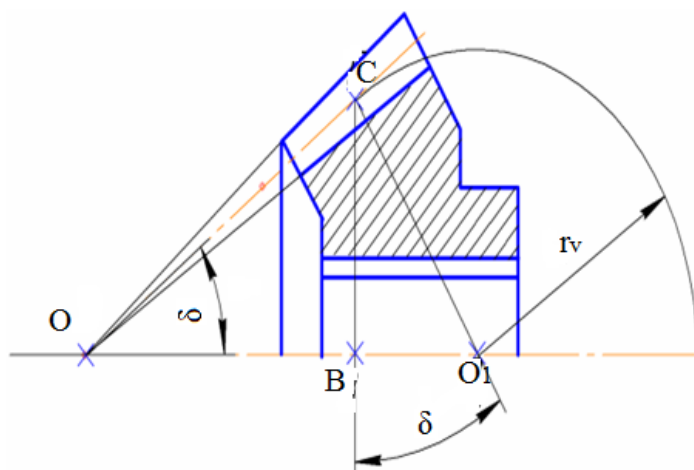
$$a = K_{ак} (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 [\sigma]_H - \psi_{ba}}}, \text{ мм.} \quad (5) \quad \text{Здесь: } K_{ак} = \sqrt[3]{\frac{(Z_M Z_{HK} Z_{\epsilon K})^2}{2}}.$$

Для стальных колёс с углом зацепления 20° $K_{ак} \approx 43$.

Расчёт на действие максимальной контактной нагрузки аналогичен расчёту прямозубой передачи (см. п. 4.9.2 формула 3).

4.9.4. Расчёты на контактную выносливость и прочность прямозубых конических закрытых передач.

Для расчёта конические зубчатые колёса заменяют цилиндрическими прямозубыми зубчатыми колёсами, которые получают развёрткой на плоскость среднего торцевого сечения (рис. 4.26). Радиус такого цилиндрического колеса (ΔCBO_1)



$$r_v = CO_1 = \frac{BC}{\cos \delta} = \frac{d_m}{2 \cos \delta}$$

соответственно диаметр

$$d_v = d_m / \cos \delta$$

Средний модуль должен быть одинаковым у проектируемого конического колеса и за-

меняющего цилиндрического, поэтому

$$(d=mz): \quad \frac{d_v}{z_v} = \frac{d_m}{z} \quad \text{отсюда}$$

$$z_v = \frac{d_v z}{d_m} = \frac{z}{\cos \delta}$$

Рис.4.26. Радиус заменяющего цилиндрического колеса.

Зная модуль m_m и число зубьев z_v заменяющих цилиндрических колес, можно для всех параметров проектируемой конической передачи получить соответствующие параметры заменяющей цилиндрической пары. Например, передаточное число

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

Для ортогональных передач $\Sigma=90^\circ$ и $\cos \delta_1 = \sin \delta_2$ поэтому

$$u_v = u \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = u^2.$$

Таким образом, получаем для параметров заменяющей цилиндрической передачи:

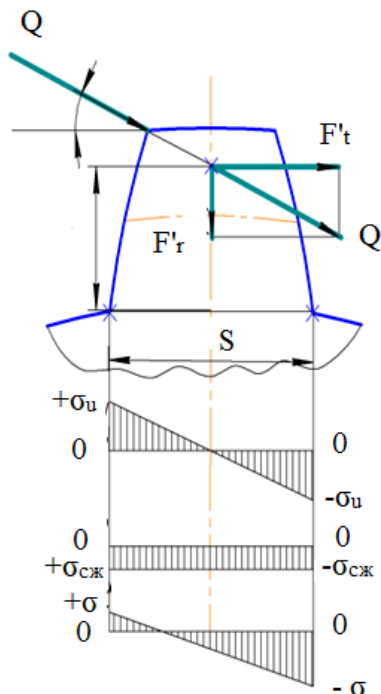
$$d_v = \frac{d_m}{\cos \delta}; \quad z_v = \frac{z}{\cos \delta}; \quad u_v = u^2;$$

$$a_v = (R_e - 0.5b) \frac{u^2 + 1}{u}; \quad T_{V2} = T_2 \sqrt{u^2 + 1}.$$

Экспериментально установлено, что коническая пара передаёт только 0.85 той нагрузки, которую в состоянии передать заменяющая цилиндрическая передача, т.е. при одной и той же нагрузке напряжения в зубе конической передачи будут примерно на 15% выше, чем у заменяющей цилиндрической. Учитывая это обстоятельство и геометрические соотношения в конической передаче, после подстановки параметров заменяющей цилиндрической прямозубой передачи в выражение (1) и преобразований получим

$$R_e = K_R \sqrt{(u^2 + 1)} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{z_H^2 u^2}},$$

где R_e - внешнее конусное расстояние, а



$$K_R = \sqrt[3]{\frac{(Z_M Z_H Z_\Sigma)^2}{1.3(1 - 0.5K_{be})^2 K_{be}}}$$

Для стальных конических зубчатых колёс с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ и $K_{be} = 0.3$ $K_R \approx 86$.

Расчёт на действие максимальной контактной нагрузки аналогичен расчёту прямозубой передачи (см. п. 4.9.2 формула 3).

Рис. 4.27. Работа зуба на изгиб.

4.10. Расчёты зубчатых передач на изгибную выносливость и прочность.

4.10.1 Общие положения.

Зуб рассматривается как консольная балка. Опасное сечение - сечение у основания зуба (рис. 4.27). Эксперименты и опыт эксплуатации показывают, что усталостные трещины появляются именно здесь, со стороны растянутых волокон. То есть, зуб начинает разрушаться на растянутой стороне.

При выполнении этих расчётов:

- рассматривается момент начала зацепления, когда усилие взаимодействия зубьев приложено к вершине одного из зубьев, входящих в зацепление;
- принимается, что вся нагрузка передаётся одной парой зубьев;
- силами трения на рабочей поверхности зубьев пренебрегаем.

Так как рассматривается момент начала зацепления, угол α' больше угла зацепления α .

Усилие взаимодействия зубьев переносим по линии действия на ось зуба и раскладываем на две составляющие: горизонтальная составляющая $F'_t = Q \cos \alpha'$ изгибает зуб, а вертикальная $F'_r = Q \sin \alpha'$ - сжимает его. Соответствующие эпюры напряжений приведены на рис. 4.27. Суммарные номинальные напряжения $\sigma_{F_{ном}} = \pm \sigma_i - \sigma_{сж}$. Напряжения номинальные, потому, что здесь не учитываются коэффициенты концентрации напряжений.

4.10.2. Расчёты прямозубых цилиндрических зубчатых передач на изгибную выносливость и прочность

Для прямозубых колёс усилие взаимодействия $Q = \frac{F_t}{\cos \alpha}$, где F_t - окружное усилие в полюсе зацепления. Если длина линии контакта (а для прямозубых колёс - ширина колеса) b , то соответствующие погонные нагруз-

ки

$$q'_t = \frac{F'_t}{b} = \frac{Q \cos \alpha'}{b} = \frac{F_t \cos \alpha'}{b \cos \alpha} = \frac{q_t \cos \alpha'}{\cos \alpha}, \text{ аналогично, } q'_r = \frac{q_t \sin \alpha'}{\cos \alpha}.$$

Рассматривается зуб шириной $b=1$, поэтому в выражении $\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W}$ изгибающий момент $M = q'_t h$; момент сопротивления $W = \frac{bs^2}{6} = \frac{1 \times s^2}{6}$.

Ширина зуба s пропорциональна модулю, поэтому $s = gm$, где g - коэффициент пропорциональности.

$$\text{С учётом всего этого } \sigma_{\text{и}} = \frac{6q'_t h}{1 \times g^2 \times m^2}.$$

$$\text{Напряжения сжатия } \sigma_{\text{сж}} = \frac{q'_r}{A}; \text{ площадь поперечного сечения}$$

$$A = sb = m \times g \times 1, \text{ поэтому } \sigma_{\text{сж}} = \frac{q'_r}{mg}.$$

Суммарные номинальные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{F_{\text{ном}}} &= \frac{6q'_t h}{g^2 m^2} - \frac{q'_r}{mg} = \frac{6q_t h \cos \alpha'}{g^2 m^2 \cos \alpha} - \frac{q_t \sin \alpha'}{mg \cos \alpha} = \\ &= \frac{q_t}{m} \left[\frac{6h \cos \alpha'}{g^2 m \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{g \cos \alpha} \right] = \frac{q_t}{m} Y_{F_{\text{ном}}}, \end{aligned}$$

$$\text{где } Y_{F_{\text{ном}}} = \frac{6h \cos \alpha'}{g^2 m \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{g \cos \alpha} - \text{коэффициент формы зуба для расчёта}$$

по номинальным напряжениям.

Однако у ножки зуба существует переход от зуба к телу колеса, на котором он нарезан. Поэтому необходимо учесть концентрацию напряжений у ножки зуба и вести расчёт не по номинальным, а по максимальным напряжениям

$$\sigma_F = \frac{q_t}{m} Y_{F_{\text{ном}}} K = \frac{q_t}{m} Y_F. \text{ Здесь } Y_F = K Y_{F_{\text{ном}}} - \text{коэффициент}$$

формы зуба для расчёта с учётом концентрации напряжений. Один из вариантов представления этого коэффициента для внешнего зацепления приведен на рис.4.28.

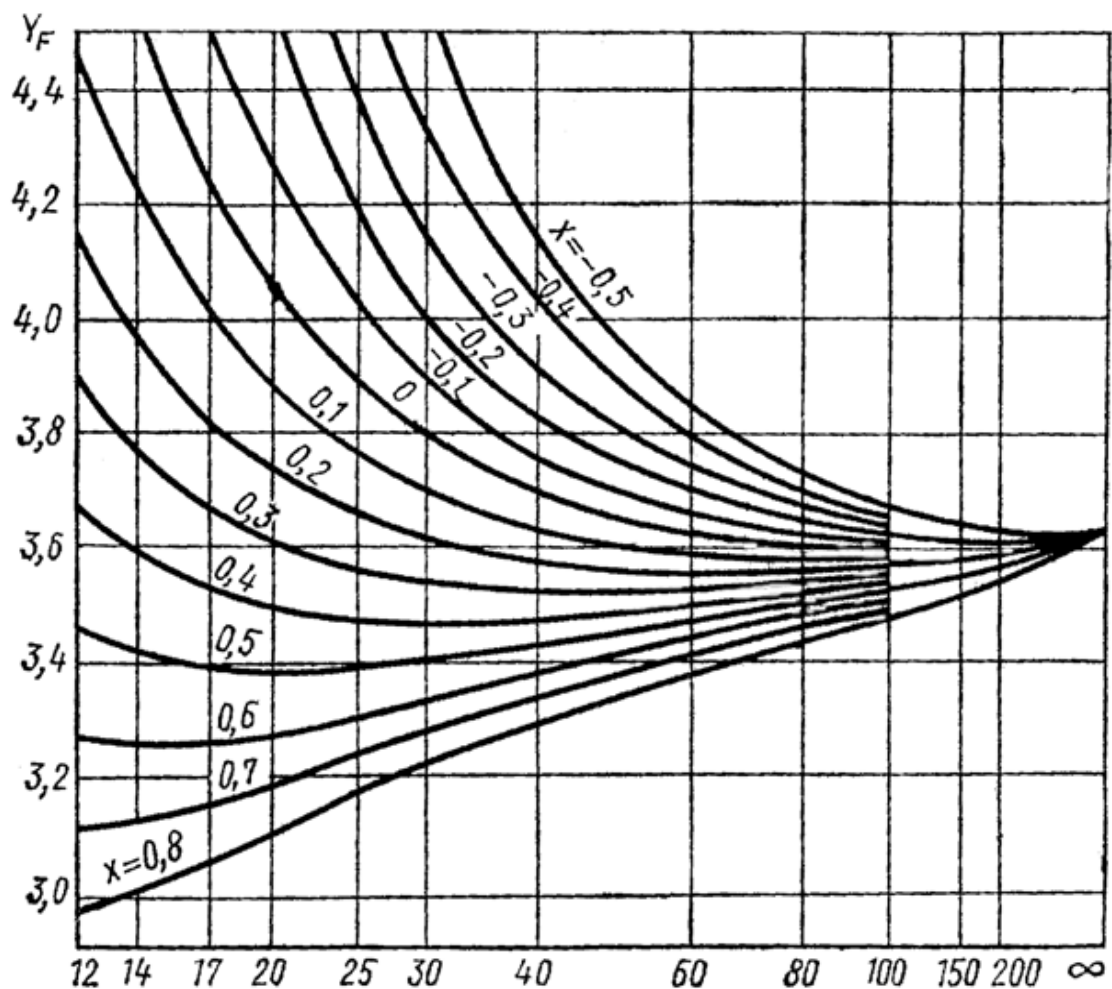


Рис.4.28. Коэффициент формы зуба внешнего зацепления Y_F

Из предыдущего известно, что $q_t = \frac{F_t}{b} = \frac{2T}{db}$. Кроме этого, погрешности при изготовлении зубчатых колёс и деформации валов и зубьев колёс приводят к появлению динамической составляющей нагрузки на зуб, т.е. к необходимости ввести коэффициент нагрузки K_F . Таким образом, для проверочного расчёта на изгибную выносливость получаем выражение

$$\sigma_F = \frac{2TY_F K_F}{m d b} \leq \sigma_{F \cdot} \quad (6)$$

В эту формулу подставляются параметры той детали, у которой частное $\sigma_{F \cdot} / Y_F$ меньше. Для проектного расчёта вводится величина $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$ - коэффициент ширины венца зубчатого колеса по начальному диаметру шестерни. Если ранее была принята величина $\psi_{ba} = \frac{b}{a}$, то значение

$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}}{2} (u \pm 1)$. Для проектного расчёта $\psi_{bd} = 0.2 \dots 1.4$. Подставляя в выражение (6) $b = \psi_{bd} d$ и $d = mz$, а затем решая его относительно модуля, получаем выражение для проектного расчёта

$$m = 3 \sqrt{\frac{2T_1 Y_F K_F}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F]}}$$

Выражение (6) можно представить в таком виде $\sigma_F = CT \leq [\sigma_F]$, где

$C = \frac{2Y_F K_F}{m d b}$. Тогда, при $T = T_{\max}$, получим:

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_F] \quad (7)$$

Это выражение служит для проверочного расчёта передачи на изгибную прочность.

4.10.3. Расчёты косозубых цилиндрических зубчатых передач на изгибную выносливость и прочность

Для прямозубых передач получили

$$\sigma_F = \frac{2TY_F K_F}{m d b} \leq [\sigma_F]$$

Если в этом выражении учесть особенности косозубой передачи, то получим формулу для их расчёта.

За счёт наклона зуб косозубого колеса упрочняется. Это учитывается введением коэффициента $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}$.

Для учёта одновременной работы нескольких пар зубьев вводится коэффициент $K_\alpha = 1/(0.9\varepsilon_\alpha)$.

Коэффициент формы зуба определяется по эквивалентному числу зубьев

(см. п. 4.9.3)
$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

В результате получаем выражение для проверочного расчёта передачи на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{2TY_F K_F Y_\beta K_\alpha}{m d b} \leq [\sigma_F]$$

В эту формулу подставляются параметры той детали, у которой частное $[\sigma_F] / Y_F$ меньше.

В качестве открытых передач косозубые передачи практически не применяются, поэтому формула проектного расчёта не выводится.

Расчёт на действие максимальной изгибающей нагрузки аналогичен рас-

чёту прямозубой передачи (см. п. 4.10.2 формула 7).

4.10.4. . Расчёты конических прямозубых зубчатых передач на изгибную выносливость и прочность.

Для проверочного расчёта зуба прямозубой цилиндрической передачи на изгибную выносливость получено выражение

$$\sigma_F = \frac{2TY_F K_F}{m d b} \leq [\sigma]_F.$$

Выражая параметры заменяющей цилиндрической передачи через параметры рассчитываемой конической (см. п. 4.9.4) и учитывая её меньшую несущую способность, после всех преобразований получим выражение для проверочного расчёта зуба конического колеса на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{2.35TY_F K_F}{m_m b d_m} \leq [\sigma]_F.$$

В эту формулу подставляются параметры той детали, у которой частное $[\sigma]_F / Y_F$ меньше.

Коэффициент формы зуба определяется по эквивалентному числу зубьев (см. п. 4.9.4) $z_v = z / \cos \delta$.

При проектировании открытой передачи выражаем средний модуль m_m через модуль на наружном дополнительном конусе m_{te} , ширину зуба b через внешнее конусное расстояние R_e и коэффициент K_{be} , диаметр d_m через диаметр d_e (см. п. 4.9.5), учитываем снижение несущей способности (см. п. 4.9.4). Полученное выражение решается относительно модуля. В результате получаем формулу для проектного расчёта модуля конической прямозубой передачи m_{te} на изгибную выносливость

$$m_{te} = C_F \sqrt[3]{\frac{TY_F K_F}{z [\sigma]_F \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}}.$$

Для стальных колёс при $K_{be}=0.3$ $C_F=2.8$.

В этой формуле значения $T, Y_F, z, [\sigma]_F$ должны относиться к одному и тому же зубчатому колесу передачи.

Расчёт на действие максимальной изгибающей нагрузки аналогичен расчёту прямозубой цилиндрической передачи (см. п. 4.10.2 формула 7).

4.11. Точность зубчатых передач.

Качество передачи зависит от ошибок изготовления зубчатых колёс и деталей, определяющих их взаимное расположение.

Точность изготовления зубчатых колёс регламентируется **ГОСТ1643-81, который предусматривает 12 степеней точности**, обозначаемых в порядке убывания от 1 до 12.

Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

- показателем кинематической точности: регламентирует несогласованность углов поворота сцепляющихся колёс за один оборот эталонного колеса,

зависит, главным образом, от точности изготовления колёс по шагу;

- показателем плавности работы: регламентирует многократно повторяющиеся за один оборот изменения скорости вращения колеса, а значит динамические нагрузки в передаче, зависит от точности изготовления по шагу и по профилю зубьев;

- нормой контакта зубьев: регламентирует ошибки изготовления и сборки передачи, оценивается по пятну контакта. Если прокрутить установленную на место пару, предварительно нанеся краску на рабочую поверхность зубьев одного из колёс, то на рабочей поверхности зуба второго колеса получим отпечаток той поверхности, по которой взаимодействуют зубья. Пятно контакта новой передачи должно располагаться посередине зуба и занимать не менее 60...75% его поверхности.

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

- Н - нулевой зазор;
- Е - малый зазор;
- С и Д - уменьшенный зазор;
- В - нормальный зазор;
- А - увеличенный зазор.

Зазоры Н, Е, С – требуют повышенной точности изготовления.

Регламентируется также шероховатость рабочих поверхностей зубьев, так как она влияет на долговечность передачи.

В машиностроении наибольшее распространение получили 6,7,8 и 9 степени точности. Рекомендации по их применению приведены в таблице 4.2.

Стандарт устанавливает также допуски на межосевые расстояния, перекос валов и некоторые другие параметры.

4.12. Коэффициенты нагрузки при расчётах зубчатых колёс.

Эти коэффициенты характеризуют динамическую составляющую нагрузки на зубья, появляющуюся вследствие погрешностей изготовления и сборки передачи. Поскольку эта составляющая и концентрация нагрузки различно влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям отличаются $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}$ - при расчётах по контактным напряжениям и $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma}$ - при расчётах по напряжениям изгиба.

4.12.1. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями K_{α}

Зависит от точности изготовления зубчатых колёс. Он учитывает влияние погрешностей изготовления по окружному шагу и по углу наклона зубьев. Определяется по таблицам в зависимости от окружной скорости и степени точности. При проектировании передачи окружной скоростью нужно задаваться. Для ориентировочных расчётов можно принимать $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$.

Для передач пятой и выше степеней точности $K_{\alpha} = 1$.

При проектном расчёте можно ориентировочно принимать по рис.4.29.

Таблица 4.2
Рекомендуемые степени точности изготовления зубчатых колёс.

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

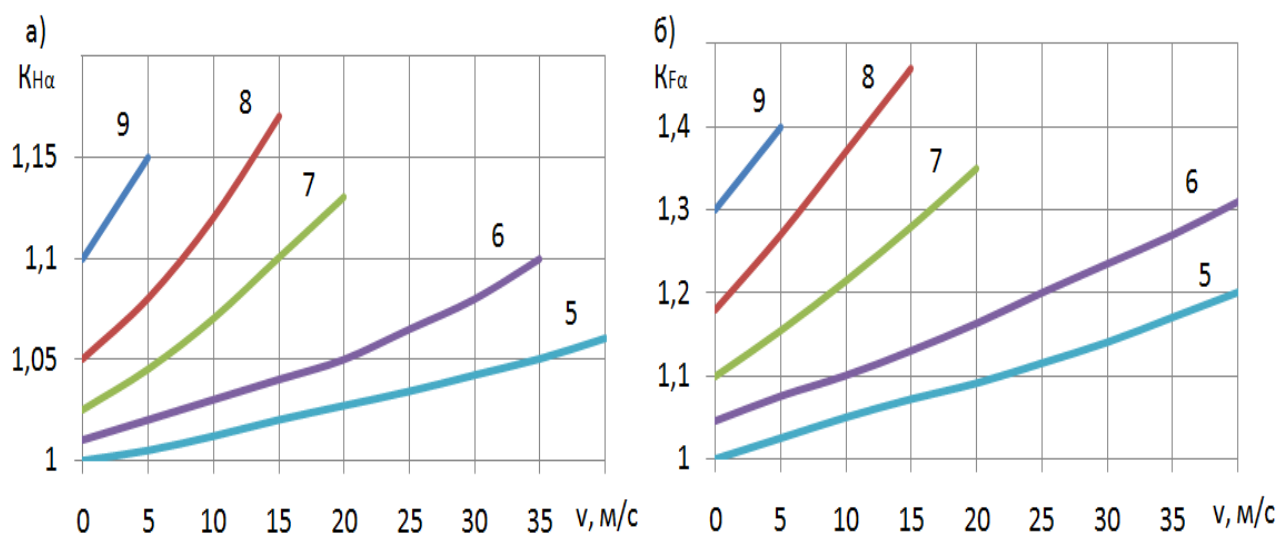


Рис.4.29. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями.

4.12.2. Коэффициент концентрации нагрузки K_F

Распределение нагрузки по длине зуба зависит от жесткости валов, корпусов, опор и самих зубчатых колёс, а так же от положения колеса на валу относительно опор, от погрешностей изготовления деталей передачи.

Под действием нагрузки все детали передачи и поддерживающие их элементы деформируются. Давление на зуб становится неравномерным. При симметричном расположении колеса относительно опор прогиб валов почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба.

При несимметричном или консольном расположении относительно опор колёса перекашиваются. Длина линии контакта уменьшается, нагрузка на зуб становится неравномерной. При прочих равных условиях влияние такого перекоса усиливается с увеличением ширины колёс, поэтому её ограничива-

ют. Если колёса изготовлены из прирабатывающихся материалов ($HB \leq 350$), то концентрация нагрузки постепенно уменьшается и при постоянной нагрузке может быть полностью устранена.

Однако если зубья не прирабатываются ($HB > 350$), то неравномерность нагружения зубьев не уменьшается.

Для приближенной оценки рекомендуют графики, составленные на основе расчётов и опыта эксплуатации. При определении коэффициентов концентрации по этим графикам учитываются: расположение колёс относительно опор, влияние ширины колеса, твёрдость рабочей поверхности зуба (рис. 4.30).

При постоянной нагрузке, при твёрдости рабочей поверхности зуба колеса $H_2 < 350$ и $v < 15$ м/сек можно принимать $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

4.12.3. Коэффициент динамической нагрузки K_g

Этот коэффициент учитывает динамические составляющие нагрузки, возникающие вследствие погрешностей изготовления по шагу зубьев, а также влияние окружной скорости, присоединённых масс, упругости системы и т.п. Для приближенной оценки можно использовать таблицу, в которой величина K_g определяется в зависимости от принятой степени точности, твёрдости рабочей поверхности зубьев, вида передачи и окружной скорости (табл. 4.3; 4.4).

4.13. Определение допускаемых напряжений при расчётах зубчатых передач.

4.13.1. Усталость металлов и допускаемые напряжения.

Соппротивление материалов переменным напряжениям оценивается количеством циклов перемен напряжений, которое может выдержать образец принятой формы и размеров до поломки. Чаще всего испытывают образцы при напряжениях, имеющих синусоидальный характер. При этом подсчитывается число циклов перемен напряжений: один период синусоиды – один цикл нагружения. Если образец выдержал N_1 циклов перемен напряжений с амплитудой σ_{a1} , а потом сломался, следующий, изготовленный из этого же материала, выдержал N_2 циклов с амплитудой σ_{a2} и т.д., то можно построить кривую усталости, откладывая по оси абсцисс число циклов, которое выдержали образцы, а по оси ординат – величину амплитуды переменного напряжения, которое они выдержали (рис. 4.31). Для многих пластичных материалов эта кривая имеет перелом в точке с координатами $N_0 - \sigma_{-1}$, где σ_{-1} – предел выносливости; N_0 – базовое число циклов нагружения. Таким образом, при напряжениях выше кривой усталости образцы ломаются, т.е. возможные напряжения ограничиваются кривой усталости и превышать их нельзя.

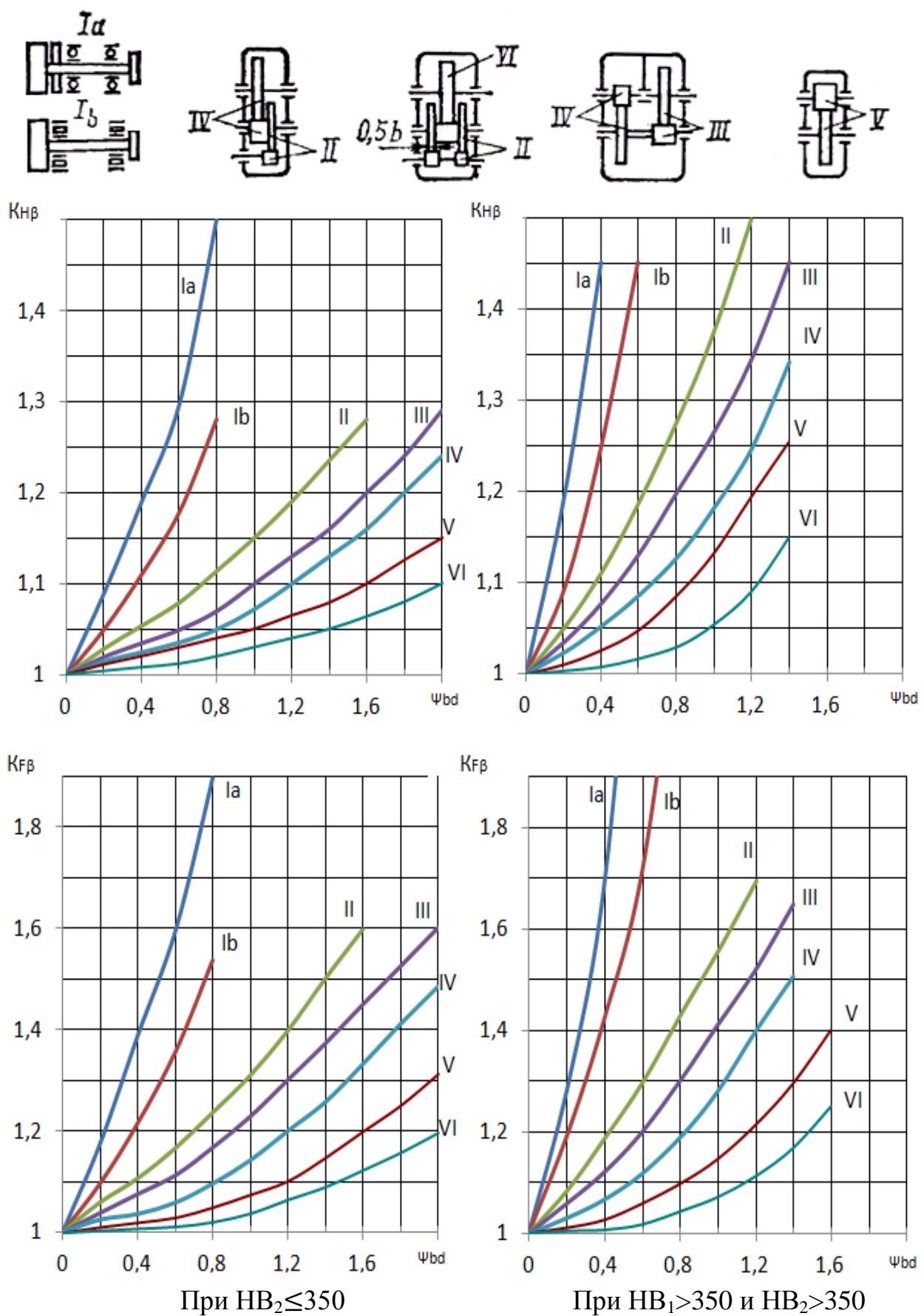


Рис.4.30. Коэффициент концентрации нагрузки.

Таблица 4.3.

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv}

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
	б	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
7-я	а	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
8-я	а	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,04}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9-я	а	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,05}$	$\frac{1,3}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,09}$	$\frac{1,5}{1,12}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,2}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

Примечания: 1. Твердость поверхности зубьев: а) $H_1 \leq \text{HB350}$ и $H_2 \leq \text{HB350}$ или $H_1 \geq \text{HRC45}$ и $H_2 \leq \text{HB350}$; б) $H_1 \geq \text{HRC45}$ и $H_2 \geq \text{HRC45}$. 2. Значение K_{Hv} в числителе относится к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым.

Получается, что если за весь срок службы деталь испытает число циклов нагружения больше базового числа циклов ($N_{E1} > N_0$), то напряжения в ней не должны превышать предел выносливости. А если число циклов нагружения за весь срок службы детали меньше базового ($N_{E2} < N_0$), то допускаемое напряжение можно повысить по сравнению с пределом выносливости, учесть величину δ (величину превышения).

Таким образом, точка перегиба кривой усталости делит всю область возможных значений допускаемых напряжений на две зоны:

l – число циклов нагружения зуба за весь срок службы передачи ограничено и меньше базового числа циклов, поэтому можно допускаемые напряжения несколько увеличить;

ll – число циклов нагружения зуба за весь срок службы передачи не ограничено и больше базового числа циклов, поэтому допускаемые напряжения не могут превышать предел выносливости.

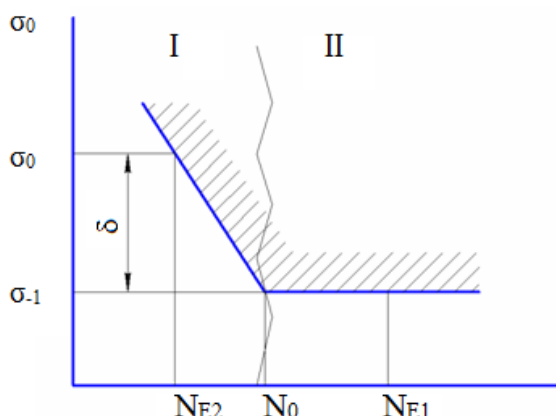


Рис.4.31. Кривая усталости.

4.13.2. Допускаемые напряжения для расчётов на контактную выносливость при неограниченном сроке службы ($N_0 \leq N_E$).

Если срок службы не ограничен, т. е. $N_0 \leq N_E$, попадаем в зону ll на рис.4.31. В этом случае допускаемое напряжение не может превышать предела контактной выносливости поверхности зубьев и определяется выражением

$$\left[\sigma_H \right] = \frac{\sigma_{H\limb}}{S_H} Z_R Z_v,$$

где $\sigma_{H\limb}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений; определяется в зависимости от способа термохимической обработки зубьев и от достигаемой при этом твёрдости поверхности зуба (табл.4.5)

S_H – коэффициент запаса прочности: если $HB \leq 350 = 1.1$;
если $HB > 350 = 1.2$;

Z_R – коэффициент, учитывающий исходную шероховатость поверхностей зубьев, принимается для того колеса, у которого зубья имеют более грубую поверхность:

если параметр шероховатости $R_a = 1.25 \dots 0.63 \text{ мкм}$	$Z_R = 1$;
если параметр шероховатости $R_a = 2.5 \dots 1.25 \text{ мкм}$	$Z_R = 0.95$;
если параметр шероховатости $R_z = 40 \dots 10 \text{ мкм}$	$Z_R = 0.9$;

Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости:

если $v \leq 5 \text{ м/сек}$	$Z_v = 1$;
если $v > 5 \text{ м/сек}$	$Z_v = 1 \dots 1.16$.

Таблица 4.4

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{FV}

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,1}$	$\frac{1,4}{1,15}$	$\frac{1,53}{1,2}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	б	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7-я	а	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,05}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,8}{1,27}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8-я	а	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,02}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9-я	а	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,5}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

Примечания: 1. Твердость поверхности зубьев: а) $H_1 \leq HB350$ и $H_2 \leq HB350$ или $H_1 \geq HRC45$ и $H_2 \leq HB350$; б) $H_1 \geq HRC45$ и $H_2 \geq HRC45$. 2. Значение K_{FV} в числителе относится к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым.

4.13.3. Допускаемые напряжения для расчётов на контактную выносливость при ограниченном сроке службы ($N_0 > N_E$).

В этом случае $N_0 > N_E$, поэтому попадаем в зону I на рис. 4.31. Допускаемые напряжения могут быть увеличены (т.е. учтено превышение δ) и определяются по выражению

$$\sigma_{H\delta} = \sigma_{H\delta} K_{HL},$$

где

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} - \text{коэффициент долговечности, показывающий, во сколько раз могут быть повышены допускаемые напряжения для расчета на контактную выносливость. При этом, если твердость рабочих поверхностей зубьев } HB \leq 350, \text{ то } 1 \leq K_{HL} \leq 2.6, \text{ если } HB > 350, \text{ то } 1 \leq K_{HL} \leq 1.8.$$

Здесь N_{H0} - базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости

$$N_{H0} = 30HB^{2.4} \leq 12 \times 10^7; \quad m = 6;$$

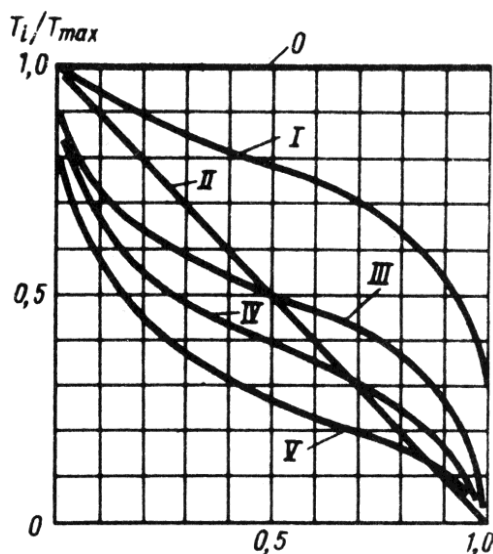
N_{HE} - фактическое число циклов нагружения.

Таблица 4.5

Предел контактной выносливости σ_{Hlimb}

Способ термохим. обр. зуба	Средняя твердость рабочей пов. зуба	σ_{Hlimb} , МПа
Нормализация или улучшение	$HB \leq 350$	$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70$
Объемная или поверхностная закалка	$HB > 350$	$\sigma_{Hlimb} = 17HRC + 200$
Цементация или нитроцементация	$HB > 350$	$\sigma_{Hlimb} = 23HRC$
Азотирование	$HB > 350$	$\sigma_{Hlimb} = 1050$

При постоянной нагрузке $N_{HE} = 60ncL_h$,



где n — частота вращения колеса, для которого определяется допускаемое напряжение, мин^{-1} ; c — число зацеплений зуба за один оборот колеса;

L_h — расчетный ресурс работы передачи (см. п.1.4).

При переменных режимах нагружения:

-если задана гистограмма нагружения, то

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 n_i t_i;$$

- если задан типовой режим нагружения, то $N_{HE} = \mu_H 60ncL_h$, где коэффициент μ_H зависит от заданного типового режима.

Рис.4.32. Типовые режимы нагружения.

При обработке статистического материала о режиме работы для создания типового режима расчётные нагрузки располагают последовательно в порядке убывания их значений и затем ступенчатую гистограмму заменяют плавной огибающей кривой. Исследованиями установлено, что большинство режимов нагружения современных машин сводятся к шести типовым режимам. (Конечно это приближенная оценка.) . ГОСТ 21354-87 предусматривает шесть типовых режимов нагружения (рис.4.32):

- 0 - постоянное нагружение;
- I – тяжёлый режим;
- II – средний равновероятный;
- III – средний нормальный;
- IV – лёгкий;
- V – особо лёгкий.

Тяжелый режим характерен для передач горных машин, средний равновероятный и средний нормальный – для транспортных машин, лёгкий и особо лёгкий – для универсальных металлорежущих станков.

Коэффициенты для вычисления числа циклов определяются по таблице (табл. 4.6) в зависимости от типового режима нагружения.

Таблица 4.6

Коэффициенты для вычисления числа циклов нагружения при определении допускаемых напряжений (типовые режимы нагружения).

Режим работы	Расчет на контактную усталость			Расчет на изгибную усталость					
	термообработка	$m/2$	μ_H	термообработка	m	μ_F	термообработка	m	μ_F
0	Любая	3	1,0	Улучшение, нормализация	6	1,0	Закалка объемная, поверхностная, цементация, азотирование	9	1,0
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,143			0,10
III			0,18			0,065			0,036
IV			0,125			0,038			0,016
V			0,063			0,013			0,004

4.13.4. Допускаемые напряжения для проверки контактной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках

При нормализованных или улучшенных материалах $\sigma_{H\max} = 2.8\sigma_T$.

При закалке ТВЧ, объемной закалке, цементации или азотировании зубьев $\sigma_{H\max} = 40HRC_z$.

4.13.5. Допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при неограниченном сроке службы ($N_0 \leq N_E$)

$$\sigma_{F \text{ д}} = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} K_{FC},$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по таблице 4.7 в зависимости от вида термической обработки;

$S_F = 1.7 \dots 2.2$ - коэффициент безопасности, принимается по таблице 4.7 в зависимости от способа изготовления заготовок (большие значения для отливок);

коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1$ при одностороннем нагружении, $K_{FC} = 0.7 \dots 0.8$ при реверсивной нагрузке.

4.13.6. Допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при ограниченном сроке службы ($N_0 > N_E$)

В этом случае

$$\sigma_{F \text{ д}} = \sigma_{F \text{ д}} K_{FL},$$

где K_{FL} - коэффициент долговечности, учитывающий фактическое число циклов нагружения

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}.$$

Если $NB \leq 350$, а также для колёс со шлифованной переходной поверхностью зубьев $1 \leq K_{FL} \leq 4$.

При $NB > 350$ и нешлифованной переходной поверхности $1 \leq K_{FL} \leq 2.5$.

Здесь $N_{F0} = 4 \times 10^6$ - базовое число циклов для всех сталей;

N_{FE} - фактическое число циклов нагружения.

При постоянной нагрузке $N_{FE} = 60ncL_h$,

где n - частота вращения колеса, для которого определяется допускаемое напряжение, мин^{-1} ;

c - число зацеплений зуба за один оборот колеса;

L_h - расчётный ресурс работы передачи (см. п.1.4).

При переменных режимах нагружения:

-если задана гистограмма нагружения, то $N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 n_i t_i$;

- если задан типовой режим нагружения, то $N_{FE} = \mu_F 60ncL_h$, где коэффициент μ_F зависит от заданного типового режима и вида термической обработки (см.табл. 4.6).

4.13.7. Допускаемые напряжения для проверки изгибной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках

При $HV \leq 350$ $\sigma_{Fmax} \leq 0.8\sigma_T$. При $HV > 350$ $\sigma_{Fmax} \leq 0.6\sigma_B$

Таблица 4.7

Пределы выносливости σ_{Flim} для зубьев стальных зубчатых колес при работе зубьев одной стороной и коэффициенты безопасности S_F

Термическ. обработка	Твердость зубьев		Марки сталей	σ_{Flim} , МПа	S_F при вероятности неразрушения	
	на поверхности	в сердцевине			нормальной	повышенной
Нормализация улучшение	180...350 HB		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XМ	$1,75 H_{HB}$	1,7	2,2
Объемная закалка	45...55 HRC _э		40X, 40XH, 40XФА	500...550	1,7	2,2
Закалка ТВЧ сквозная	48...52 HRC _э		40X, 35XM, 40XH	500...600	1,7	2,2
Закалка ТВЧ по всему контуру	56...62 HRC _э	27...35 HRC _э	58, 45П, У6	900	1,7	2,2
	48...52 HRC _э		40X, 40XH, 35XM	600...700		
Азотирование	700...950 HV 550...750 HV	24...40 HRC _э	38X2Ю, 40XФА, 40X2HMA	$12 H_{HRC}^{сердц.} + 290$	1,7	2,2
Цементация с автоматич. регулированием процесса	57...62 HRC _э	30...45 HRC _э	Легирование	850...950	1,55	1,95
Цементация	57...62 HRC _э		Легирование	750...800	1,65...1,7	2...2,2
Нитроцем. с автоматич. регулированием процесса	56...63 HRC _э		25XГМ	1000	1,55	1,95
			25XГТ, 30XГТ, 30X	750		

4.14. Порядок расчёта закрытой зубчатой передачи.

4.14.1. Исходные данные:

- вид передачи;
- передаваемый момент;
- частота вращения одной из деталей передачи;
- передаточное число;
- условия и режим работы.

4.14.2. Выбор материала и его термической обработки

Исходя из условий работы передачи, нужно задаться твёрдостью рабочей поверхности зуба (боковой поверхности), а затем подбирать материал и его термическую обработку для обеспечения этой твёрдости (см. п.4.8).

4.14.3. Определение допускаемых напряжений.

Всего нужно определить четыре допускаемых напряжения (см. п. 4.13).

При расчётах на контактную выносливость прямозубых передач, а также передач с косыми или криволинейными зубьями, у которых твердости боковых (рабочих) поверхностей $HВ \geq 350$, за расчётное принимается меньшее из двух значений допускаемых контактных напряжений.

Для косозубых передач, у которых твёрдости рабочих поверхностей шестерни и колеса различны, в качестве расчетного принимаются напряжения, полученные по выражению

$$\sigma_{H} = 0.45(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \leq 1.25 \sigma_{H \min}.$$

Для конических передач

$$\sigma_{H} = 0.45(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \leq 1.15 \sigma_{H \min}.$$

Необходимо помнить, что чем выше твёрдость рабочих поверхностей зубьев, тем меньше габариты передачи.

4.14.4. Определение межосевого расстояния (внешнего конусного расстояния для конических передач)

Определяется из расчёта на контактную выносливость по выражениям для проектного расчёта (см. п.4.9.2....4.9.4).

Значения межосевого расстояния a' или конусного расстояния R'_e вычислять с точностью до сотых долей, не округлять и не принимать по стандарту.

4.14.5. Определение модуля (для конических передач модуля на наружном дополнительном конусе).

Используя выражения :

$$a'_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) - \text{для цилиндрических прямозубых передач;}$$

$$a'_w = \frac{m}{2\cos\beta}(z_1 + z_2) - \text{для цилиндрических косозубых передач;}$$

$$R'_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} - \text{для конических прямозубых передач,}$$

найти значения модуля и принять его по стандарту, округляя до стандартного значения в большую сторону.

Число зубьев шестерни Z_1 в передачах, нарезанных без смещения инструмента, рекомендуется брать $17 \leq Z_1 \leq 25$.

Углом наклона зуба обычно задаются в пределах $\beta = 10 \dots 12^\circ$.

Необходимо помнить следующее:

- **мелкомодульные колёса с большим числом зубьев предпочтительнее** по условиям плавности хода передачи, снижаются потери на трение, сокращается расход материала и уменьшается объём срезанного металла; при этом возрастают требования к точности изготовления и сборки передачи, жесткости её деталей, увеличивается возможность поломки вследствие концентрации нагрузки, особенно при перегрузках;

- **крупномодульные колёса требуют меньшей точности**, дольше противостоят износу, могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и неоднородностям материала зуба.

4.14.6. Уточнение значений геометрических параметров передачи по принятому стандартному значению модуля.

По принятой стандартной величине модуля уточнить или определить все параметры передачи. При этом для прямозубых передач ограничения по межосевому или конусному расстояниям приводят к необходимости изменения чисел зубьев и(или) введения смещения инструмента при их нарезке. Для косозубых передач возможно уточнение и межосевого расстояния, и угла наклона зуба.

Ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} a$; ширина шестерни $b_1 = b_2 + (5 \dots 7) \text{ мм}$.

4.14.7. Проверка зуба на контактную выносливость.

Выполняется по формулам для проверочного расчёта передачи на контактную выносливость (см. п. 4.9.2...4.9.4). В эти выражения подставляются уточнённые значения.

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

4.14.7. Проверка зуба на изгибную выносливость.

Используя выражения, полученные в п. 4.10.2...4.10.4 для проверочного расчёта передачи, провести проверку выполнения условий работоспособности. При этом нужно помнить, что расчёты ведут по той детали, у которой частное σ_F / Y_F меньше.

При проверке можно получить напряжения значительно меньшие допускаемых. Это вполне допустимо, так как нагрузочная способность большинства закрытых передач определяется контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Однако могут встретиться ситуации, когда главным критерием работоспособности является прочность не по контактным, а по изгибным напряже-

ниям. У таких передач действующее напряжение при проверочном расчёте на изгибную выносливость оказывается больше допускаемого. В подобных случаях необходимо увеличивать значения модуля или применять положительное смещение инструмента при нарезке зубьев с последующей обязательной проверкой на изгибную выносливость.

4.14.8. Проверка работоспособности зубьев на контактную прочность при максимальных нагрузках.

Проверка выполняется по выражению, полученному в п.4.9.2. При определении действующих контактных напряжений используется либо выражение для проверочного расчёта на контактную выносливость, либо выражение для межосевого (конусного) расстояния решается относительно действующих напряжений.

4.14.9. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках.

Проверка выполняется по выражению, полученному в п.4.10.2.

4.14.10. Определение сил, действующих в зацеплении.

По выражениям раздела 4.6 определяются составляющие усилия взаимодействия зубьев и их направление.

4.14.11. Конструирование элементов передачи.

На эскизе зубчатого колеса проставляются все полученные геометрические размеры, и заполняется таблица для нарезки его зубьев.

4.15. Порядок расчёта открытых передач.

4.15.1. Исходные данные - см.п.4.14.1.

4.15.2. Выбор материала и его термической обработки – см.п. 4.8.

4.15.3. Определение допускаемых напряжений.

Расчёт выполняется только по напряжениям изгиба, поэтому определяются допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость и прочность (см.п.4.13).

4.15.4. Определение модуля из расчёта на изгибную выносливость.

Используются выражения для проектных расчётов прямозубых цилиндрических и конических передач (см.п.4.10.2,4.10.4). Вычисленное до сотых долей значение принять по стандарту, округляя в большую сторону.

4.15.5. Определение геометрических параметров деталей передачи.

4.15.6. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках.

Проверка выполняется по выражению, полученному в п.4.10.2.

4.15.7. Определение сил, действующих в зацеплении.

По выражениям раздела 4.6 определяются составляющие усилия взаимодействия зубьев и их направление.

4.15.8. Конструирование элементов передачи.

На эскизе зубчатого колеса проставляются все полученные геометрические размеры, и заполняется таблица для нарезки его зубьев.

4.16. Пример П9.

4.16.1. Задание.

Рассчитать закрытую цилиндрическую косозубую зубчатую передачу для передачи мощности $N=8$, Квт при частоте вращения шестерни $n_1=1460$ об/мин, передаточном числе $u=6$, работающую в качестве первой ступени двухступенчатого редуктора в условиях закрытого отапливаемого помещения. Режим нагружения – средний равновероятный, передача неререверсивная, требуемый срок службы $z=5$ лет, при коэффициентах использования по времени в течение года $k_z=0.5$, в течение суток $k_c=0.3$. В процессе работы возможны перегрузки $(T_{max}/T)=1.3$. Передача предназначена для внутреннего использования.

4.16.2. Выбор материала и его термической обработки

Принимаем твёрдость боковой (рабочей) поверхности зуба:

- шестерня 45...50HRC; для расчёта 45HRC;

- колесо 40...45HRC; для расчёта 40HRC.

Такую твёрдость обеспечивает сталь 40XH при объёмной закалке. Поэтому принимаем для обеих деталей сталь 40XH по ГОСТ4543-71 с объёмной закалкой.

4.16.3. Допускаемые напряжения

Количество циклов нагружения деталей передачи:

- требуемый ресурс

$$t = 365 \times z \times k_z \times 24 \times k_c = 365 \times 5 \times 0.5 \times 24 \times 0.3 = 6570, \text{ часов;}$$

- требуемое число циклов нагружения зуба шестерни при одном зацеплении за один оборот ($c=1$) и $n_1=1460$, об/мин

$$N_{E1} = t \times 60 \times c \times n_1 = 6570 \times 60 \times 1 \times 1460 = 575532000 \approx 5.75 \times 10^8, \text{ циклов;}$$

- требуемое число циклов нагружения зуба колеса при одном зацеплении за один оборот ($c=1$) и $n_2=243.333$, об/мин ($n_2=n_1/u$)

$$N_{E2} = t \times 60 \times c \times n_2 = 6570 \times 60 \times 1 \times 243.33 = 95921868 \approx 0.959 \times 10^8, \text{ циклов.}$$

Допускаемые напряжения для расчёта на контактную выносливость

$$\sigma_{H\text{д}} = K_{HL} \times \sigma_{H\text{д}},$$

$$\text{где } K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} - \text{коэффициент долговечности.}$$

По стандарту $m=6$ для любой термообработки.

$N_{HO} = 30HB^{2.4}$ - число циклов, соответствующее пределу выносливости.

Для шестерни $N_{HO1} = 30 \times 450^{2.4} = 69957017 \approx 6.9 \times 10^7$, циклов;

для колеса $N_{HO2} = 30 \times 400^{2.4} = 52730906 \approx 5.27 \times 10^7$, циклов.

N_{HE} - фактическое число циклов нагружения детали:

$$N_{HE1} = \mu_{H1} \times N_{E1} = 0.25 \times 5.75 \times 10^8 = 14.375 \times 10^7, \text{ циклов для шестерни;}$$

$$N_{HE2} = \mu_{H2} \times N_{E2} = 0.25 \times 0.95 \times 10^8 = 2.375 \times 10^7, \text{ циклов для колеса.}$$

Здесь $\mu_{H1} = \mu_{H2} = 0.25$ - принимается по стандарту в соответствии с заданным режимом нагружения (средний равновероятный, см. задание и табл. 4.6).

Сравнивая значения, получаем:

-шестерня: $N_{HO1} \approx 6.9 \times 10^7 < N_{HE1} = 14.375 \times 10^7$, следовательно $K_{HL1} = 1$;

- колесо: $N_{HO2} \approx 5.27 \times 10^7 > N_{HE2} = 2.375 \times 10^7$, следовательно

$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{5.27 \times 10^7}{2.375 \times 10^7}} = 1.142$, т.е. допускаемое напряжение для колеса может быть повышено в 1.142 раза.

$\sigma_{H\text{д}} = \frac{\sigma_{H\text{limb}}}{S_H} Z_R Z_V$ - допускаемые напряжения для расчёта на контактную выносливость при неограниченном ресурсе.

Поскольку принята объёмная закалка

$$\sigma_{H\text{limb}1} = 17\text{HRC} + 200 = 17 \times 45 + 200 = 965, \text{МПа};$$

$$\sigma_{H\text{limb}2} = 17\text{HRC} + 200 = 17 \times 40 + 200 = 880, \text{МПа};$$

$S_H = 1.2$ – так как твёрдость рабочих поверхностей зубьев больше 350HB.

Принимаем шероховатость рабочих поверхностей зубьев $R_a = 2.5$, тогда $Z_a = 0.95$.

Принимаем ориентировочно $Z_v = 1$.

При таких значениях параметров:

$$\text{-шестерня} \quad \sigma_{H1} = 1 \times \frac{965}{1.2} \times 0.95 \times 1 = 763.958 \approx 763, \text{МПа};$$

$$\text{-колесо} \quad \sigma_{H2} = 1.142 \times \frac{880}{1.2} \times 0.95 \times 1 = 795.593 \approx 795, \text{МПа}$$

Для расчётов получаем (так как рассчитываем косозубую пару):

$$\sigma_{H\text{д}} = 0.45(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \leq 1.25 \sigma_{H\text{д} \min}$$

$$0.45(763 + 795) \leq 1.25 \times 763$$

$$701 \leq 953$$

Окончательно принимаем $\sigma_{H\text{д}} = 701, \text{МПа}$.

Допускаемые напряжения для проверки контактной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках

Так как принята в качестве термической обработки объёмная закалка (твёрдость рабочей поверхности зуба более 350 HB), то

$$\sigma_{H\text{max}} = 40\text{HRC} = 40 \times 40 = 1600, \text{МПа}$$

Допускаемые напряжения для расчётов на изгибную

выносливость при ограниченном сроке службы

В этом случае

$$\sigma_F \leq K_{FL} \sigma_{Fд},$$

где K_{FL} - коэффициент долговечности, учитывающий фактическое число циклов нагружения

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}.$$

Здесь $N_{F0} = 4 \times 10^6$ - базовое число циклов для всех сталей.

По стандарту $m = 9$ при объёмной закалке.

N_{FE} - фактическое число циклов нагружения. Так как задан типовой режим нагружения, то $N_{FE} = \mu_F N_E$.

Здесь $\mu_{F1} = \mu_{F2} = 0.1$ - принимается по стандарту в соответствии с заданным режимом нагружения (средний равновероятный, см. задание).

Шестерня: $N_{FE1} = \mu_F N_{E1} = 0.1 \times 5.75 \times 10^8 = 0.575 \times 10^8$, циклов.

Колесо: $N_{FE2} = \mu_F N_{E2} = 0.1 \times 0.95 \times 10^8 = 0.095 \times 10^8$, циклов.

В обоих случаях принимаем $K_{FL} = 1$, так как $N_{FE1} > N_{F0}$ и $N_{FE2} > N_{F0}$.

$$\sigma_{Fд} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} K_{FC} - \text{допускаемые напряжения для расчёта на изгибную вы-}$$

носливость при неограниченном ресурсе.

$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 550$, МПа - где σ_{Flimb} - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по таблице в зависимости от вида термической обработки (принята объёмная закалка);

$S_F = 1.75$ - коэффициент безопасности;

$K_{FC} = 1$ - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1$ при одностороннем нагружении.

При полученных значениях параметров допускаемые напряжения для расчетов на изгибную выносливость

$$\sigma_{Fд1} = \sigma_{Fд2} = \frac{550}{1.75} \times 1 \approx 314, \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для проверки изгибной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках.

$$\text{При } HB > 350 \quad \sigma_{Fmax} \leq 0.6 \sigma_s.$$

Здесь $\sigma_{b1} = \sigma_{b2} = 1600$, МПа - определяется по справочнику в зависимости от термической обработки.

$$\sigma_{F \max} = 0.6 \times 1600 = 960 \text{ МПа}$$

4.16.4. Определение межосевого расстояния.

Определяется из расчёта на контактную выносливость

$$a' = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 \sigma_{H \lim}^2 \psi_{ba}}}, \text{ мм}$$

где

- $K_a = 43$ – коэффициент, учитывающий свойства материала, особенности геометрии пары, в данном случае стальные колёса с углом зацепления 20° ;

- $u = 6$ (см. задание);

- передаваемый крутящий момент:

$$T_2 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{N}{n} \approx 9.55 \times 10^3 \times \frac{8}{243.33} = 313973 \text{ Нм}$$

- $\sigma_{H \lim} = 701 \text{ Н/мм}^2$;

- $\psi_{ba} = 0.315$ – коэффициент ширины колеса, принимается для зубчатых колёс из закалённых сталей при несимметричном расположении относительно опор;

- $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$ – коэффициент нагрузки, характеризует динамическую составляющую нагрузки на зубья, появляющуюся вследствие погрешностей изготовления и сборки передачи. Принимаем:

- $K_{H\alpha} = 1$ – степень точности проектируемой передачи 7;

- $K_{H\beta} = 1.28$ – коэффициент концентрации нагрузки;

- $K_{Hv} = 1$ – коэффициент динамичности нагрузки.

При этих значениях параметров

$$a' = 43 \times (6 + 1) \sqrt[3]{\frac{313973 \times 1 \times 1.28 \times 1}{6^2 \times 701^2 \times 0.315}} = 125.290 \text{ мм}$$

4.16.5. Определение модуля зацепления.

$$m = \frac{2a' \cos \beta}{z_1 + z_2} \text{ мм}; \text{ (получено из выражения } a' = \frac{m}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2) \text{)}.$$

Принимаем:

- $\beta = 12^\circ$ – угол наклона зуба;

- $z_1 = 20$ – число зубьев шестерни;

- $z_2 = u \times z_1 = 6 \times 20 = 120$ – число зубьев колеса.

$$m = \frac{2 \times 125.290 \times \cos 12^\circ}{20 + 120} = 1.75 \text{ мм}.$$

Принимаем из первого ряда стандарта $m = 2\text{ мм}$.

4.16.6. Уточнение значений геометрических параметров передачи по принятому стандартному значению модуля.

Стандартное значение нормального модуля $m = 2\text{ мм}$.

Число зубьев шестерни $z_1 = 20$ (принимаем).

Число зубьев колеса $z_2 = 120$.

Делительный диаметр шестерни $d_1 = 40\text{ мм}$.

Делительный диаметр колеса $d_2 = 240\text{ мм}$.

Межосевое расстояние $a = 145\text{ мм}$ (принимаем, на наш взгляд, более удобное; передача для внутреннего использования).

Угол наклона зубьев (уточняем):

$$\beta = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2 \times (20 + 120)}{2 \times 145} = 15.09^\circ$$

Ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} \times a = 0.315 \times 145 = 45.675 \approx 46\text{ мм}$

Ширина шестерни $b_1 = b_2 + 6 = 46 + 6 = 52\text{ мм}$

4.16.7. Проверка зуба на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{2T Y_F K_F Y_\beta K_\alpha}{m d b} \leq \sigma_{F\text{л}}.$$

В эту формулу подставляются параметры той детали, у которой частное $\sigma_{F\text{л}} / Y_F$ меньше.

Коэффициент формы зуба Y_F определяется по эквивалентному числу

зубьев (см. п. 4.9.3): шестерня $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 15.09^\circ} = 22.22$;

колесо $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{120}{\cos^3 15.09^\circ} = 133.32$.

Для этих величин по таблице находим (при смещении инструмента для нарезки зубьев равного нуля) $Y_{F1} = 4.05$ и $Y_{F2} = 3.75$. Поэтому

$$\frac{\sigma_{F1\text{л}}}{Y_{F1}} = \frac{314}{4.05} = 77.03 \text{ и } \frac{\sigma_{F2\text{л}}}{Y_{F2}} = \frac{314}{3.75} = 83.73;$$

$77.03 < 83.33$ значит расчёт выполняется по параметрам шестерни.

$$T_1 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{N}{n_1} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{8}{1460} = 52.328, \text{ Нм} \approx 52328 \text{ Нмм};$$

$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ - коэффициент нагрузки, характеризует динамическую составляющую нагрузки на зубья, появляющуюся вследствие погрешностей изготовления и сборки передачи. Принимаем:

- $K_{Fa}=1$ – степень точности проектируемой передачи 7;
- $K_{F\beta}=1.45$ – коэффициент концентрации нагрузки;
- $K_{Fv}=1.05$ – коэффициент динамичности нагрузки.

Коэффициент, учитывающий упрочнение зуба за счёт его наклона

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}} = 1 - \frac{15.09}{140} = 0.892.$$

Коэффициент, учитывающий одновременность работы нескольких пар зубьев $K_{\alpha} = 1/(0.9\varepsilon_{\alpha})$;

ε_{α} – торцевой коэффициент перекрытия, который приближённо равен

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{120} \right) \right] \times \cos 15.09^{\circ} \approx 1.634$$

Тогда $K_{\alpha} = \frac{1}{0.9 \times 1.634} \approx 0.68$ и в расчёте на изгибную выносливость получаем

$$\sigma_F = \frac{2 \times 52328 \times 4.05 \times 1 \times 1.45 \times 1.05 \times 0.892 \times 0.68}{2 \times 40 \times 46} \leq [14],$$

$$\sigma_F = 106.37 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 314 \text{ МПа}$$

4.16.8. Проверка работоспособности зубьев на контактную выносливость и прочность при максимальных нагрузках

При максимальных нагрузках

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_{H \max}]$$

Здесь σ_H – действующие контактные напряжения. Из формулы для межосевого расстояния получаем выражение для вычисления действующего контактного напряжения.

$$\sigma_H = \frac{1}{u} \sqrt{\frac{K_a^3 \times (u+1)^3 \times T_2 \times K_H}{a^3 \times \psi_{ba}}} = \frac{1}{6} \sqrt{\frac{43^3 \times (6+1)^3 \times 313973 \times 1.28}{145^3 \times 0.315}} =$$

$$= 563.04 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 563.04 < [\sigma_H] = 701 \text{ МПа}.$$

$$\frac{T_{\max}}{T} = 1.3 \text{ - возможная перегрузка (см. задание); } [\sigma_{H \max}] = 1600 \text{ МПа.}$$

$$\text{Таким образом: } \sigma_{H \max} = 563.04 \times \sqrt{1.3} \leq 1600; \quad 641.96 < 1600.$$

4.16.9. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq \sigma_{F_{\max}}$$

$$106.37 \times 1.3, \text{ МПа} \leq 960, \text{ МПа}; \quad 138.28, \text{ МПа} < 960 \text{ МПа}.$$

4.16.10. Силы, действующие в зацеплении

Окружное усилие

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 52328}{40} = 2616.4 \approx 2617 \text{ Н}.$$

Осевое усилие

$$F_x = F_{t1} \tan \beta = 2617 \times \tan 15.04^\circ = 703.18 \approx 704 \text{ Н}.$$

Радиальное усилие

$$F_r = \frac{F_{t1} \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{2617 \times \tan 20^\circ}{\cos 15.04^\circ} = 986.296 \approx 987 \text{ Н}.$$

4.17. Пример П10.

4.17.1. Задание.

Рассчитать и спроектировать открытую цилиндрическую зубчатую передачу для передачи мощности $N=12$, кВт при частоте вращения шестерни $n_1=150$, об/мин, передаточном числе $u=4$, работающей после двухступенчатого редуктора в условиях закрытого отапливаемого помещения. Режим нагружения задан гистограммой (рис. П10.1), передача неревверсивная, требуемый срок службы $z=5$ лет, при коэффициентах использования по

времени в течение года $k_z=0.5$, в течение суток $k_c=0.3$. В процессе работы возможны перегрузки $(T_{\max}/T)=1.4$. Передача предназначена для внутреннего использования.

4.17.2. Выбор материала и его термической обработки

Принимаем твёрдость боковой (рабочей) поверхности зуба:

- шестерня 210...240НВ; для расчёта 210НВ;

- колесо 180...210НВ;

- для расчёта 180НВ.

Такую твёрдость обеспечивают нормализованные стали. Поэтому принимаем:

- для шестерни сталь 45, термообработка – нормализация, заготовка – поковка;

- для колеса сталь 35Л, термообработка нормализация, заготовка – отливка.

4.17.3. Допускаемые напряжения.

Количество циклов нагружения деталей передачи:

- требуемый ресурс

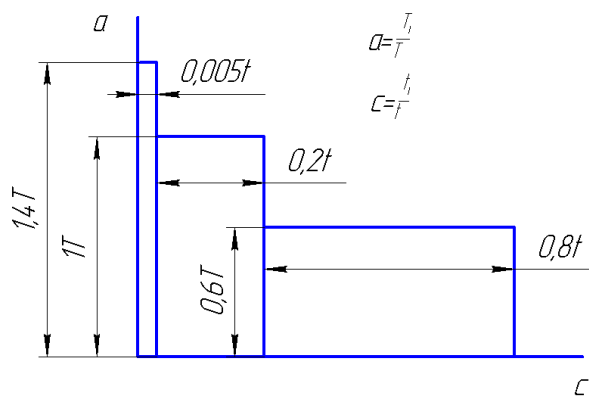


Рис.П10.1. Гистограмма нагружения.

$$t = 365 \times z \times k_r \times 24 \times k_c = 365 \times 5 \times 0.5 \times 24 \times 0.3 = 6570, \text{ часов};$$

- требуемое число циклов нагружения зуба шестерни при одном зацеплении за один оборот ($c=1$) и $n_1=150, \text{ об/мин}$

$$N_{E1} = t \times 60 \times c \times n_1 = 6570 \times 60 \times 1 \times 150 = 60750000 \approx 0.61 \times 10^8, \text{ циклов};$$

- требуемое число циклов нагружения зуба колеса при одном зацеплении за один оборот ($c=1$) и $n_2=37.5, \text{ об/мин}$ ($n_2=n_1/u$)

$$N_{E2} = t \times 60 \times c \times n_2 = 6570 \times 60 \times 1 \times 37.5 = 14782500 \approx 0.15 \times 10^8, \text{ циклов}.$$

Допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при ограниченном сроке службы

В этом случае

$$\sigma_F \leq K_{FL} \sigma_{F\text{д}},$$

где K_{FL} - коэффициент долговечности, учитывающий фактическое

$$\text{число циклов нагружения} \quad K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}.$$

Здесь $N_{F0} = 4 \times 10^6$ - базовое число циклов для всех сталей; $m = 6$ при нормализации;

N_{FE} - фактическое число циклов нагружения.

При задании режима нагружения гистограммой

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 n_i t_i$$

Поскольку $n_i = \text{const}$ и $t_i = c_i t$, получаем (см. гистограмму в задании):

$$N_{FE1} = 60c n_1 t \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 c_i = 60 \times 1 \times 150 \times 6570 \times (0.6^3 \times 0.2 + 0.6^3 \times 0.8) = 128477664 \approx 1.29 \times 10^8, \text{ циклов};$$

$$N_{FE2} = 60c n_2 t \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 c_i = 60 \times 1 \times 37.5 \times 6570 \times (0.6^3 \times 0.2 + 0.6^3 \times 0.8) = 0.32 \times 10^8, \text{ циклов}.$$

Сравнивая числа циклов, получим, что N_{F0} в обоих случаях меньше N_{FE} . Поэтому принимаем $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

$$\sigma_{F\text{д}} = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} K_{FC} - \text{допускаемые напряжения для расчёта на изгибную выносливость при неограниченном ресурсе}.$$

$\sigma_{F\ell im 1} = \sigma_{F\ell im 2} = 1.8HB, МПа$ - где $\sigma_{F\ell im}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по таблице в зависимости от вида термической обработки (принята нормализация);

$S_F = 1.75$ – коэффициент безопасности;

$K_{FC} = 1$ - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1$ при одностороннем нагружении.

При полученных значениях параметров допускаемые напряжения для расчетов на изгибную выносливость

$$\sigma_{F 1} = \frac{1.8 \times 210}{1.75} \times 1 \approx 216 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F 2} = \frac{1.8 \times 180}{1.75} \times 1 \approx 185 \text{ МПа}.$$

Следовательно, допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при заданном сроке службы:

$$\sigma_{F1} = K_{FL1} \sigma_{F 1} = 1 \times 216 = 216 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F 2} = K_{FL2} \sigma_{F 2} = 1 \times 185 = 185 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения для проверки изгибной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках.

При $HB < 350$ $\sigma_{Fmax} = 0.8\sigma_T$.

Здесь $\sigma_{T1} = 340 \text{ МПа}$; $\sigma_{T2} = 290 \text{ МПа}$ – определяются по справочнику в зависимости от термической обработки.

$$\sigma_{Fmax T} = 0.8 \times 340 = 272 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax T} = 0.8 \times 290 = 232 \text{ МПа}.$$

4.17.4. Коэффициенты формы зуба

Определяются по таблице в зависимости от числа зубьев

Для шестерни принимаем $Z_1 = 25$, тогда $Y_{F1} = 3.9$. Для колеса получаем $Z_2 = Z_1 \times u = 25 \times 4 = 100$, тогда $Y_{F2} = 3.6$.

4.17.5. Определение модуля из расчёта на изгибную выносливость

$$m' = \sqrt[3]{\frac{2T_1 Y_{F1} K_F}{\psi_{bd} Z_1^2 \sigma_{F 1}}}, \text{ мм}.$$

$$T_1 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{N_1}{n_1} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{12}{150} = 764 \text{ Нм} = 764000 \text{ Нмм};$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$$

$K_{F\alpha} = 1$ - передача прямозубая;

$K_{F\beta} = 1.47$ (принимаем $\psi_{bd} = 0.8$);

$K_{Fv} = 1.08$ (принимаем, что $V < 1 \text{ м/с}$ и зубчатые колёса 8 степени точности).

$$m' = 3 \sqrt{\frac{2 \times 764000 \times 3.9 \times 1 \times 1.47 \times 1.08}{0.8 \times 25^2 \times 185}} = 4.677, \text{ мм}$$

По стандарту принимаем $m=5$.

4.17.6. Основные геометрических параметры деталей передачи по стандартному модулю.

Делительный диаметр:

$$- d_1 = mz_1 = 5 \times 25 = 125 \text{ мм};$$

$$- d_2 = mz_2 = 5 \times 100 = 500 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр:

$$- d_{a1} = d_1 + 2h_a = 125 + 2 \times 5 = 135 \text{ мм};$$

$$- d_{a2} = d_2 + 2h_a = 500 + 2 \times 5 = 510 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр:

$$- d_{f1} = d_1 - 2h_f = 125 - 2 \times 1.2 \times 5 = 113 \text{ мм};$$

$$- d_{f2} = d_2 - 2h_f = 500 - 2 \times 1.2 \times 5 = 488 \text{ мм}.$$

Ширина колёс:

$$- b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0.8 \times 125 = 100, \text{ мм};$$

$$- b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 100 + 10 = 110 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние:

$$- a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{125}{2} + \frac{500}{2} = 312.5 \text{ мм}$$

4.17.7. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma]_{F2\max}$$

где напряжения изгиба в зубе колеса $\sigma_{F2} = \frac{2T_2 Y_{F2} K_F}{m d_2 b_2} =$

$$= \frac{2 \times 3056000 \times 3.6 \times 1 \times 1.47 \times 1.08}{5 \times 500 \times 100} = 139.729 \text{ МПа}.$$

Возможная перегрузка $\frac{T_{\max}}{T} = 1.4$ (см.исходные данные).

$$[\sigma]_{F2\max} = 232 \text{ МПа}.$$

Таким образом, возможные наибольшие напряжения

$$\sigma_{F2\max} = 139.729 \times 1.4 = 195.62 \leq 232 \text{ МПа}$$

4.17.8. Силы, действующие в зацеплении.

$$\text{Окружное усилие: } F_{t1} = -F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 764000}{125} = 12224 \text{ Н};$$

радиальное усилие:

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} 20^\circ = 12224 \times 0.364 \approx 4450 \text{ Н}.$$

4.18. Пример П11.

4.18.1. Задание.

Рассчитать закрытую коническую прямозубую зубчатую передачу для передачи мощности $N=8$, кВт при частоте вращения шестерни $n_1=820$ об/мин, передаточном числе $u=4$, работающую в качестве первой ступени двухступенчатого редуктора в условиях закрытого отапливаемого помещения. Режим нагружения – лёгкий, передача реверсивная, требуемый срок службы $z=5$ лет, при коэффициентах использования по времени в течение года $k_z=0.5$, в течение суток $k_c=0.3$. В процессе работы возможны перегрузки $(T_{\max}/T) = 1.3$. Передача предназначена для внутреннего использования.

4.18.2. Выбор материала и его термической обработки.

Принимаем твёрдость боковой (рабочей) поверхности зуба:

- шестерня 45...50HRC; для расчёта 45HRC;

- колесо 40...45HRC; для расчёта 40HRC.

Такую твёрдость обеспечивает сталь 40XH при объёмной закалке. Поэтому принимаем для обеих деталей сталь 40XH по ГОСТ4543-71 с объёмной закалкой.

4.18.3. Допускаемые напряжения.

Количество циклов нагружения деталей передачи:

- требуемый ресурс

$$t = 365 \times z \times k_z \times 24 \times k_c = 365 \times 5 \times 0.5 \times 24 \times 0.3 = 6570, \text{ часов};$$

- требуемое число циклов нагружения зуба шестерни при одном зацеплении за один оборот ($s=1$) и $n_1=820$, об/мин

$$N_{E1} = t \times 60 \times s \times n_1 = 6570 \times 60 \times 1 \times 820 = 323244000 \approx 3.24 \times 10^8, \text{ циклов};$$

- требуемое число циклов нагружения зуба колеса при одном зацеплении за один оборот ($s=1$) и $n_2=205$ об/мин ($n_2=n_1/u$)

$$N_{E2} = t \times 60 \times s \times n_2 = 6570 \times 60 \times 1 \times 205 = 80811000 \approx 0.81 \times 10^8,$$

циклов.

Допускаемые напряжения для расчёта на контактную выносливость

$$\sigma_{H\text{ доп}} = K_{HL} \times \sigma_{H\text{ доп}}^0,$$

$$\text{где } K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} - \text{коэффициент долговечности.}$$

По стандарту $m=6$ для любой термообработки.

$N_{HO} = 30HB^{2.4}$ - число циклов, соответствующее пределу выносливости.

Для шестерни $N_{HO1} = 30 \times 450^{2.4} = 69957017 \approx 6.9 \times 10^7$, циклов;

для колеса $N_{HO2} = 30 \times 400^{2.4} = 52730906 \approx 5.27 \times 10^7$, циклов.

N_{HE} - фактическое число циклов нагружения детали:

$N_{HE1} = \mu_{H1} \times N_{E1} = 0.125 \times 3.24 \times 10^8 = 0.405 \times 10^8 = 4.05 \times 10^7$, циклов для шестерни;

$N_{HE2} = \mu_{H2} \times N_{E2} = 0.125 \times 0.81 \times 10^8 = 0.101 \times 10^8 = 1.01 \times 10^7$, циклов для колеса.

Здесь $\mu_{H1} = \mu_{H2} = 0.125$ - принимается по стандарту в соответствии с заданным режимом нагружения (лёгкий; см. задание и табл. 4.6).

Сравнивая значения, получаем:

-шестерня: $N_{HO1} \approx 6.9 \times 10^7 > N_{HE1} = 4.05 \times 10^7$, следовательно

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{6.9 \times 10^7}{4.05 \times 10^7}} \approx 1.044$$

- колесо: $N_{HO2} \approx 5.27 \times 10^7 > N_{HE2} = 1.01 \times 10^7$, следовательно

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{5.27 \times 10^7}{1.01 \times 10^7}} \approx 1.316.$$

$\sigma_{H-\text{д}}^- = \frac{\sigma_{H\ell\text{imb}}}{S_H} Z_R Z_V$ - допускаемые напряжения для расчёта на контактную выносливость при неограниченном ресурсе.

Поскольку принята объёмная закалка

$$\sigma_{H\ell\text{imb1}} = 17 HRC + 200 = 17 \times 45 + 200 = 965 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\ell\text{imb2}} = 17 HRC + 200 = 17 \times 40 + 200 = 880 \text{ МПа};$$

$S_H = 1.2$ – так как твёрдость рабочих поверхностей зубьев больше 350НВ.

Принимаем шероховатость рабочих поверхностей зубьев $R_a = 2.5$, тогда $Z_a = 0.95$.

Принимаем ориентировочно $Z_V = 1$.

При таких значениях параметров:

$$\text{-шестерня} \quad \sigma_{H-\text{д}}^- = 1.044 \times \frac{965}{1.2} \times 0.95 \times 1 = 797.5725 \approx 797 \text{ МПа};$$

$$\text{-колесо} \quad \sigma_{H-\text{д}}^- = 1.316 \times \frac{880}{1.2} \times 0.95 \times 1 = 916.8133 \approx 916 \text{ МПа}$$

Для расчётов получаем (рассчитываем коническую закрытую пару):

$$\sigma_{H-\text{д}}^- \leq 0.45(\sigma_{H-\text{д}}^- + \sigma_{H-\text{д}}^-) \leq 1.15 \sigma_{H-\text{д}}^-_{\text{min}}$$

$$0.45(797 + 916) \leq 1.15 \times 797$$

$$770 \leq 916$$

Окончательно принимаем $\sigma_{H-\text{д}}^- = 770 \text{ МПа}$.

Допускаемые напряжения для проверки контактной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках.

Так как принята в качестве термической обработки объёмная закалка (твёрдость рабочей поверхности зуба более 350 НВ), то

$$\sigma_{H\max} = 40 \text{ HRC} = 40 \times 40 = 1600 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при ограниченном сроке службы.

В этом случае

$$\sigma_F = K_{FL} \sigma_{F\text{д}},$$

где K_{FL} - коэффициент долговечности, учитывающий фактическое число циклов нагружения

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}.$$

Здесь $N_{F0} = 4 \times 10^6$ - базовое число циклов для всех сталей.

По стандарту $m = 9$ при объёмной закалке.

N_{FE} - фактическое число циклов нагружения. Так как задан типовой режим нагружения, то $N_{FE} = \mu_F N_E$.

Здесь $\mu_{F1} = \mu_{F2} = 0.016$ - принимается по стандарту в соответствии с заданным режимом нагружения (лёгкий, см. задание и табл. 4.6).

Шестерня: $N_{FE1} = \mu_F N_{E1} = 0.016 \times 0.405 \times 10^8 \approx 0.065 \times 10^8$, циклов.

Колесо: $N_{FE2} = \mu_F N_{E2} = 0.016 \times 0.101 \times 10^8 \approx 0.0016 \times 10^8$, циклов.

В обоих случаях принимаем $K_{FL1} = 1$, так как $N_{FE1} > N_{F0}$ и $N_{FE2} >$

$$N_{F0}. \sigma_F = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} K_{FC} - \text{допускаемые напряжения для расчёта на изгиб-}$$

ную выносливость при неограниченном ресурсе.

$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 550 \text{ МПа}$ - где $\sigma_{F\lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по таблице в зависимости от вида термической обработки (принята объёмная закалка);

$S_F = 1.75$ - коэффициент безопасности;

$K_{FC} = 0.75$ - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (передача реверсивная, см. задание).

При полученных значениях параметров допускаемые напряжения для расчетов на изгибную выносливость

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} = \frac{550}{1.75} \times 0.75 = 235.714 \approx 235 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для проверки изгибной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках:

$$\text{при } HB > 350 \quad \sigma_{F\max} = 0.6 \sigma_B.$$

Здесь $\sigma_{b1} = \sigma_{b2} = 1600, \text{МПа}$ – определяется по справочнику в зависимости от термической обработки.

$$\sigma_F \text{ max} = 0.6 \times 1600 = 960 \text{ МПа.}$$

4.18.4. Внешнее конусное расстояние.

Определяется из расчёта на контактную выносливость

$$R_e = K_R \sqrt{(u^2 + 1)} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\sigma_H u^2}},$$

где

- $K_R = 86$ – коэффициент, учитывающий свойства материала, особенности геометрии пары, в данном случае стальные колёса с углом зацепления 20° ;

- $u = 4$ (см. задание);

- передаваемый крутящий момент:

$$T_2 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{N}{n} \approx 9.55 \times 10^3 \times \frac{8}{205} \approx 383 \text{ Нм};$$

- $\sigma_H = 770, \text{Н/мм}^2$;

- $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$ – коэффициент нагрузки, характеризует динамическую составляющую нагрузки на зубья, появляющуюся вследствие погрешностей изготовления и сборки передачи. Принимаем (см. П9):

- $K_{H\alpha} = 1$ – степень точности проектируемой передачи 7;

- $K_{H\beta} = 1.28$ – коэффициент концентрации нагрузки;

- $K_{Hv} = 1$ – коэффициент динамичности нагрузки.

При этих значениях параметров

$$R'_e = 86 \sqrt{(4^2 + 1)} \sqrt[3]{\frac{383000 \times 1 \times 1.28 \times 1}{770^2 \cdot 4^2}} = 132.089 \text{ мм.}$$

4.18.5. Модуль на наружном дополнительном конусе

$$m'_{te} = \frac{2R'_e}{\sqrt{(z_1^2 + z_2^2)}}.$$

Принимаем $z_1 = 22$, тогда $z_2 = 4 \times 22 = 88$. При этих параметрах модуль

$$m'_{te} = \frac{2 \times 132.089}{\sqrt{(22^2 + 88^2)}} = 2.912 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем из первого ряда ближайшее большее значение модуля $m_{te} = 3, \text{мм}$.

4.18.6. Уточнение значений геометрических параметров передачи по принятому стандартному значению модуля.

Стандартное значение нормального модуля $m = 3 \text{ мм}$

Число зубьев шестерни $z_1 = 22$ (принимаем)

Число зубьев колеса $z_2 = 88$

Делительный диаметр шестерни на наружном дополнительном конусе

$$d_{e1} = 66 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса на наружном дополнительном конусе

$$d_{e2} = 264 \text{ мм}$$

Внешнее конусное расстояние (см.рис.4.19; п.4.5.2)

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{66}{2}\right)^2 + \left(\frac{264}{2}\right)^2} = 136.062 \text{ мм.}$$

Ширина колеса $b_1 = b_2 = K_{be} R_e = 0.3 \times 136.062 = 40.819 \text{ мм}$; принимаем $b_2 = 42 \text{ мм}$.

Угол делительного конуса:

$$\text{- шестерня } \delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg \frac{1}{4} = 14.036^\circ;$$

$$\text{- колесо } \delta_2 = \arctg u = \arctg 4 = 75.964^\circ.$$

4.18.7. Проверка зуба на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{2.35 T Y_F K_F}{m_m b d_m} \leq [\sigma_F].$$

В эту формулу подставляются параметры той детали, у которой частное $[\sigma_F] / Y_F$ меньше.

Коэффициент формы зуба Y_F определяется по эквивалентному числу зубьев (см.п.4.9.4) $z_v = z / \cos \delta$ по рис. 4.28:

$$\text{- шестерня: } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{\cos 14.036^\circ} = 22.677 \text{ отсюда } Y_{F1} = 3.85;$$

$$\text{- колесо: } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{88}{\cos 75.964^\circ} = 362.864 \text{ отсюда } Y_{F2} = 3.62.$$

Для решения вопроса, по какой детали вести расчёт находим частные $[\sigma_F] / Y_F$:

$$\text{- шестерня: } \frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{235}{3.85} = 61.038;$$

$$\text{- колесо: } \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{235}{3.62} = 64.917.$$

Так как $61.038 < 64.917$, то расчёт ведем по шестерне, т.е. в выражение для σ_F подставляем все параметры шестерни.

$$\text{Крутящий момент на шестерне } T_1 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{8}{820} = 93.17 \text{ Нм.}$$

$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ - коэффициент нагрузки, характеризует динамическую составляющую нагрузки на зубья, появляющуюся вследствие погрешностей изготовления и сборки передачи. Принимаем:

- $K_{F\alpha} = 1$ - степень точности проектируемой передачи 7 (рис.4.29);

- $K_{F\beta} = 1.45$ - коэффициент концентрации нагрузки (рис.4.30);

- $K_{Fv} = 1.05$ - коэффициент динамичности нагрузки (таблица 4.4).

Модуль в среднем сечении

$$m_m = m_{te} (1 - 0.5 K_{be})$$

$$\text{Отношение } K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0.3, \text{ тогда } m_m = 3 \times (1 - 0.5 \times 0.3) = 2.55 \text{ мм.}$$

Начальный диаметр шестерни в среднем сечении

$$d_m = m_m z_1 = 2.55 \times 22 = 56.1, \text{ мм}$$

При этих данных проверка работоспособности по изгибной выносливости приводит к следующему выводу:

$$\sigma_F = \frac{2.35 \times 93170 \times 3.85 \times 1 \times 1.45 \times 1}{2.55 \times 42 \times 56.1} = 203.433 \leq [\sigma_F] = 235 \text{ МПа.}$$

4.18.8. Проверка работоспособности зубьев на контактную выносливость и прочность при максимальных нагрузках.

При максимальных нагрузках

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_{H \max}]$$

Здесь σ_H - действующие контактные напряжения. Из формулы для внешнего конусного расстояния получаем выражение для вычисления действующего контактного напряжения:

$$\sigma_H = \frac{K_R \sqrt{u^2 + 1}}{R_e u} \sqrt{\frac{T_2 K_H K_R \sqrt{u^2 + 1}}{R_e}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = \frac{86 \times \sqrt{4^2 + 1}}{136.062 \times 4} \sqrt{\frac{383000 \times 1 \times 1.28 \times 1 \times 86 \times \sqrt{4^2 + 1}}{136.062}} = 736.416 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 736.416 < [\sigma_H] = 770, \text{ МПа.}$$

$$\frac{T_{\max}}{T} = 1.3 - \text{возможная перегрузка (см. задание); } [\sigma_{H \max}] = 1600 \text{ МПа.}$$

Таким образом: $\sigma_{H \max} = 736.416 \times \sqrt{1.3} \leq 1600$; $839.64 < 1600$.

4.18.9. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_{F \max}]$$

$$203.433 \times 1.3, \text{ МПа} \leq 960, \text{ МПа}; \quad 264.463, \text{ МПа} < 960 \text{ МПа.}$$

4.18.10. Силы, действующие в зацеплении

Окружное усилие:

$$F_{t1} = -F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 93170}{56.1} = 3321.568 \approx 3322 \text{ Н}.$$

Осевое усилие:

$$F_{x1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 3322 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \sin 14.036^\circ = 293.247 \text{ Н}$$

Радиальное усилие:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 3322 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \cos 14.036^\circ \approx 1174 \text{ Н}.$$

4.19. Пример П12.

4.19.1. Задание.

Рассчитать открытую коническую прямозубую зубчатую передачу для передачи мощности $N=7$, кВт при частоте вращения шестерни $n_1=120$ об/мин, передаточном числе $u=3$, работающую после редуктора в условиях закрытого отапливаемого помещения. Режим нагружения – лёгкий, передача реверсивная, требуемый срок службы $z=5$ лет, при коэффициентах использования по времени в течение года $k_z=0.5$, в течение суток $k_c=0.3$. В процессе работы возможны перегрузки $(T_{\max}/T) = 1.3$. Передача предназначена для внутреннего использования.

4.19.2. Выбор материала и его термической обработки

Принимаем твёрдость боковой (рабочей) поверхности зуба:

- шестерня 210...240НВ; для расчёта 210НВ;
- колесо 180...210НВ; для расчёта 180НВ.

Такую твёрдость обеспечивают нормализованные стали. Поэтому принимаем:

- для шестерни сталь 45, термообработка – нормализация, заготовка – поковка;
- для колеса сталь 35Л, термообработка нормализация, заготовка - отливка.

4.19.3. Допускаемые напряжения

Количество циклов нагружения деталей передачи:

- требуемый ресурс

$$t = 365 \times z \times k_z \times 24 \times k_c = 365 \times 5 \times 0.5 \times 24 \times 0.3 = 6570 \text{ часов};$$

- требуемое число циклов нагружения зуба шестерни при одном зацеплении за один оборот ($s=1$) и $n_1=120$, об/мин

$$N_{E1} = t \times 60 \times s \times n_1 = 6570 \times 60 \times 1 \times 120 = 47304000 \approx 0.48 \times 10^8 \text{ циклов};$$

- требуемое число циклов нагружения зуба колеса при одном зацеплении за один оборот ($s=1$) и $n_2=40$, об/мин ($n_2=n_1/u$)

$$N_{E2} = t \times 60 \times s \times n_2 = 6570 \times 60 \times 1 \times 40 = 15768000 \approx 0.16 \times 10^8, \text{ циклов}.$$

Допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при ограниченном сроке службы

В этом случае

$$\sigma_F \leq \frac{K_{FL}}{K_F} \sigma_{F\text{д}}$$

где K_{FL} - коэффициент долговечности, учитывающий число циклов

нагружения $K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$.

Здесь $N_{F0} = 4 \times 10^6$ - базовое число циклов для всех сталей; $m = 6$ при нормализации;

N_{FE} - фактическое число циклов нагружения.

При задании типового режима нагружения $N_{FE} = \mu_F N_E$.

Для лёгкого режима нагружения (см. задание) по табл. 4.6. при нормализации $m=6$ и $\mu_F = 0.038$.

Расчётные числа циклов нагружения:

- для шестерни циклов;

- для колеса:

$$N_{FE2} = 0.038 \times 0.16 \times 10^8 = 0.00608 \times 10^8 = 0.608 \times 10^6 \text{ циклов.}$$

Коэффициенты долговечности:

- для шестерни: $K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{1.8 \times 10^6}} = 1.389;$

- для колеса: $K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{0.608 \times 10^6}} = 1.369 .$

$$\sigma_F \leq \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} K_{FC} - \text{допускаемые напряжения для расчёта на изгибную выносливость при неограниченном ресурсе.}$$

$\sigma_{F\text{lim}1} = \sigma_{F\text{lim}2} = 1.8 \text{HB МП}$ - где $\sigma_{F\text{lim}}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, определяется по таблице 4.7 в зависимости от вида термической обработки (принята нормализация) и марке стали;

$S_F = 1.75$ – коэффициент безопасности (табл. 4.7);

$K_{FC} = 0.75$ - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (передача реверсивная).

При полученных значениях параметров допускаемые напряжения для расчетов на изгибную выносливость

$$\sigma_{F\text{д}1} = \frac{1.8 \times 210}{1.75} \times 0.75 = 162 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\text{д}2} = \frac{1.8 \times 180}{1.75} \times 0.75 = 168,857 \approx 168 \text{ МПа.}$$

Следовательно, допускаемые напряжения для расчётов на изгибную выносливость при заданном сроке службы:

$$\sigma_{F1} = K_{FL1} \sigma_{F+} = 1.389 \times 162 = 225 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = K_{FL2} \sigma_{F-} = 1.369 \times 168 = 229 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения для проверки изгибной прочности при мгновенных (пиковых) перегрузках

При $HV < 350$ $\sigma_{Fmax} = 0.8\sigma_T$.

Здесь $\sigma_{T1} = 340 \text{ МПа}$; $\sigma_{T2} = 290 \text{ МПа}$ – определяются по справочнику в зависимости от термической обработки.

$$\sigma_{Fmax+} = 0.8 \times 340 = 272 \text{ МПа}; \quad \sigma_{Fmax-} = 0.8 \times 290 = 232 \text{ МПа}.$$

4.19.4. Определение слабого звена передачи.

Расчёт ведётся по той детали, у которой частное $\frac{\sigma_F}{Y_F}$ меньше.

Допускаемые напряжения для расчёта на изгибную выносливость для материалов шестерни и колеса определены ранее (см. п.4.19.3). Коэффициенты формы зуба определяются по эквивалентному числу зубьев Z_v по рис.4.28.

Из задания:

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg \frac{1}{3} = 18.43^\circ - \text{угол делительного конуса шестерни};$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3 = 71.57^\circ - \text{угол делительного конуса колеса}.$$

Принимаем число зубьев шестерни $z_1=22$, тогда число зубьев колеса $z_2=66$ ($z_2=uz_1$).

При таких числах зубьев

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{\cos 18.43^\circ} = 23.189 \text{ отсюда } Y_{F1} = 3.95 ;$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{66}{\cos 71.57^\circ} = 208.76 \text{ отсюда } Y_{F2} = 3.6 ;$$

$$\text{Для шестерни: } \frac{225}{3.95} \approx 56.962, \text{ для колеса: } \frac{229}{3.6} \approx 63.6.$$

$$56.962 < 63.6$$

Значит расчёт ведём по шестерне.

4.19.5. Модуль из условия изгибной выносливости

$$m_{te} = 2.8 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_F}{z_1 \sigma_{F+} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}}.$$

Крутящий момент на шестерне

$$T_1 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{7}{120} = 557.083 \approx 558 \text{ Нм.}$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1.35 \times 1.08 = 1.458$,

где $K_{F\beta} = 1.35$ (см.рис.4.30); $K_{Fv} = 1.08$ (принимаем, что $V < 1 \text{ м/с}$ и зубчатые колёса 8 степени точности).

Таким образом получаем:

$$m_{te} = 2.8 \times 3 \sqrt{\frac{558000 \times 3.95 \times 1.458}{22 \times 225 \times \sqrt{22^2 + 66^2}}} = 5.894 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем $m_{te} = 6 \text{ мм.}$

4.19.6. Уточнение значений геометрических параметров передачи по принятому стандартному значению модуля

Стандартное значение нормального модуля $m = 6 \text{ мм}$

Число зубьев шестерни $z_1 = 22$ (принимаем)

Число зубьев колеса $z_2 = 66$

Делительный диаметр шестерни на наружном дополнительном конусе

$$d_{e1} = 132 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса на наружном дополнительном конусе

$$d_{e2} = 396 \text{ мм}$$

Внешнее конусное расстояние (см.рис.4.19; п.4.5.2)

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{132}{2}\right)^2 + \left(\frac{396}{2}\right)^2} = 208.710 \text{ мм.}$$

Ширина колес $b_1 = b_2 = K_{be} R_e = 0.3 \times 208.71 = 62.613 \text{ мм; принимаем } b = 42 \text{ мм.}$

Угол делительного конуса:

$$\text{- шестерня } \delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg \frac{1}{3} = 18.43^\circ;$$

$$\text{- колесо } \delta_2 = \arctg u = \arctg 3 = 71.57^\circ.$$

4.19.7. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках

$$\sigma_{Fl_{\max}} = \sigma_{Fl} \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma]_{Fl_{\max}}$$

где напряжения изгиба в зубе шестерни

$$\sigma_{Fl} = \frac{2T_1 Y_{Fl} K_F}{m d_1 b} = \frac{2 \times 558000 \times 3.95 \times 1.458}{6 \times 132 \times 42} = 193.216 \text{ МПа.}$$

Возможная перегрузка $\frac{T_{\max}}{T} = 1.3$ (см.исходные данные).

$$\sigma_{F2_{\max}} = 272, \text{ МПа.}$$

Таким образом, возможные наибольшие напряжения

$$\sigma_{F2_{\max}} = 193.216 \times 1.3 = 251.18 \leq 272 \text{ МПа}$$

4.19.8. Силы, действующие в зацеплении.

Окружное усилие:

$$F_{t1} = -F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 558000}{132} \approx 8455 \text{ Н};$$

Осевое усилие:

$$F_{x1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 8455 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \sin 18.43^\circ \approx 973 \text{ Н}$$

Радиальное усилие:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 8455 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \cos 18.43^\circ \approx 2920 \text{ Н}.$$

Контрольные вопросы

1. Какие напряжения в машиностроении называются контактными?
2. Характер напряжений, действующих в контактирующих зубьях зубчатых колёс.
3. Как учитывается переменность нагрузки при расчётах зубчатых колёс?
4. Закрытые и открытые передачи: чем они отличаются друг от друга с точки зрения расчётов на прочность?
5. Критерии работоспособности закрытых зубчатых передач.
6. Критерии работоспособности открытых зубчатых передач.
7. Материалы и их термообработка для изготовления зубчатых колёс.
8. Основы расчёта на контактную выносливость и прочность зубьев зубчатых колёс.
9. Как влияют на контактную выносливость: нагрузка, переменность нагрузки, модуль, ширина, передаточное число, допускаемые напряжения?
10. Меры по предупреждению усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев закрытых зубчатых передач.
11. Расчётная схема и допущения при расчётах зубьев зубчатых колёс на изгибную выносливость и прочность.
12. Коэффициент формы зуба Y_F . От каких параметров и как зависит его величина?
13. В какой форме выполняются расчёты на изгибную выносливость? Что делать, если действующие напряжения окажутся выше допускаемых?
14. Чем объясняется повышение несущей способности косозубой цилиндрической передачи по сравнению с прямозубой?
15. Что такое типовые режимы нагружения?
16. Скольжение в зацеплении. Как оно распределяется по профилю зуба?
17. По каким параметрам оценивается точность зубчатой передачи?

18. Что такое пятно контакта, какое оно должно быть и как располагаться на рабочей поверхности зуба?
19. Чем отличаются друг от друга расчёты при неограниченном и ограниченном сроках службы?
20. Что регламентируют коэффициенты нагрузки при расчётах зубчатых передач?

5. Передачи с зацеплением Новикова.

5.1. Недостатки эвольвентного зацепления.

Эвольвентная система зацепления, получившая широчайшее распространение, имеет некоторые недостатки:

- малые приведенные радиусы кривизны рабочих поверхностей зубьев и, следовательно, ограниченное сопротивление контактной усталости;
- повышенную чувствительность к перекосам в связи с линейным контактом зубьев;
- скольжение рабочих поверхностей зубьев и поэтому потери на трение в зацеплении.

Всё это заставляет искать способы передачи энергии свободные от этих и других недостатков. Одним из таких вариантов являются передачи с круговым зацеплением, разработанные в 1954г. М.Л. Новиковым.

5.2. Принцип работы передач с зацеплением Новикова.

Эти передачи относятся к передачам зацеплением непосредственного контакта. Применяются тогда, когда оси вращения шестерни и колеса параллельны или пересекаются в одной плоскости, то есть передача с таким зацеплением может быть цилиндрическая или коническая. Наибольшее распространение получила цилиндрическая передача.

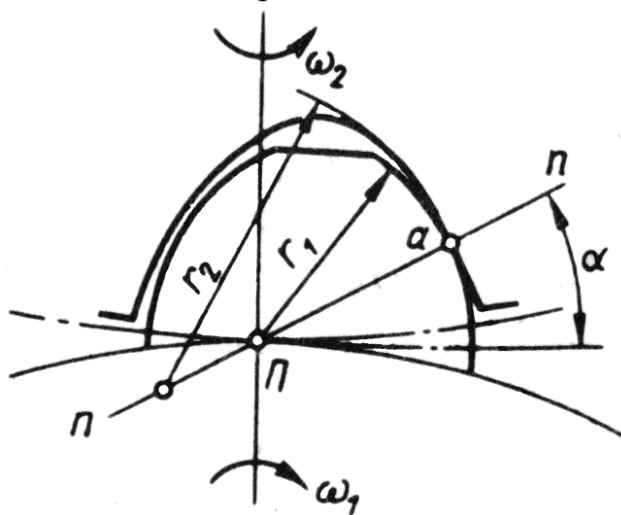


Рис.5.1. Касание зубьев в зацеплении Новикова.

Наибольшее распространение получила цилиндрическая передача.

Профили зубьев колёс передачи очерчены дугами окружности. Один из них, чаще всего профиль зуба ведущего колеса, выпуклый, а другой - вогнутый. Без нагрузки касание таких зубьев происходит в точке. Это возможно только тогда, когда радиус вогнутого зуба r_2 несколько больше, чем выпуклого r_1 (рис. 5.1).

В каждом сечении касание происходит лишь одно мгновение: после поворота шестерни даже на самый малый угол в этом сечении появляется

зазор и точка касания по линии контакта (её называют ещё линией зацепления) смещается вдоль зуба к следующему его сечению. Поэтому передачи с зацеплением Новикова могут быть только косозубыми.

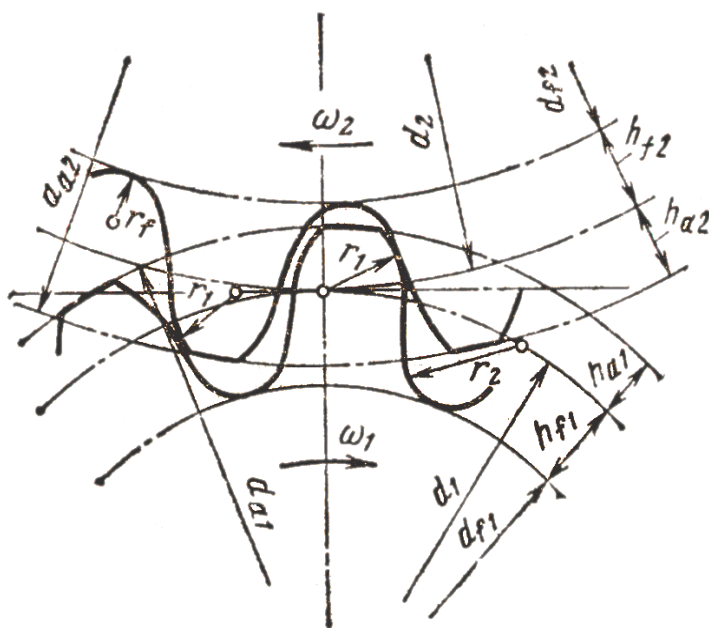
Так как во всех сечениях форма и размеры зубьев не изменяются, расстояние между контактной и полюсной линиями остаётся постоянным.

Полюс – это точка пересечения общей касательной к начальным окружностям колёс и линии центров этих колёс.

Таким образом, линия зацепления параллельна полюсной линии и отстоит от неё на $\Gamma_1 = \Gamma_{\text{вып.}}$

Если линия зацепления располагается за полюсной линией по направлению вращения ведущей шестерни (см. рис.5.1), то зацепление называют **заполюсным**, а если линия зацепления расположена до полюсной – **дополюсным**. Признаком заполюсного зацепления является выпуклый профиль ведущей шестерни и вогнутый ведомого колеса. У дополюсного зацепления всё наоборот: вогнутый профиль у ведущей шестерни и выпуклый у ведомого колеса. Получается, что одна и та же пара может иметь заполюсное или дополюсное зацепление в зависимости от того, какое из колёс является ведущим.

Если выполнить зуб так, чтобы одна часть его профиля была выпуклой, а другая – вогнутой, то зубья будут зацепляться и за полюсом, и до полюса (рис.5.2).



Такое зацепление называют **дозаполюсным**. Зубья колёс в этом случае имеют одинаковый профиль выпуклый у головки и вогнутый у ножки. Зацепление происходит по двум линиям одновременно: у одной пары в зацеплении находятся головка шестерни и ножка колеса – это заполюсное зацепление, а у другой пары – ножка зуба шестерни и головка зуба ведомого колеса – это дополюсное зацепление. Контакты пар смещены относительно друг друга.

Рис.5.2. Дозаполюсное зацепление Новикова

После приработки и под нагрузкой в результате упругих деформаций контакт зубьев в передаче с зацеплением Новикова переходит из точечного в контакт по пятну. Это пятно перемещается по одной линии контакта у заполюсного или дополюсного зацеплений (рис.5.3а), и по двум линиям контакта у дозаполюсного зацепления (рис.5.3б).

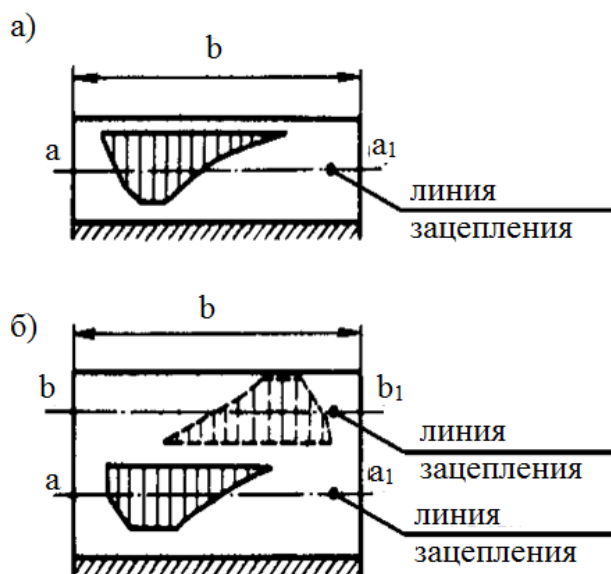


Рис.5.3. Пятно контакта в зацеплении Новикова.

создаёт благоприятные условия для образования между контактирующими поверхностями зубьев масляного клина. В результате повышается КПД передачи.

Но высокие скорости относительного движения зубьев и действующие нагрузки приводят к нагреву элементов передачи Новикова и усиливают склонность к заеданию.

5.3. Возможности передач с зацеплением Новикова.

Испытания показали, что несущая способность выше у дозаполусной передачи по сравнению с заполусной (дополусной) по контактной и изгибной выносливости. В дозаполусной передаче меньше диспропорция между контактной и изгибной прочностью зубьев и она более надёжна при переменных нагрузках, менее склонна к заеданию вследствие погрешностей во взаимном расположении зубьев, менее виброактивна. Для нарезания зубьев дозаполусной передачи необходим один инструмент, так как зубья шестерни и колеса имеют одинаковый профиль. Всё это послужило причиной того, что применение дозаполусного зацепления является предпочтительным.

В сравнении с эвольвентным зацеплением нагрузочная способность дозаполусного зацепления в 1.5...1.7 раза выше по контактной выносливости, но несколько ниже по изгибу зуба. Поэтому передачи с зацеплением Новикова следует применять тогда, когда работоспособность передачи определяется контактной усталостью зубьев.

Стальные цилиндрические передачи с одной линией контакта применяются при работе с постоянной или малоизменяющейся нагрузкой при скоростях до 12м/с. Для обеспечения приработки и упругих деформаций в зоне контакта твёрдость рабочих поверхностей зубьев следует ограничивать величиной не превышающей $HВ \leq 350$. Обычно модуль таких передач не выше 12мм.

Во втором случае контактируют одновременно две разные пары зубьев, поэтому на рисунке 5.3.б верхнее пятно контакта показано условно штриховой линией.

Таким образом, во время работы происходит перекачивание профилей парных зубьев вдоль линии зацепления.

Скорость перекачивания V_k превышает окружную скорость колеса V

$$V_k = V \operatorname{ctg} \beta,$$

где β - угол наклона зуба.

Вектор этой скорости направлен почти перпендикулярно линии начального контакта зубьев. Это

Передачи с двумя линиями зацепления применяют при переменных по величине нагрузках, скорости до 20м/с, твёрдости рабочих поверхностей зубьев не выше $HV \leq 350$, модуль не более 16мм.

Возможности по мощности и передаточному числу аналогичны косозубым цилиндрическим эвольвентным передачам. КПД пары можно принимать 0.98...0.99.

Передача весьма чувствительна к изменению межосевого расстояния.

5.4. Особенности расчёта передач с зацеплением Новикова.

5.4.1. Геометрические параметры

Зубчатые колёса с зацеплением Новикова обычно нарезают без смещения инструмента.

Для дозаполюсного зацепления геометрические параметры определяются следующими выражениями (см. рис.5.2):

- начальный диаметр - $d_i = m_n z_i$; число зубьев шестерни рекомендуется принимать - $z_1 = 13...20$;

- наружный диаметр - $d_{ai} = d_i + 2h_a$, внутренний - $d_{fi} = d_i - 2h_f$;

- высота головки зуба - $h_a = 0.9m_n$, ножки - $h_f = 1.05m_n$;

- межосевое расстояние - $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$;

- ширина колеса - $b_2 = \frac{\epsilon_\beta \pi m_n}{\sin \beta}$,

где - осевой коэффициент перекрытия, принимается $\epsilon_\beta \geq 1.3$ или 2.3, наиболее распространено $\epsilon_\beta = 1.3...1.4$; угол наклона зуба - $\beta = 10...22^\circ$;

- радиус профиля вогнутого зуба - $r_2 \approx (1.2...1.3)r_1$;

Подробный расчёт геометрических параметров дозаполюсных передач Новикова приведен в ГОСТ 17744-72.

5.4.2. Материалы

Для передач Новикова применяют те же материалы, что и для эвольвентных. Наиболее распространены материалы, обеспечивающие после термообработки твёрдость рабочих поверхностей зубьев $HV \leq 350$ хотя бы для одного из зацепляющихся колёс. Применение материалов с высокой твёрдостью, не обеспечивающих приработки и упругих деформаций зубьев во время работы передачи, не эффективно.

5.4.3. Расчёты на прочность

Условия контакта зубьев в передачах с зацеплением Новикова существенно отличаются от условий контакта по Герцу. Размеры площадок контакта здесь соизмеримы с размерами зубьев. Поэтому расчёт по контактными напряжениям по Герцу для этих передач применяется условно и ведётся ана-

логично расчёту передач с эвольвентным зацеплением, но с учётом особенностей зацепления Новикова. Особенности учитываются коэффициентами, определяемыми по полуэмпирическим зависимостям, полученным в результате стендовых испытаний передач.

Расчёт зубьев по напряжениям изгиба рекомендуется проводить по напряжениям в зубьях шестерни.

Обычно при проектировании передачи Новикова предварительно выполняют приближенный расчёт на контактную или изгибную выносливость. Затем выполняют проверочные расчёты по принятым параметрам передачи. При необходимости вносят коррективы в соответствующие параметры.

Расчётные зависимости для проектирования дозаполюсного зацепления Новикова приведены в ГОСТ 15023 – 76.

С примером расчёта передачи с зацеплением Новикова можно ознакомиться в пособии этих же авторов «Передачи с зацеплением Новикова. Расчёт и конструирование». Пособие размещено на сайте ЦДО ДГТУ в 2010 году, регистрационный номер 582.

5.5. Пример П13.

5.5.1. Исходные данные:

- момент на ведомой детали $T_2=11000\text{Нм};$
- нагрузка реверсивная;
- коэффициент динамичности $k_d \leq 1.3;$
- передаточное число $u=6.875;$
- частота вращения колеса $n_2=25\text{ об/мин};$
- требуемый ресурс $t=20000\text{ час};$
- условия работы – отапливаемое помещение;
- режим работы – средний равновероятный по ГОСТ21354- 87.

5.5.2. Вид зацепления – дозаполюсное.

5.5.3. Материалы зубчатых колёс:

шестерня: сталь 40ХН, Т.О. - закалка ТВЧ, HRC₃40...45;

колесо: сталь 40ХН, Т.О. – улучшение, HB320...340.

5.5.4. Допускаемые напряжения

5.5.4.1. Допускаемые напряжения для расчёта на контактную выносливость

Для расчёта допускаемых напряжений шестерни приняты :

- твёрдость рабочей поверхности зуба - 40HRC₃;
- коэффициент безопасности - $S_H=1.2;$
- шероховатость рабочей поверхности зуба $R_a=2.5...1.25\text{ мкм}$, поэтому $Z_R=0.95;$

- предполагаем окружную скорость $V<5\text{м/с}$ и поэтому $Z_V=1.$

$$y_{Hlimb1} = 17 \cdot H_1 + 200 = 17 \cdot 40 + 200 = 880, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\text{ доп}} = \frac{y_{Hlimb1}}{S_H} Z_R \cdot Z_V = \frac{880}{1.2} \cdot 0.95 \cdot 1 = 696.6 \approx 696, \text{ МПа};$$

- коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где базовое число циклов

$$N_{HO} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \times 400^{2,4} = 52730906 \approx 5.273 \times 10^7;$$

фактическое число циклов нагружения зуба определяется по выражению

$$N_{HE} = \mu_H 60cnt,$$

где $\mu_H = 0.25$ - коэффициент, определяется по заданному режиму работы по таблице 4.6;

$n_1 = n_2 \cdot u = 25 \cdot 6.875 = 171.875$ об/мин – частота вращения шестерни;

$t = 20000$ час - требуемый ресурс передачи;

$$N_{HE1} = 0.25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 171.875 \cdot 20000 = 51562670 \approx 5.156 \cdot 10^7$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{5.273 \cdot 10^7}{5.156 \cdot 10^7}} = 1.003$$

$$\sigma_{H-1} = 696 \cdot 1.003 = 698 \text{ МПа}.$$

Для расчёта допускаемых напряжений колеса приняты:

- твёрдость рабочей поверхности зуба – 320HB;

- коэффициент безопасности - $S_H = 1.1$;

- шероховатость рабочей поверхности зуба $R_a = 2.5 \dots 1.25$ мкм, поэтому $Z_R = 0.95$;

- предполагаем окружную скорость $V < 5$ м/с и поэтому $Z_V = 1$.

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot H_1 + 70 = 2 \cdot 320 + 70 = 710, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H-2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} Z_R \cdot Z_V = \frac{710}{1.1} \cdot 0.95 \cdot 1 \approx 613, \text{ МПа};$$

базовое число циклов

$$N_{HO} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \times 320^{2,4} = 30866060 \approx 3.086 \cdot 10^7;$$

фактическое число циклов нагружения зуба колеса при

$\mu_H = 0.25$; $n_2 = 25$ об/мин – частота вращения колеса;

$t = 20000$ час ;

$$N_{HE2} = 0.25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 25 \cdot 20000 = 7500070 \approx 0.75 \cdot 10^7$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{3.086 \cdot 10^7}{0.75 \cdot 10^7}} = 1.265$$

$$\sigma_{H-2} = 613 \cdot 1.265 = 775.445 \approx 775 \text{ МПа}.$$

В качестве допускаемого контактного напряжения принимаем меньшее из двух полученных по зависимостям:

$$\sigma_{H-} = 0,45 \sigma_{H+} + \sigma_{H-} = 0,45 \cdot (698 + 775) = 662.85 \approx 662 \leq 1.23 \cdot 698$$

Для расчётов принимаем $\sigma_{H-} = 662$ МПа.

5.5.4.2. Допускаемые напряжения для расчёта по максимальным контактным напряжениям

Поскольку материал колеса подвергается упрочнению, то

$$\sigma_{Hmax-} = 2.8 \cdot \sigma_T = 2.8 \cdot 760 = 2128 \text{ МПа.}$$

5.5.4.3. Допускаемые напряжения для расчёта на изгибную выносливость

Поскольку все формулы построены на параметрах шестерни, определяем допускаемые напряжения только для шестерни. Поэтому индекс 1 во всех выражениях опускается.

$$\sigma_F = K_{FL} \cdot \sigma_{F-d};$$

$$\sigma_{F-d} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FC} = \frac{900}{1.75} 0.75 = 385 \text{ МПа,}$$

где

$\sigma_{Flimb} = 900$ МПа – предел изгибной выносливости;

$S_F = 1.75$ - коэффициент безопасности ;

$K_{FC} = 0.75$ - коэффициент, учитывающий реверсивность нагрузки ;

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}};$$

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ - базовое число циклов;

$$N_{FE} = \mu_F 60cnt = 0.1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 181.875 \cdot 20000 = 21805000 \approx 2.18 \cdot 10^7$$

$m=9$ - так как термообработка – закалка;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{2.18 \cdot 10^7}} = 0.6. \text{ Принимаем } K_{FL} = 1.$$

$$\sigma_F = 1 \cdot 385 = 385 \text{ МПа.}$$

5.5.4.4. Допускаемые напряжения для расчёта по максимальным изгибающим напряжениям

Так как твёрдость рабочей поверхности зуба шестерни $HV > 350$, то

$$\sigma_{Fmax-} = 0.6 \cdot \sigma_B = 0.6 \cdot 981 = 588 \text{ МПа.}$$

4.5. Определение диаметра ведущей детали (шестерни)

$$d_1 = 0.62 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{HV} K_B z_1 (u+1)}{[\sigma_H]^2 \varepsilon'_\beta u \cos \beta}}, \text{ мм;}$$

где $E_{\text{пр}} = 2 \cdot 10^5$, Н/мм²;

$$T_1 = 1632 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

$K_{\text{HВ}} = 1.02$ (принимаем: степень точности передачи – 6, твёрдость рабочей поверхности зуба колеса меньше 350НВ, скорость $V < 2$ м/с, определяем по таблице 4.4);

$$K_B = 0.15 \text{ (принимаем: } \beta = 15^\circ \text{, определяем по таблице 4.4);}$$

$$\varepsilon'_\beta = 1 \text{ (принимаем } \varepsilon_\beta = 1.3 \text{, тогда } \varepsilon'_\beta = 1);$$

$z_1 = 20$ (для ежедневной многочасовой работы), тогда $z_2 = 20 \cdot 6.875 = 137.5$, принимаем $z_2 = 137$.

Проверяем отклонение общего передаточного числа от заданного

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{137}{20} = 6.85; \quad \Delta u = \frac{6.875 - 6.85}{6.875} 100\% = 0.3636\% < 5\%.$$

$$d'_1 = 0.62 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 1632 \cdot 10^3 \cdot 1.02 \cdot 0.15 \cdot 20 \cdot (6.875 + 1)}{662^2 \cdot 1 \cdot 6.875 \cdot \cos 15}} = 86.36 \text{ мм.}$$

5.5.6. Модуль передачи

$$m = \frac{d'_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{86.36 \cos 15}{20} = 4.171 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 14186-69 можно принять либо из первого ряда $m = 5$ мм, либо из второго ряда $m = 4.3$ мм. Предположим, что нужно получить передачу с габаритами как можно меньше. Тогда принимаем модуль $m = 4.3$.

5.5.7. Уточнение параметров зацепления

$$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{4.3(20 + 137)}{2 \cos 15} = 349.5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 350$ мм и уточняем угол наклона β

$$\beta = \arccos \frac{4.3(20 + 137)}{2 \cdot 350} = 15.33^\circ$$

При таких значениях

$$d_1 = \frac{4.3 \cdot 20}{\cos 15.33} = 89.17 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{4.3 \cdot 137}{\cos 15.33} = 610.80 \text{ мм}$$

5.5.8. Фактическое контактное напряжение

$$\sigma_H = 0.488 \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_{HV} K_B z_1^{(u+1)}}{d_1 \varepsilon'_{\beta} u \cos \beta}} =$$

$$= 0.488 \frac{1}{89.17} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 1632 \cdot 10^3 \cdot 1.02 \cdot 0.15 \cdot 20(6.875 + 1)}{89.17 \cdot 1 \cdot 6.875 \cdot \cos 15.33}} = 608.8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 608.8 \text{ МПа} < \sigma_{H\text{л}} = 662 \text{ МПа}.$$

5.5.9. Проверка зуба на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{T_1 K_{FV} K_{\alpha} \psi}{m_n z_1 \varepsilon_{\beta} Y_F} \leq \sigma_{F\text{л}}.$$

где $K_{FV} = 1.05$ - коэффициент динамической нагрузки при расчётах на изгибную выносливость определяется по таблице 6;

$K_{\alpha} = 0.2$ - коэффициент, зависящий от угла наклона зуба; определяется по графику рисунка 5.4 при угле наклона зубьев $\beta = 15.33^\circ$;

$\psi = 0.13$ - коэффициент, зависящий от разности $\Delta \varepsilon = \varepsilon_{\beta} - \varepsilon'_{\beta}$, определяется по графику рисунка 5.4 при принятом угле наклона зубьев $\beta = 15.33^\circ$;

Y_F - коэффициент прочности зубьев дозаполненного зацепления; определяется по таблице 5.1 в зависимости от приведенного числа зубьев

$$z_{v.1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 15.33^\circ} = 22.3 \rightarrow Y_F = 1.02$$

Таблица 5.1

Z_V	14	15	16	17	18	19	20	21	24	26
Y_F	0.92	0.93	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.0	1.03	1.04

Таким образом

$$\sigma_F = \frac{1632000 \cdot 1.05 \cdot 0.2 \cdot 0.13}{4.3^3 \cdot 20 \cdot 1.3 \cdot 1.02} = 21.13 \leq \sigma_{F\text{л}} = 385 \text{ МПа}.$$

5.5.10. Проверка прочности зубьев при действии перегрузок

5.5.10.1. Проверка зубьев на контактную прочность при действии мгновенных пиковых перегрузок

$$\sigma_{H\text{max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T}} = \sigma_H \sqrt{k_D} = 608.8 \sqrt{1.3} = 693.2 < 2128 \text{ МПа}$$

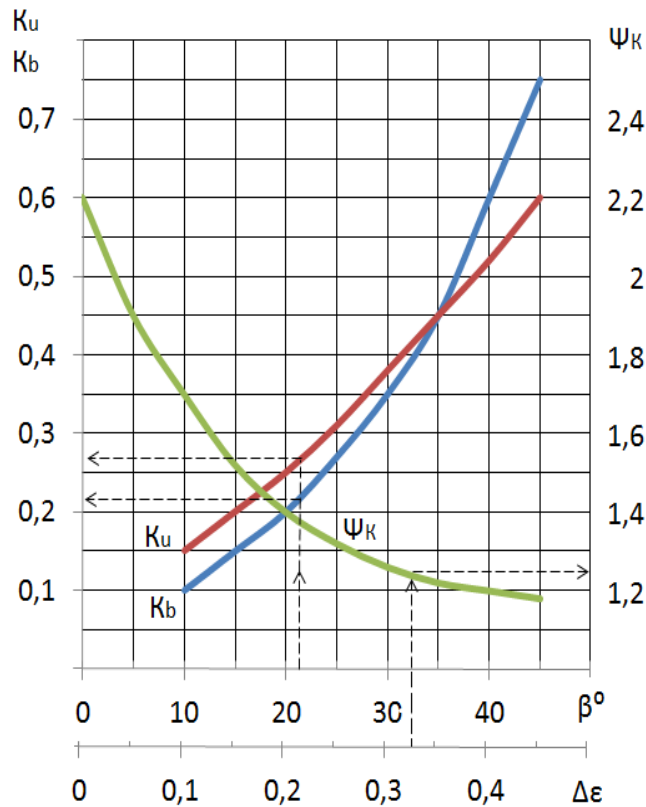


Рис.5.4. Зависимости расчётных коэффициентов от угла наклона зубьев β и разности $\Delta \epsilon$.

5.5.10.2. Проверка зубьев на изгибную прочность при действии мгновенных пиковых нагрузок

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} = \sigma_F k_d = 21.13 \cdot 1.3 = 27.47 < 588 \text{ МПа}$$

5.5.11. Нагрузка на валы:

5.5.11.1. Окружное усилие $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1632000}{89.17} = 3660 \text{ МПа};$

5.5.11.2. Радиальное усилие $F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{3660 \cdot \tan 30}{\cos 15.33} = 2191 \text{ МПа};$

5.5.11.3. Осевое усилие $F_x = F_t \tan \beta = 3660 \tan 15.33 = 1003 \text{ МПа};$

5.5.12. Параметры передачи

$$a = 350 \text{ мм}; \quad \beta = 15.33^\circ;$$

$$d_1 = 89.17 \text{ мм}; \quad z_1 = 20; \quad d_{a1} = d_1 + 2m = 89.17 + 2 \cdot 4.3 = 97.77 \text{ мм};$$

$$d_2 = 616.8 \text{ мм}; \quad z_2 = 137; \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 616.8 + 2 \cdot 4.3 = 625.4 \text{ мм};$$

$$b_2 = \frac{e_{\text{в}}^{\text{pm}}}{\sin \beta} = \frac{1.3 \cdot 3.1452 \cdot 4.3}{\sin 15.33} = 66.43 \approx 67 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 1.5m = 67 + 1.5 \cdot 4.3 = 73.45 \approx 74 \text{ мм}.$$

5.6. Зубчатые передачи с согласованными поверхностями контакта зубьев.

Как указывалось выше, зубчатые передачи М.Л. Новикова, имеют неэвольвентный профиль зуба с теоретически точечным зацеплением. В этих передачах, как при наружном, так и при внутреннем зацеплении, обеспечивается контакт выпуклого и вогнутого профилей зубьев в точке. Однако, ввиду того, что профили этих зубьев имеют произвольное очертание, и они не являются сопряженными, нагрузочная способность передач Новикова по контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, несмотря на теоретически точечный контакт, оказывается в 1,5 раза выше, чем у эвольвентных аналогичных передачах, имеющих линейный контакт.

Естественным развитием увеличения несущей способности передачи является поиск такой формы очертания зуба, которая позволила перейти к согласованным поверхностям.

Развитием существующих зубчатых передач, явилось создание новой зубчатой передачи (ДГТУ каф. ОКМ). **Основной особенностью** вновь предложенной зубчатой передачи является то, что в новой конструкции зубчатого зацепления впервые удалось достичь в торцевом сечении косозубой передачи **равенства радиусов кривизны головки зуба и соответствующей межзубовой впадины ножки сопрягаемого зуба.** (Рис.5.5.) Зубчатая передача нового типа содержит косозубые колеса. Профили зубьев выполнены в форме радиусов в торцевом сечении центры, которых находятся на соответствующих начальных делительных окружностях. В этой зубчатой паре соблюдается условие, при котором радиус головки зуба равен радиусу ножки зуба, как на шестерне, так и на сопрягаемом колесе. В нормальном же сечении зуба профиль последнего представляется эллипсом с радиальным расположением его большей оси, а размеры осей эллипса находятся в зависимости от угла наклона зубьев (Рис.5.6.).



Рис.5.5. Общий вид зубчатой передачи с согласованными поверхностями контакта зубьев.

Новая передача намного прочнее по сравнению с известным эвольвентным зацеплением. При работе зубьев на изгиб толщина зуба по делительной окружности равна высоте зуба, в то время как в эвольвентной передаче – толщина зуба почти в 1,5 раза меньше высоты зуба. Кроме того, в новом зацеплении прочностные характеристики зуба увеличены еще и потому, что основание зуба (считающееся опасным сечением для эвольвентного зацепления) расширено из-за большого радиуса ножки зуба и ввиду отсутствия концентраторов напряжения, имеющих в эвольвентном зацеплении.

Новое зацепление, как и всё новое, требует проверки не только теоретическими методами на базе самых передовых разработок. Несущая способность зуба с эллиптическим профилем определяется контактными и изгибными напряжениями в зубе. Их практически невозможно определить экспериментальным путем из-за ограниченного доступа в зону взаимодействия зубьев. Если в существующих передачах максимальные контактные напряжения можно вычислить на основании теории Герца контакта упругих тел, то **напряжения в пятне контакта упругих тел с согласованными поверхностями можно оценить только численными методами**. Чтобы оценить сложность задачи расчета характеристик контакта для эллиптического зацепления, достаточно взглянуть на пятно контакта, рассчитанное в программном комплексе ANSYS (рис.5.6.).

Кроме сложности расчетов, новому зацеплению, из-за согласованного характера поверхностей контакта, присущи эффекты, которые отсутствуют у существующих передач:

- значительное увеличение площади пятна контакта;
- синергетический эффект приработки контакта, благодаря которому в результате перераспределения напряжений в пятне контакта значительно снижается уровень максимальных контактных давлений.
- четко выраженный эффект масляного клина, снижающий нагруженность пятна контакта и, как следствие, величину контактных давлений;
- значительное увеличение несущей способности масляной пленки в упругогидродинамическом контакте за счет увеличения скорости вовлечения и давления масла, в области впуска пятна контакта

. Для оценки влияния перечисленных выше эффектов на несущую способность зуба в эллиптической передаче и для сравнения ее с эвольвентной передачей в программном комплексе ANSYS были разработаны численные модели упругого контакта в эллиптическом и эвольвентном зацеплениях. В тестовом примере рассматривались контактные нагрузки на зуб эвольвентной и эллиптической передачи с одинаковым передаточным числом, одинаковым диаметром делительной окружности зубчатых колес, одинаковой высотой зуба и нагруженные одинаковыми моментами. В тестовом примере **расчеты показали, что в эллиптическом зацеплении площадь пятна упругого контакта более чем в 2,5 раза больше, чем в эвольвентном.**

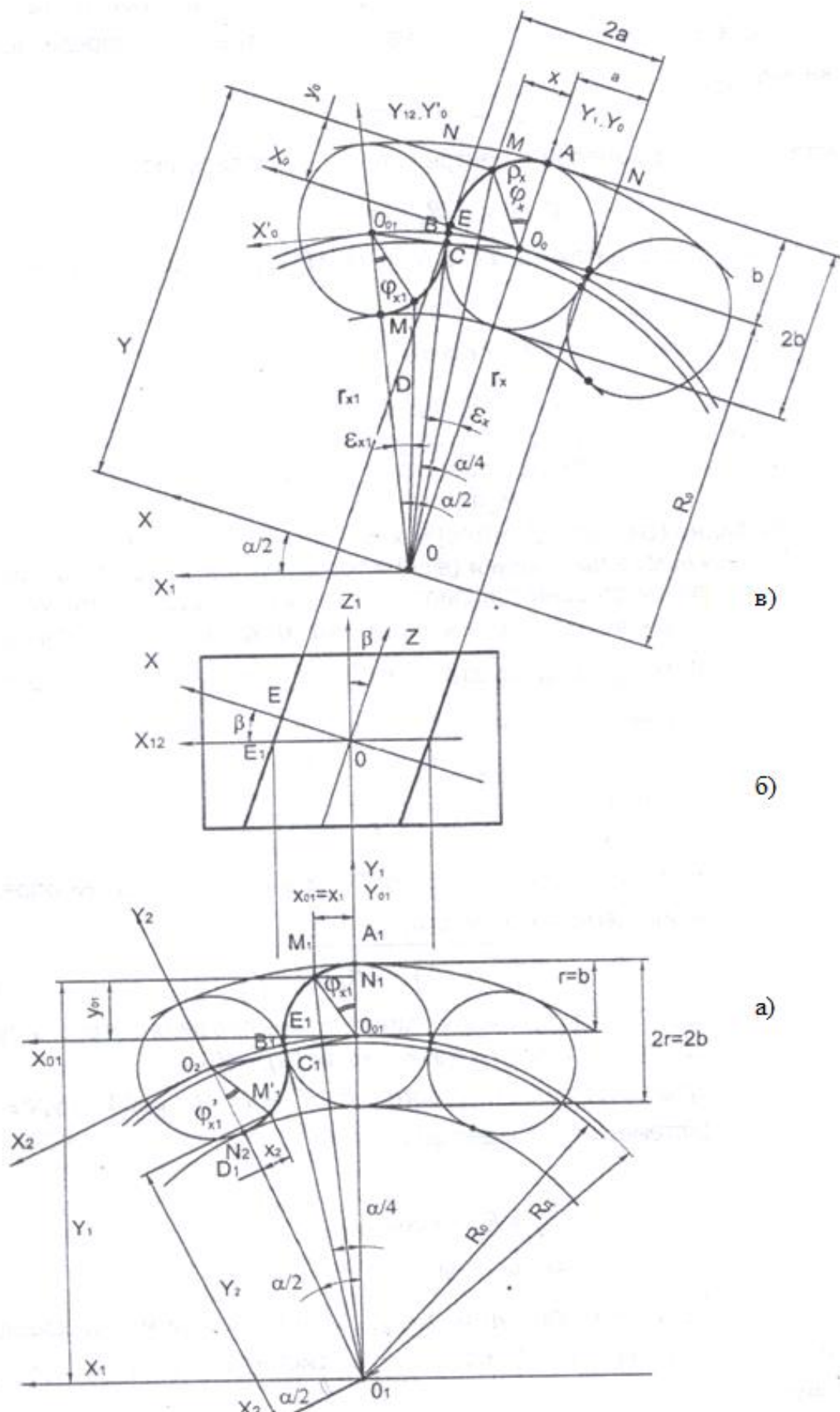


Рис.5.6. Геометрия с согласованными поверхностями контакта зубьев зацепления: а)-торцевое сечение зуба, б) и в) - нормальное сечение зуба,.

Суммарный эффект от перечисленных выше особенностей эллиптического зацепления в зубчатых передачах заключается в том, что в тестовом примере численного эксперимента по нагружению эквивалентных по функциональному характеру эллиптической и эвольвентной передач, максимальные контактные давления в *упругом* контакте для эллиптического зацепления оказались в 2 - 2.5 раза меньше, чем в эвольвентном.

Изгибные напряжения в зубе эллиптического зацепления оказались в 1,5 раза меньше, чем в зацеплении Новикова.

Относительно свойств упругогидродинамического контакта в эллиптическом зацеплении в настоящее время можно утверждать, что он характеризуется тем, что масляная пленка в нем более чем в 4 раза толще, чем в эвольвентном зацеплении.

Эффект масляного клина возникает из-за согласованного характера поверхностей контакта, которые образуют в зоне пятна контакта очень «острый» клин с площадью порядка четверти площади поверхности зуба (рис.5.8).

Напор масла в клине обеспечивается высокой скоростью движения пятна контакта поперек зуба.

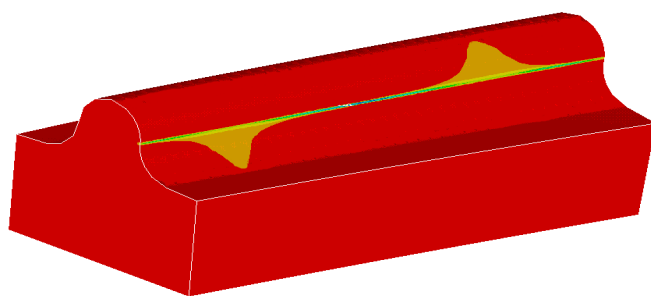


Рис.5.7. Форма пятна контакта в зацеплении эллиптического типа.

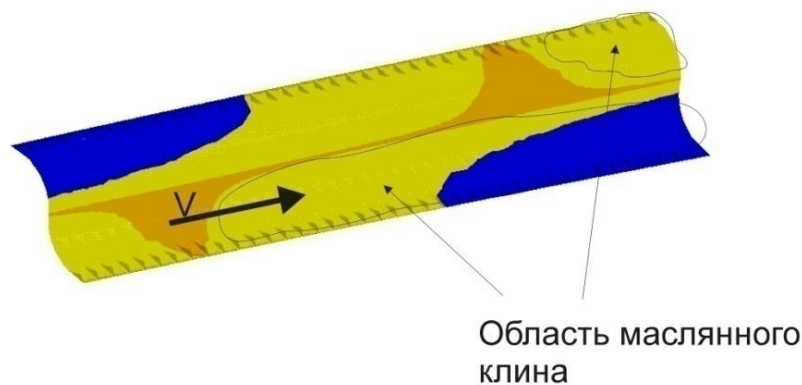


Рис.5.8. Область масляного клина перед движущимся пятном контакта со скоростью V .

Пятно упругого контакта практически не меняется в процессе работы в эвольвентном зацеплении; некоторый процесс приработки имеет место в передачах Новикова, и ярко выражен эффект самоорганизации пятна контакта в эллиптических передачах.

Этот эффект наблюдался в стендовых ресурсных испытаниях редуктора, использующего эллиптическое зацепление, когда повышенный шум передачи исчез через 20 часов работы редуктора на стенде.

В тестовом примере расчета упругого контакта в эллиптическом зацеплении было показано, что приработка пятна контакта должна осуществиться в процессе износа поверхности зуба, максимальная величина которого (износа) не превышает 2 мкм. При этом происходит перераспределение контактных давлений по пятну контакта так, что максимальные давления уменьшаются в 2,1 раза. Приведенные результаты получены в предположении, что

- износ участка поверхности пропорционален работе сил трения на этом участке;

- приведенные контактные давления на тонком поверхностном слое (нормированные на максимальное давление в слое), параллельном оси зуба, не меняются в процессе износа

В принципе от второго предположения можно отказаться, построив итерационный процесс расчета величины износа, но для этого нужно использовать значительно более мощные вычислительные средства, чем те, которые использовались в тестовом расчете.

Предлагаемое зубчатое зацепление несравненно более технологично, так как одним и тем же режущим инструментом (например, червячной фрезой, работающей методом обкатки), можно обрабатывать как шестерню, так и зубчатое колесо. Кроме того, значительно улучшаются условия смазки зубьев в зацеплении, существенно уменьшается шум при работе зубчатой пары. Новая геометрия контактирующей пары исключает возможность заедания (заклинивания) зубчатой передачи.

Контрольные вопросы.

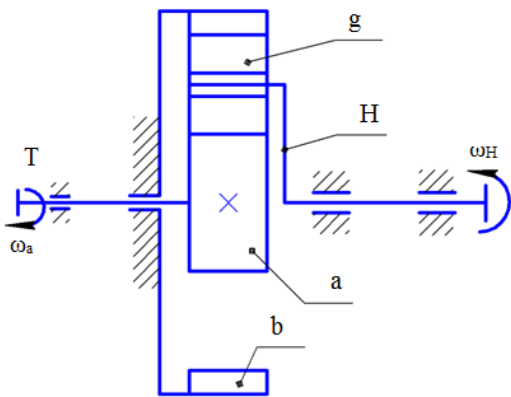
- 5.1. Недостатки эвольвентного зацепления.*
- 5.2. Принцип работы передач с зацеплением Новикова.*
- 5.3. Возможности передач с зацеплением Новикова.*
- 5.4. Особенности расчёта передач с зацеплением Новикова.*
- 5.5. Основные понятия о зубчатой передаче с согласованными поверхностями контакта зубьев.*

6. Планетарные передачи.

6.1. Принцип работы.

Планетарными называют передачи, у которых перемещается в пространстве ось хотя бы одного зубчатого колеса, а одно из основных звеньев неподвижно.

Простейшая однорядная одноступенчатая планетарная передача состоит из (рис.6.1):



из (рис.6.1):

- а – центральное (солнечное) колесо;
- b – центральное (корончатое) неподвижное колесо;
- k – центральное колесо механизма независимо от его подвижности ;
- Н – водило;
- g – сателлиты, которые совершают два движения: относительное вокруг своей оси, закрепленной в водиле, и переносное вокруг основной оси с угловой скоростью водила.

Рис.6.1. Планетарная передача.

Число сателлитов больше шести.

Буквами, приведенными в обозначениях, обычно обозначаются элементы передачи.

Ось, вокруг которой вращается водило - основная ось.

Зубчатые колёса, у которых оси вращения совпадают с основной осью – центральные колёса.

Оси сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним. При этом сателлиты обкатываются по центральным колёсам.

Число ступеней планетарной передачи равно числу ступеней рядовой передачи, полученной из планетарной при условной остановке водила.

Звенья передачи, оси которых совпадают с основной осью и они воспринимают внешние нагрузки – основные звенья. Основные звенья могут быть подвижными и неподвижными.

Планетарная передача, у которой подвижны все три основных звена – дифференциал (рис.6.2). С его помощью можно сложить два движения, если

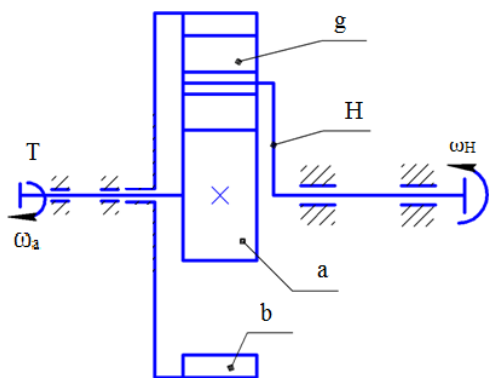


Рис.6.2. Дифференциал.

подать внешние крутящие моменты на солнечное колесо а и, например, на корончатое b, тогда суммарный момент снимается с водила Н. Можно разложить одно движение на два: например, момент подаётся на солнечное колесо а, ведомыми оказываются корончатое b и водило Н. Такую передачу можно использовать как коробку скоростей, если тормозить для изменения скорости соответствующее звено.

Планетарным механизмам присваивают обозначения в соответствии с обозначениями его основных звеньев. Если, например, основными звеньями планетарного механизма являются два центральных колеса $2k$ и водило H , то он обозначается $2k-H$. Если в схеме планетарного механизма основными звеньями являются три центральных колеса, то его обозначают $3k$.

Кроме того, в классификации планетарных передач приняты ещё ряд обозначений. Например, некоторые из них.

A – планетарный механизм $2k - H$ с одновенцовым сателлитом и с центральными колёсами с внешними a и внутренними b зубьями (см. рис. 6.1). Возможные варианты этих передач $A_{ab}^H, A_{bH}^a, A_{aH}^b$, где два индекса внизу обозначают ведущее и ведомое звенья соответственно, индекс сверху – обозначение неподвижного звена.

B – планетарный механизм $2k - H$ с двухвенцовым сателлитом и с центральными колёсами с внешними a и внутренними b зубьями, сателлиты – g и f .

C – планетарный механизм $2k - H$ с двухвенцовым сателлитом и с центральными колёсами с внутренними b и e зубьями.

E – планетарный механизм с коническими зубчатыми колёсами и одновенцовым сателлитом.

$3k$ – планетарный механизм, основными звеньями которого являются три центральных колеса.

6.2. Достоинства, недостатки и применение планетарных передач.

6.2.1. **Достоинства** планетарных передач:

- малые габариты и масса (мощность передаётся по нескольким потокам по числу сателлитов, поэтому нагрузка на один поток небольшая);
- соосность ведущего и ведомого валов;
- меньший шум при работе механизма, что связано с малыми размерами колёс и замыканием сил в механизме;
- небольшие нагрузки на валы и опоры;
- возможность получать большие передаточные числа небольшим числом зубчатых колёс.

6.2.2. **Недостатки** планетарных передач:

- повышенные требования к точности изготовления и монтажа;
- резкое снижение КПД при больших передаточных числах.

6.2.3. Применение планетарных передач

- как редуктор в силовых передачах и в приборах;
- как коробку скоростей, передаточное число которой изменяется путём поочерёдного торможения различных звеньев (водила или одного из центральных колёс);
- как дифференциал в транспортных машинах и приборах.

6.3. Передаточное число и КПД планетарных передач.

Выбор схемы планетарной передачи производится по требуемому передаточному числу и КПД.

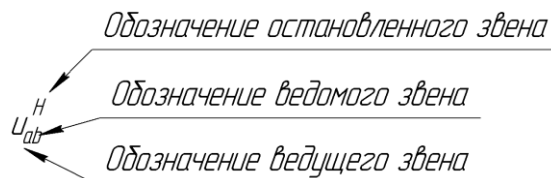
6.3.1. Передаточное число.

Передача не только передаёт вращающий момент, но и изменяет частоту вращения ведомой детали в передаточное число раз. Для обычных зубчатых передач передаточное число подсчитывается достаточно просто

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

При определении передаточного числа планетарных передач используют метод остановки водила (метод Виллиса): планетарной передаче мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью водила ω_H , но в противоположном направлении. При этом водило останавливается, а закреплённое колесо освобождается. Получается обращённый механизм, представляющий собой обычную непланетарную передачу с неподвижными осями колёс, в которой сателлиты становятся паразитными шестернями.

При обозначении передаточных чисел планетарных передач принята такая система записи



Для обращенного механизма можно записать

$$u_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = \frac{z_b}{z_a}.$$

Это равенство представляет собой формулу Виллиса, позволяющую свести кинематику планетарного механизма к кинематике простых многозвенных механизмов.

В планетарных передачах очень важен знак передаточного числа. Принимается:

- $u > 0$, если направления вращения ведущего и ведомого звеньев совпадают;

- $u < 0$, если они противоположны.

Часто большое передаточное число получают, применяя многоступенчатые планетарные передачи. Используя схему 2k-H, при проектировании таких передач, передаточное число распределяют между ступенями таким образом, чтобы оно убывало от ступени к ступени на 25...30%.

Рассмотрим примеры.

Пример П14.

Одноступенчатая передача с двумя центральными колёсами (см.рис.6.1). У этой передачи неподвижно корончатое колесо, поэтому $\omega_b = 0$. Требуется определить u_{aH}^b . Применим метод Виллиса (т.е. остановим водило). Тогда корончатое колесо освободится и будет вращаться, а планетарная передача превратится в обыкновенный редуктор с паразитной

шестерней. Для этого редуктора можно записать

$$u_o^H = u_{ag} \times u_{gb},$$

где u_o^H - общее передаточное число обращенного механизма. Поскольку g в обращенном механизме паразитная шестерня, можно сразу записать

$$u_o^H = u_{ab}$$

или

$$u_{ab} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}.$$

У реальной планетарной передачи $\omega_b = 0$, поэтому

$$u_{ab} = \frac{\omega_a - \omega_H}{0 - \omega_H} = -\frac{\omega_a}{\omega_H} + 1 = -\frac{Z_b}{Z_a}.$$

Так как $\frac{\omega_a}{\omega_H} = u_{aH}^b$, отсюда $u_{aH}^b = 1 - u_{ab}^H$. Так связаны между собой

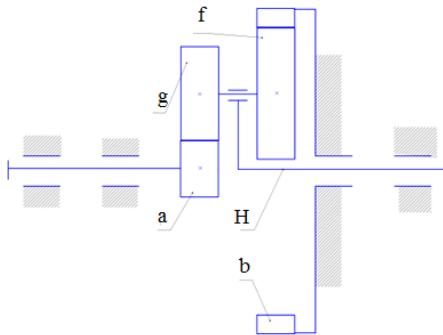
передаточные числа планетарной передачи и её обращенного механизма.

У обращенной передачи $u_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a}$, поэтому $u_{aH}^b = 1 - (-\frac{Z_b}{Z_a}) = 1 + \frac{Z_b}{Z_a}$.

Возможности такой передачи $u_{ab}^H = 1.5 \dots 8(9)$ при КПД $\eta = 0.97 \dots 0.99$.

Пример III5

Требуется определить передаточное число двухступенчатой планетарной передачи $2k - H$ с неподвижным центральным корончатым колесом b u_{aH}^b (передача типа B_{aH}^b , рис.6.3). Применяем метод Виллиса, останавливаем водило, т.е. полагаем $\omega_H = 0$. Общее передаточное число обращенного механизма



$$u_o^H = u_{ag} \times u_{fb},$$

$$u_{ag} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_g - \omega_H} = -\frac{Z_g}{Z_a} u$$

$$u_{fb} = \frac{\omega_f - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = \frac{Z_b}{Z_f}$$

Рис. 6.3. Передача типа B_{aH}^b

В реальной передаче угловые скорости сателлитов равны, т.е. $\omega_g = \omega_f$, и неподвижно корончатое колесо $\omega_b = 0$. Поэтому

$$u_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_H}{0 - \omega_H} = -\frac{\omega_a}{\omega_H} + 1 = -\frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}.$$

Откуда

$$u_a^b = \frac{\omega_a}{\omega_H} = 1 + \frac{Z_g Z_b}{Z_a Z_f}.$$

Возможности передачи $u_{aH}^b = 7...16, \eta = 0.99...0.96$.

Пример П16.

Определить передаточное число планетарной передачи $3k$, при ведущем колесе a , ведомом колесе c , остановленном колесе b (рис.6.4).

Особенности кинематической схемы (см. рис.6.4):

- имеются три центральных колеса:

a, b, c ;

- водило только поддерживает сателлиты.

Таким образом, необходимо определить передаточное число u_{ac}^b .

Применим метод Виллиса, остановим водило, сообщая всем элементам передачи дополнительную угловую скорость $(-\omega_H)$. Общее передаточное число обращенного механизма

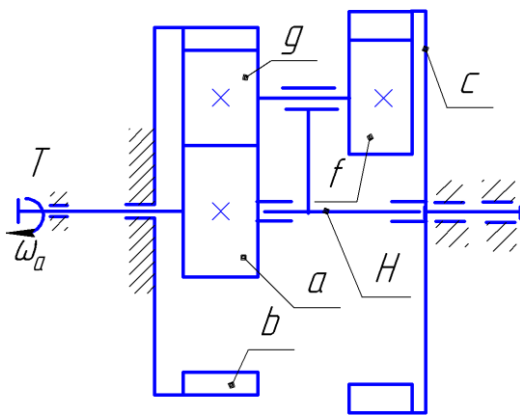


Рис.6.4. Передача $3k$.

$$u_o^H = u_{ag} \times u_{gb} \times u_{bg} \times u_{fc},$$

где $u_{ag} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_g - \omega_H}; u_{gb} = \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_b - \omega_H}; u_{bg} = \frac{\omega_b - \omega_H}{\omega_g - \omega_H}; u_{fc} = \frac{\omega_f - \omega_H}{\omega_c - \omega_H}.$

Из произведения первых двух сомножителей найдём ω_H :

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_g - \omega_H} \times \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a} \text{ отсюда } \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}.$$

В реальном механизме $\omega_b = 0$, поэтому $\frac{\omega_a - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{Z_b}{Z_a}$ отсюда

$$\omega_H = \omega_a \frac{Z_a}{Z_a + Z_b}.$$

Из произведения вторых двух сомножителей найдём ω_c :

$$\frac{\omega_b - \omega_H}{\omega_g - \omega_H} \times \frac{\omega_f - \omega_H}{\omega_c - \omega_H} = \frac{z_g z_c}{z_b z_f}.$$

Как отмечалось выше, в реальном механизме $\omega_b = 0$, кроме того, угловые скорости сателлитов равны $\omega_g = \omega_f$. Поэтому $\frac{-\omega_H}{\omega_c - \omega_H} = \frac{z_g z_c}{z_b z_f}$

откуда $\omega_c = \omega_H \left(1 - \frac{z_b z_f}{z_g z_c}\right).$

Учитывая полученное ранее выражение для u_H , а также то, что

$$u_{ac}^b = \frac{\omega_a}{\omega_c}, \text{ получим } u_{ac}^b = \frac{\omega_a}{\omega_c} = \frac{(z_a + z_b)}{z_a} \times \frac{z_g z_c}{(z_g z_c - z_b z_f)}.$$

Возможности такой передачи $u_{ac}^H = 20 \dots 500$ при $\eta = 0.90 \dots 0.80$.

6.3.2. Коэффициент полезного действия планетарных передач.

Потери энергии в планетарных передачах происходят по тем же причинам, что и в обычных передачах, это потери на трение в зацеплении, потери на трение в подшипниках и потери на разбрызгивание и перемешивание смазки (так называемые гидравлические потери). КПД планетарных передач принято выражать через потери в обращённой передаче. При этом считается, что потерянные мощности планетарного и обращённого механизмов приблизительно равны.

Расчётным путём с наибольшей достоверностью могут быть определены потери на трение в зацеплениях. Они обусловлены, главным образом, скольжением профилей. Для одной пары зацепления эти потери составляют $\psi_3 = 2.3f(1/z_1 \pm 1/z_2)$ или, приближённо, $\psi_3 \approx 0.015 \dots 0.03$.

Потери мощности в подшипниках планетарной передачи ψ_{Π} меньше, чем в простой, так как при симметричном расположении сателлитов силы в зацеплении уравниваются и не нагружают валы и опоры.

Гидравлические потери в планетарной передаче ψ_{Γ} больше, так как при погружении сателлитов в масляную ванну сопротивление их движению значительно выше, чем у простой передачи.

Раздельная оценка двух последних сопротивлений затруднена, поэтому на практике используют зависимость $\Sigma \psi_{\Pi} + \psi_{\Gamma} \approx 0.015 \dots 0.03$.

При проектировании КПД передачи принимается по имеющимся рекомендациям (это наиболее часто), либо рассчитывается по принятой кинематической схеме. Нужно помнить, что при очень большом передаточном числе работа планетарной передачи ухудшается и её КПД получается низким.

6.4. Выбор чисел зубьев.

Выбор числа зубьев колёс связан с кинематическим расчётом и обычно предшествует расчёту на прочность.

Можно рекомендовать следующий порядок работы при определении числа зубьев передачи.

6.4.1. По требуемому передаточному числу выбрать кинематическую схему передачи.

6.4.2. Назначить число сателлитов (обычно 3...6).

6.4.3. Составить выражение (или взять из таблиц) для передаточного числа выбранной схемы через числа зубьев колёс.

6.4.4. Принять z_a . При отсутствии ограничений лучше использовать колёса, нарезанные без смещения инструмента. В этом случае принимать

$$z_a = z_{\min} = 17 \dots 30.$$

6.4.5. Подбором по выражению п.6.4.3 определить числа зубьев остальных колёс.

6.4.6. Проверить по **условию соосности** полученные значения чисел зубьев передачи. Планетарные передачи – соосные передачи и поэтому числа зубьев должны быть такими, чтобы оси центральных колёс совпадали. Это основное условие соосности. Для каждой передачи это условие имеет свой вид. Например, для передачи примера П13 (см. рис.6.1) совпадение осей вращения колёс **a** и **b** возможно только тогда, когда между числами зубьев его колёс выполняется соотношение

$$z_b - z_a = 2z_g.$$

Для передачи примера П14 (см.рис.6.3) это соотношение при одинаковом модуле имеет вид

$$z_a + z_g = z_b - z_f.$$

Для передачи примера П15 (см. рис.6.4) числа зубьев должны соответствовать системе уравнений

$$\begin{cases} z_a + 2z_g = z_b \\ z_b - z_g = z_c - z_f \end{cases}$$

Имеется в виду, что модули зубчатых колёс одинаковы, а колёса нарезаны без смещения инструмента.

6.4.7. Проверить по **условию соседства** полученные значения чисел зубьев передачи. Сателлиты планетарной передачи располагаются, как правило, без смещения вдоль осей их вращения, т.е. в одной плоскости. Поэтому между окружностями выступов соседних сателлитов должен обеспечиваться зазор. Для этого диаметр вершин зубьев сателлита d_a должен быть меньше расстояния между осями центров соседних сателлитов ℓ . Минимально допустимую разность между ними можно принять равной 0.5m.

6.4.8. Проверить по **условию сборки** полученные значения чисел зубьев передачи. Это условие требует, чтобы для одновенцовых сателлитов сумма чисел зубьев центральных колёс была кратной числу сателлитов. При применении передач с раздвоенным сателлитом нужно, чтобы числа зубьев центральных колёс были кратными числу сателлитов. При выполнении этих условий передачу с принятым числом сателлитов можно собрать: зубья сателлитов войдут в соответствующие впадины центральных колёс.

6.5. Расчёт на прочность зубьев колёс планетарных передач.

Для расчёта на прочность применяются те же зависимости, которые были получены для расчётов простых передач. Нагрузки со стороны каждого центрального колеса или водила воспринимаются одновременно несколькими сателлитами. Поэтому получаемые размеры зубчатых колёс планетарной передачи значительно меньше по сравнению с простой передачей.

При передаче мощности параллельно по нескольким потокам требуется высокая точность изготовления и монтажа колёс. Обеспечить равномерную нагрузку на детали передач практически не удаётся. Поэтому не только учитывается число сателлитов, но и вводится коэффициент Ω , зависящий от схемы передачи, числа сателлитов, степени точности зубчатых колёс и конструктивных мероприятий, направленных на выравнивание нагрузки между сателлитами. При проектировочных расчётах, если число сателлитов $k_c \geq 3$ при степени точности передач 5...8 можно принимать $\Omega = 1.1...1.3$.

Если зубчатые колёса изготовлены из одного материала и модуль у всех одинаковый, то достаточно рассчитать на прочность зацепление солнечного колеса и сателлита. При разных материалах нужно выполнить расчёт всех передач.

При расчётах передач полагают, что передаточное число всегда отношение большего числа зубьев к меньшему.

Рекомендуется для планетарных передач принимать

$$\psi_{bd} = b/d_1 = 0.75.$$

Так как за один оборот одновенцового сателлита происходит нагружение обеих активных поверхностей зуба, расчёт ведут, как при действии реверсивной нагрузки.

При проектировании передач типа 3k расчет выполняют для второй ступени, и полученное значение модуля принимают для всех колёс передачи. Для обеспечения равнопрочности всех зубчатых колёс передачи принимают

$$b_g/b_f = 0.3...0.75$$

В планетарных передачах на опоры сателлитов действует центробежная сила. При значительной угловой скорости водила она может превысить силы в зацеплении. Она прикладывается в центре масс сателлита и расположена в плоскости действия радиальных составляющих нагрузки. При расчётах валов обязательно должны быть учтены радиальные нагрузки на ведущем и ведомом валах передачи от соединительных муфт.

С примером расчёта планетарных передач можно ознакомиться в посо-

бии этих же авторов «Планетарные передачи. Расчёт и конструирование». Пособие размещено на сайте ЦДО ДГТУ в 2010 году, регистрационный номер 672.

Контрольные вопросы.

1. Планетарные передачи: устройство, применение, достоинства и недостатки по сравнению с обычными передачами.
2. В каком случае планетарную передачу называют дифференциальной?
3. Почему до расчёта на прочность нужно подобрать числа зубьев зубчатых колёс?
4. Каким условиям должны отвечать числа зубьев зубчатых колёс?
5. Особенности расчётов на прочность зубчатых колёс планетарных передач.

7. Волновые передачи.

7.1. Назначение и принцип работы.

Представляют собой цилиндрические передачи (Рис.7.1), где одно из колёс имеет **гибкий венец** ($г$). Этот гибкий венец деформируется генератором волн специальной некруглой формы (h) и входит в зацепление с центральным колесом ($жс$) в двух зонах.

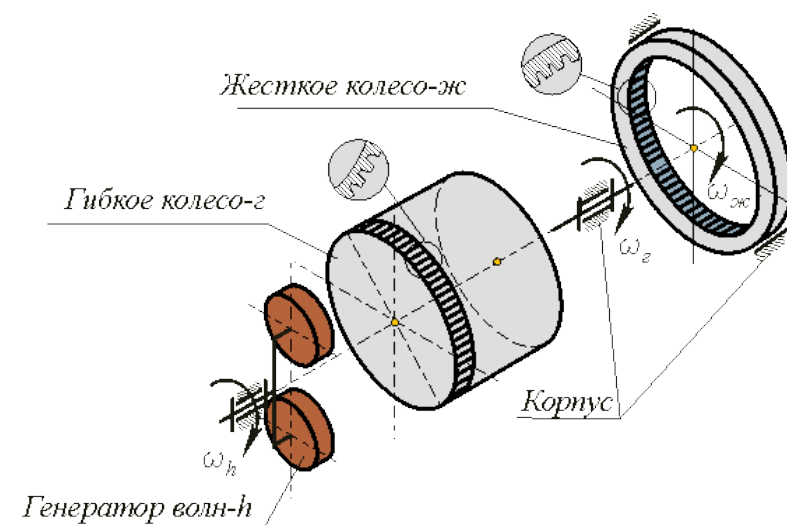


Рис.7.1. Волновая зубчатая передача.

Идея волновых передач заключается в наличии нескольких пар зацепления, которые ещё и перемещаются по окружности, за счёт чего достигается огромное передаточное отношение (обычно U_{60-300} , известны конструкции с $U > 1000$). И это в одной ступени! **Принцип работы волновой передачи аналогичен работе планетарной передачи с внутренним зацеплением и деформируемым сателлитом** (Рис.7.2). Такая передача была запатентована американским инженером Массером в 1959 г. Волновые передачи имеют меньшие массу и габариты, большую кинематическую точность, меньший мёртвый

ход, высокую вибропрочность за счёт демпфирования (рассеяния энергии) колебаний, создают меньший шум. При необходимости такие передачи позволяют передавать движение в герметичное пространство без применения уплотняющих сальников, что особенно ценно для авиационной, космической и подводной техники, а также для машин химической промышленности.

Существует большое количество конструкций волновых механизмов. Обычно эти механизмы преобразуют входное вращательное движение в выходное вращательное или поступательное. Волновые механизмы можно рассматривать как одну из разновидностей **многопоточных** планетарных меха-

низмов, так как они обладают многозонным, а в случае зубчатого механизма, и **многопарным** контактом выходного звена с гибким колесом. Многозонный контакт обеспечивается за счет формы генератора волн (кулачок чаще с двумя, редко с тремя выступами), многопарный - за счет податливости зубчатого венца гибкого колеса. Такое сочетание позволяет волновым механизмам передавать значительные нагрузки при малых габаритах зубчатого венца гибкого колеса. Податливость зубчатого венца обеспечивает достаточно равномерное распределение нагрузки по зубьям, находящимся в зоне зацепления. При номинальных нагрузках процент зубьев находящихся в зацеплении составляет 15-25% от общего их числа.

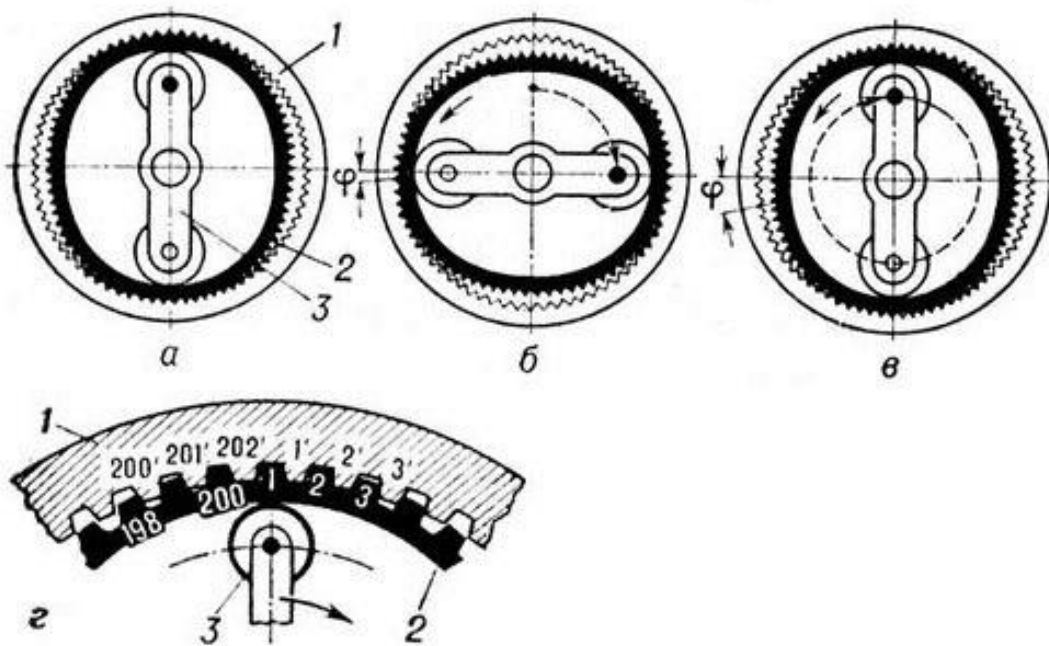


Рис.7.2. Принцип работы волновой передачи.

Поэтому в волновых передачах применяется мелкомодульное зацепление, а числа зубьев колес лежат в пределах от 100 до 600. Зона зацепления в волновой зубчатой передаче совпадает с вершиной волны деформации. По числу зон или волн передачи делятся на одноволновые, двухволновые и так далее. Передачи с числом волн более трех применяются редко. Распределение передаваемых усилий по нескольким зонам уменьшает нагрузку на эле-

менты пар и позволяет существенно уменьшать габаритные размеры и массу механизмов. Многозонный и многопарный контакт звеньев существенно увеличивает жесткость механизма, а за счет осреднения ошибок и зазоров, уменьшает мертвый ход и кинематическую погрешность механизма. Поэтому волновые механизмы обладают высокой кинематической точностью.

7. 2. Достоинства и недостатки волновых передач.

Достоинства:

1. Возможность реализации в одной ступени при двухволновом генераторе волн больших передаточных отношений в диапазоне от 40 до 300.
2. Высокая нагрузочная способность при относительно малых габаритах и массе.
3. Малый мертвый ход и высокая кинематическая точность.
4. Возможность передачи движения через герметичную перегородку.
5. Малый, приведенный к входному валу момент инерции (для механизмов с дисковыми генераторами волн).

Недостатки:

1. Меньшая приведенная к выходному валу крутильная жесткость.
2. Сложная технология изготовления гибких зубчатых колес.
3. Невозможность получения низких значений передаточных чисел (для стальных гибких колёс $u_{min} \approx 80$, для пластмассовых $u_{min} \approx 20$).
4. Необходимость специального инструмента и оснастки для изготовления гибкого колеса, что затрудняет индивидуальное производство и ремонт передач.
5. Относительно низкий срок службы (срок службы стандартных волновых редукторов составляет около 10^4 часов – чуть больше года непрерывной работы).

7. 3. Структура волновой зубчатой передачи.

Структурная схема механизма с остановленным жестким колесом при гибком соединении зуба с валом гибкого колеса может быть представлена следующим образом.

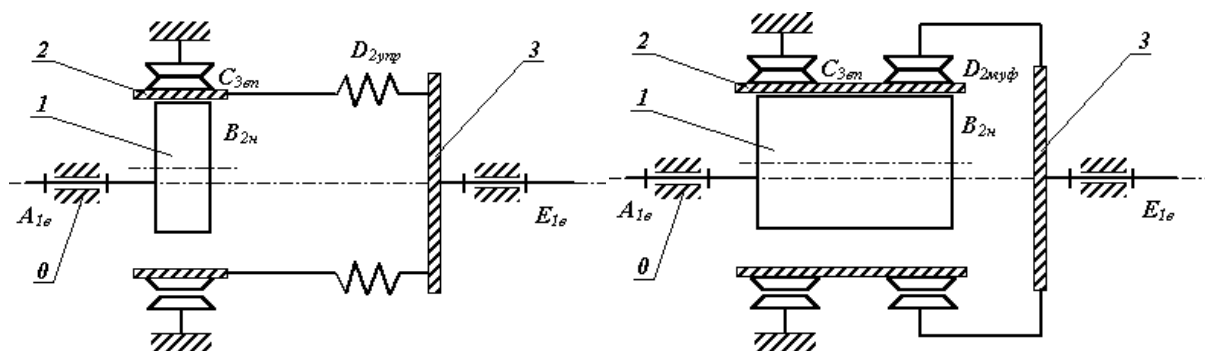


Рис. 7.3. Волновая зубчатая передача с упругой муфтой - стаканом (Левый рис.). Волновая зубчатая передача с волновой зубчатой муфтой (Правый рис.).

7. 4. Классификация типовых структурных схем волновой зубчатой передачи.

В таблице 7.1 приведены наиболее распространенные структурные схемы типовых волновых зубчатых передач, а также диапазоны рекомендуемых передаточных отношений и ориентировочные значения КПД при этих передаточных отношениях. Основное отличие одной схемы от другой заключается в конструкции муфты соединяющей гибкий зубчатый венец с корпусом или с выходным тихоходным валом. В таблице показаны только три наиболее распространенных разновидности: гибкая оболочка в форме стакана, гибкая труба со шлицевым соединением и волновая зубчатая муфта. Если в передаче с гибким колесом - кольцом (в третьей из рассматриваемых схем), второе волновое зацепление выполнить как волновую зубчатую передачу, то получим двухступенчатую волновую зубчатую передачу.

7.5. Расчет геометрии волнового зубчатого зацепления.

В расчете геометрии волнового зацепления существует два основных подхода. В первом методе исследуется относительное движение зубьев и, на основе этого, разрабатываются рекомендации по выбору геометрических параметров зацепления. Второй метод основан на использовании расчетного внутреннего зацепления жесткого колеса с условным расчетным колесом. Это колесо вписывается в деформированное гибкое колесо на участке возможного зацепления. Преимуществом первого метода можно считать относительную универсальность, которая позволяет в расчете геометрии учитывать деформации как гибкого, так и жесткого колеса под нагрузкой.

Однако разработать рекомендации даже для небольшого количества конструкций ВЗП затруднительно. Второй метод позволяет использовать для расчета геометрии стандартный расчет внутреннего эвольвентного зацепления для пары колес $z_{ж}$ и $z_{у}$.

Число зубьев условного колеса рассчитывается по следующей формуле:

$$z_y = z_z / (1 \pm kb \times m_w)$$

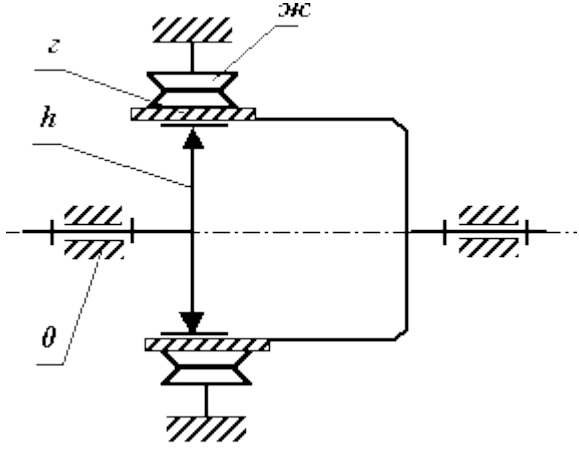
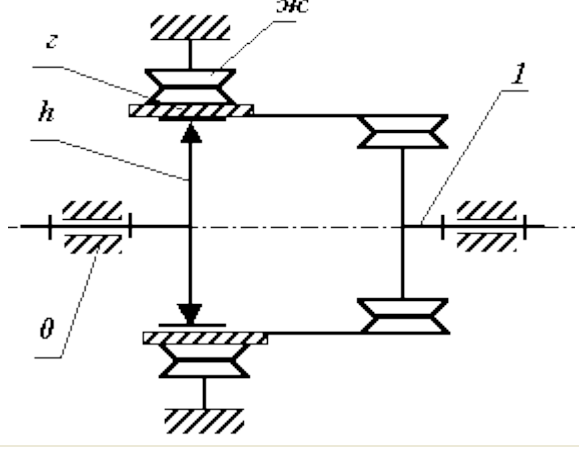
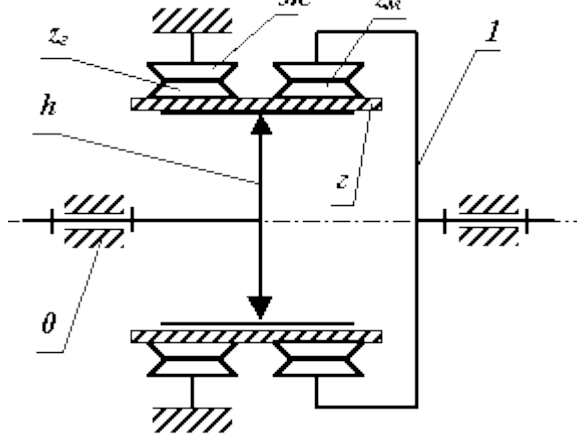
где: $m_w = w_0 / r_{cz}$ - относительная деформация гибкого колеса.

kb - коэффициент, определяемый углом деформирования кривой гибкого колеса. b - угловая координата участка постоянной кривизны деформированной кривой гибкого колеса.

7.6. Расчет волновых зубчатых передач.

Гибкие колёса силовых редукторов изготавливают из легированных высокопрочных сталей 30ХГСА; 30ХГСН2А; 40ХНМА; 50С2 и некоторых других с термообработкой до 38...45 HRC и последующей шлифовкой диаметра, посадочного на подшипник генератора волн. Для изготовления остальных деталей применяются те же материалы, что и для рядовых зубчатых передач.

Таблица 7.1

№	Структурная схема ВЗП	$u_{ред}$	h
1.		50... 300 $u_{hl}^{ж} = -z_r / (z_{ж} - z_r)$	0.95 ... 0.8
2.		50... 300 $u_{hl}^{ж} = -z_r / (z_{ж} - z_r)$	0.9 ... 0.8
3.		2000... 10^5 $u_{hl}^{ж} = z_1 \cdot z_r / (z_1 \cdot z_r - z_m \cdot z_{ж})$ 40... 300 Если $z_m = z_1$, то $u_{hl}^{ж} = -z_r / (z_{ж} - z_r)$	0.2..0.01 0.85..0.7

Расчет волновых зубчатых передач отличается от расчёта обычных зубчатых передач тем, что учитывается деформация гибкого венца и генератора. За критерий работоспособности обычно принимают допускаемые напряжения смятия. Основной причиной выхода из строя волновых передач является поломка гибкого колеса и гибких колец подшипника генератора волн вследствие усталостного разрушения от действия знакопеременных изгибающих напряжений. Поэтому размеры передачи определяют исходя из предела выносливо-

сти на изгиб гибкого колеса и наружного кольца подшипника генератора волн.

Проектным расчётом определяется внутренний диаметр гибкого колеса по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{456 \cdot T_2}{[\sigma] - 3,75 \cdot E \cdot \psi_{sd} / u \cdot \psi_{bd} \cdot \psi_{sd}}},$$

где T_1 – вращающий момент на валу гибкого колеса, Н·м; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения, МПа (для стали 30ХГСА $[\sigma]=150...170$ МПа); E – модуль упругости материала колеса (для сталей можно принять $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа) $\psi_{bd}=b_1/d=0,15...0,20$ – коэффициент ширины зубчатого венца; $\psi_{sd}=S_1/d=0,012...0,014$ – коэффициент толщины зубчатого венца.

При использовании кулачкового генератора волн полученный расчётом диаметр округляется до ближайшего наружного диаметра гибкого подшипника. Далее определяются остальные параметры зубчатого зацепления по формулам, аналогичным с формулами цилиндрических передач.

Рассчитанное гибкое колесо: а) проверяется по напряжениям изгиба, изменяющимся по симметричному циклу в процессе деформирования колеса генератором волн; б) по напряжениям растяжения зубчатого венца, возникающим от действия на колесо тангенциальных сил и изменяющимся по отнулевому циклу, и по напряжениям кручения зубчатого венца, возникающим при передаче крутящего момента гибким колесом выходному валу и изменяющимся по отнулевому циклу.

P.S. В этой главе были рассмотрены общие вопросы волновых передач. Однако при необходимости проведения подробно кинематических и прочностных расчетов необходимо самостоятельно воспользоваться специальной литературой или программными продуктами имеющиеся в картотеке «волновые передачи».

Контрольные вопросы .

1. Дайте определение волновой зубчатой передачи.
2. Является ли ВЗП разновидностью планетарных механизмов или это особый вид передач
3. Расскажите о достоинствах и недостатках ВЗП.
4. Каковы особенности конструкции ВЗП для преобразования движения через герметичную стенку?
5. Как определяется передаточное отношение ВЗП с подвижным гибким и жестким колесами?

8. Червячные передачи.

8.1. Принцип работы и возможности передачи.

Это передача зацеплением непосредственного контакта. Состоит из двух элементов: червяка 1 и колеса 2 (рис.8.1).

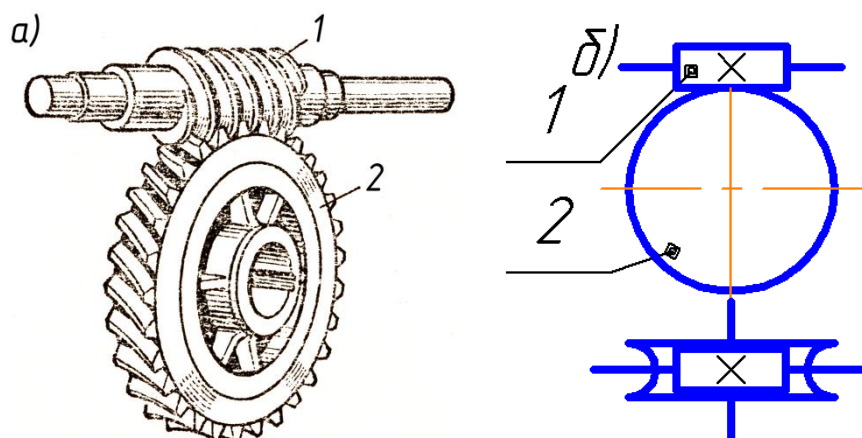


Рис.8.1. Червячная передача: а) общий вид; б) кинематическая схема.

Обычно ведущая деталь червяк, реже – колесо. Применяется тогда, когда оси валов червяка и колеса скрещиваются в пространстве. Угол скрещивания может быть любым, но чаще всего 90° .

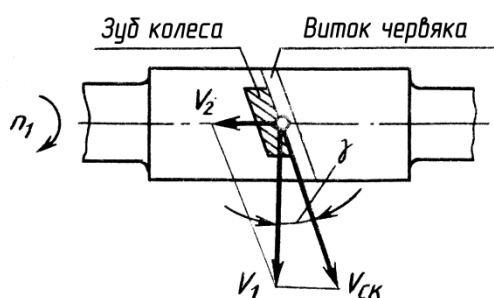


Рис.8.2. Скорость скольжения в червячной передаче.

Поскольку оси вращения деталей передачи скрещиваются в пространстве, виток червяка скользит по зубу колеса (рис. 8.2) и скорость скольжения равна

$$V_{ск} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где γ – угол подъёма винтовой линии червяка, V_1 и V_2 – окружные скорости червяка и колеса.

Передачу иногда называют зубчато - винтовой, так как червяк можно рассматривать как винт, а колесо – как часть гайки. Поэтому эта передача обладает всеми свойствами винтовой пары. С другой стороны, червячное колесо – косозубое цилиндрическое колесо и поэтому червячная передача обладает всеми свойствами косозубой цилиндрической передачи.

Достоинства передачи.

- плавность и бесшумность работы;
- возможность реализации больших передаточных чисел;
- компактность;
- возможность получения самотормозящейся пары.

Недостатки.

- низкий к.п.д.;
- износ, склонность к заеданию и большое выделение тепла в зоне зацепления – следствие скольжения витка червяка по зубу колеса;
- необходимость применения антифрикционных материалов для того, чтобы снизить потери и увеличить к.п.д.;

- высокая стоимость изготовления по сравнению с зубчатыми передачами.

Возможности передачи.

- по скорости: до 10...15 м/с;

- по мощности: не более 50 кВт, при большей мощности применение становится невыгодным;

- К.П.Д. зависит от числа заходов червяка и составляет:

- 0.7...0.92 для несамотормозящихся передач;

- 0.4...0.6 для самотормозящихся передач;

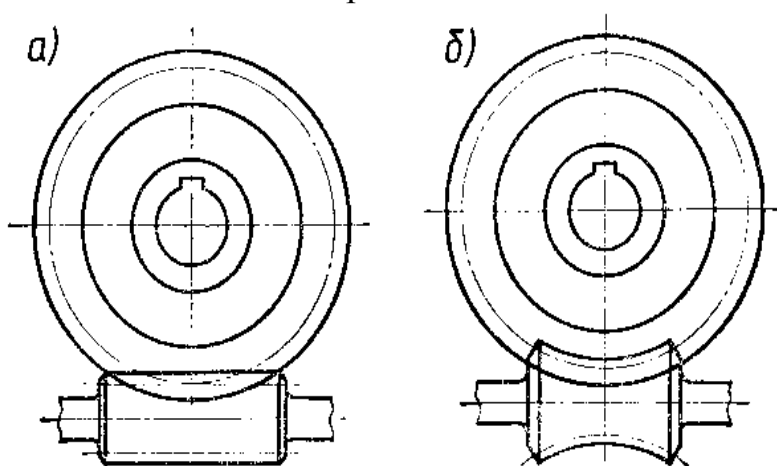
- по передаточному числу: в силовых передачах передаточное число чаще всего 10...80, в кинематических - до 300 и более в одной ступени.

Рекомендуется применять в приводах в качестве быстроходной ступени и предусматривать защиту от перегрева. Не рекомендуется при длительной непрерывной работе.

8.2. Классификация червячных передач.

8.2.1. В зависимости от формы червяка могут быть **передачи с цилиндрическим червяком и глобоидные** (рис.8.3).

Глобоидная передача имеет повышенный к.п.д., более надёжна и долго-



вечна, несущая способность её в 1.5...4 раза выше передачи с цилиндрическим червяком. Из-за сложности изготовления и монтажа, повышенного тепловыделения она имеет ограниченное применение. Используется при тяжёлых нагрузках в установившихся режимах работы.

Наибольшее распространение получили передачи с цилиндрическим червяком.

Рис.8.3. Передачи: а) с цилиндрическим, б) с глобоидным червяками.

8.2.2. В зависимости от формы винтовой поверхности цилиндрических червяков различают:

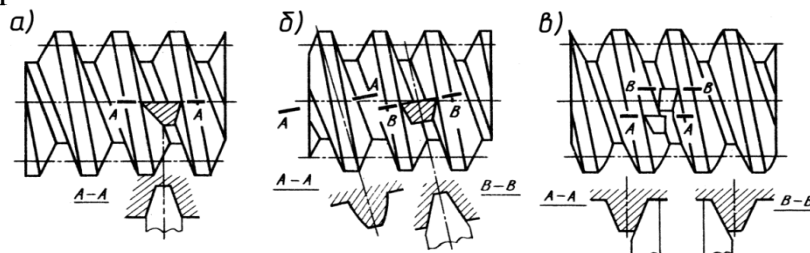


Рис.8.4. Разновидности цилиндрических червяков:

а) архимедов; б) конволютный; в) эвольвентный.

Архимедовы червяки (рис.8.4а) имеют в осевом сечении прямоблочную трапецию, а в торцевом сечении – спираль Архимеда (рис.8.5а). Получили

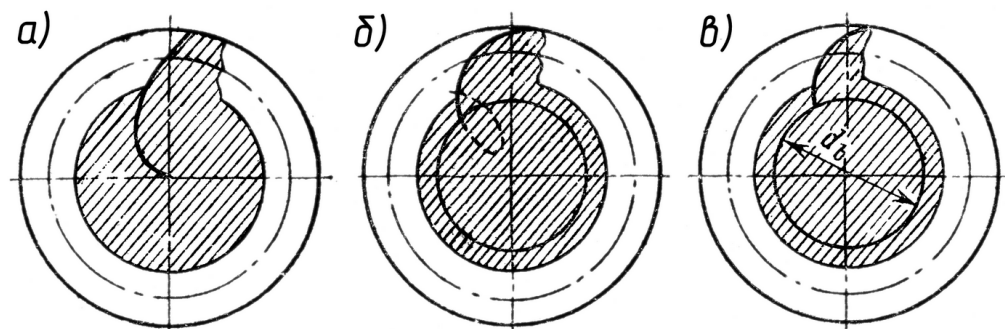


Рис.8.5. Профиль витка цилиндрического червяка в торцевом сечении:
а) архимедов; б) конволютный; в) эвольвентный.

наибольшее распространение. Они просты в изготовлении, если не требуется шлифования. Для шлифования таких червяков нужен шлифовальный круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении. Это ограничивает их применение.

Конволютные червяки (рис.8.4б) имеют прямолинейный профиль в сечении нормальном к витку, а в торцевом сечении витки очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой (рис. 8.5б). Главное их преимущество заключается в возможности шлифования конусными кругами на обычных резьбошлифовальных станках. При этом получается нелинейчатая боковая поверхность, весьма близкая к поверхности конволютного червяка. А поскольку фрезы для нарезания колёс шлифуют точно также, получается правильное зацепление. Применяются в тех случаях, когда червяк нужно термически обработать, а потом шлифовать.

Эвольвентные червяки (рис.8.4в) имеют прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, а в торцевом сечении витки очерчены эвольвентой (рис. 8.5в). Такие червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными.

Цилиндрические червяки по стандарту обозначаются:

- ZA – Архимедов червяк;
- ZN – конволютный червяк;
- ZJ – эвольвентный червяк.

Эксплуатационные показатели у них примерно одинаковы. Выбор определяется технологическими возможностями производства.

8.2.3. В зависимости от направления винтовой линии могут быть правые (винтовая линия слева вверх направо) и левые (винтовая линия справа вверх налево).

8.2.4. В зависимости от числа заходов червяка (числа витков червяка) могут быть одно- и многозаходные. Стандарт рекомендует $Z_1=1, 2, 4$. В спе-

циальных случаях число витков может быть любым, но не должно превышать $Z_1=12$. Нужно помнить, что для каждого числа витков требуется свой инструмент. Назначение нестандартного числа заходов требует применения нестандартного инструмента.

8.2.5. В зависимости от расположения червяка относительно колеса могут быть передачи с верхним, нижним, боковым расположением червяка и с вертикальным валом червячного колеса (рис.8.6).

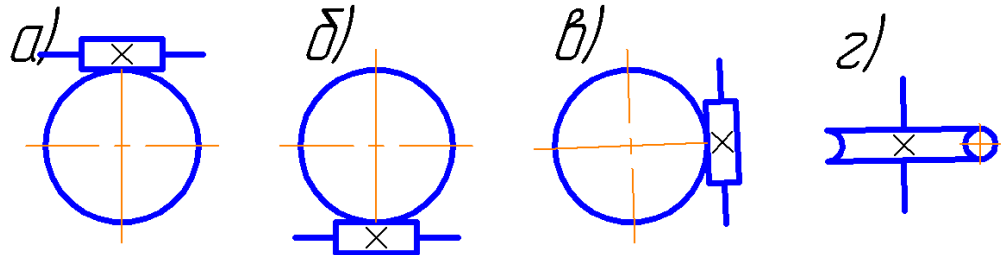


Рис.8.6. Некоторые компоновки червячных передач.

8.2.6. В зависимости от величины угла подъёма винтовой линии могут быть самотормозящиеся (угол подъёма меньше угла трения) и несамотормозящиеся (угол подъёма винтовой линии больше угла трения) передачи.

8.3. Основные геометрические и кинематические соотношения.

В передаче с цилиндрическим Архимедовым червяком (ЗА)

Основной параметр – модуль в осевом сечении m_s – принимается по

стандарту. Вводится ещё один стандартный параметр

$$q = \frac{d_1}{m_s} = 6.3 \dots 25 - \text{число модулей в диаметре червяка. Отсюда}$$

$$d_1 = qm_s.$$

Делительный цилиндр делит виток

по высоте на головку, высота которой

$$h_a = 1m_s, \text{ и ножку, высота которой}$$

$$h_f = 1.2m_s. \text{ Тогда}$$

Рис.8.7. Геометрические параметры червяка.

(рис.8.7): диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = qm_s + 2m_s = m_s(q + 2);$$

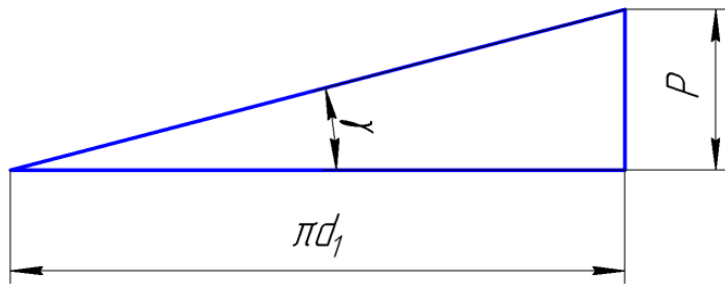
диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2h_f = m_s(q - 2.4).$

Угол $\varphi = 20^\circ$ - угол профиля нарезки червяка.

Угол γ – угол подъёма винтовой линии нарезки червяка.

Если развернуть виток червяка на плоскость по начальному диаметру,

подобно тому, как это делалось для резьбы, то получим прямоугольный треугольник (рис.8.8) с катетами, равными осевому шагу P и длине окружности делительного цилиндра червяка πd_1 . Осовый шаг $P = z_1 m_s \pi$. Поэтому



$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_1} = \frac{z_1 m_s \pi}{\pi m_s q} = \frac{z_1}{q},$$

где Z_1 - число заходов червяка. Обычно $\gamma \approx 2.5 \dots 28^\circ$ в зависимости от числа заходов и числа модулей в диаметре червяка.

Рис.8.8.Развёртка витка червяка.

b_1 - длина нарезанной части червяка. Принимается в зависимости от величины смещения инструмента при нарезке. При нулевом смещении

$$b_1 = (11 + 0.06z_2)m_s, \text{ если } z_1 = 1 \text{ или } 2;$$

$$b_1 = (12.5 + 0.09z_2)m_s, \text{ если } z_1 = 4.$$

Здесь Z_2 - число зубьев червячного колеса. Обычно $28 \leq z_2 \leq 120$.

Делительный диаметр колеса (рис.8.9)

$$d_2 = m_s z_2.$$

Диаметр вершин колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a.$$

Диаметр впадин колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f.$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2}.$$

Ширина венца колеса принимается

$$b_2 = 0.75d_{a1} \text{ при } z_1 \leq 3;$$

$$b_2 = 0.67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

$$2\delta - \text{угол охвата червяка червячным колесом, } \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0.5m_s}.$$

Обычно $2\delta \approx 100 \dots 110^\circ$.

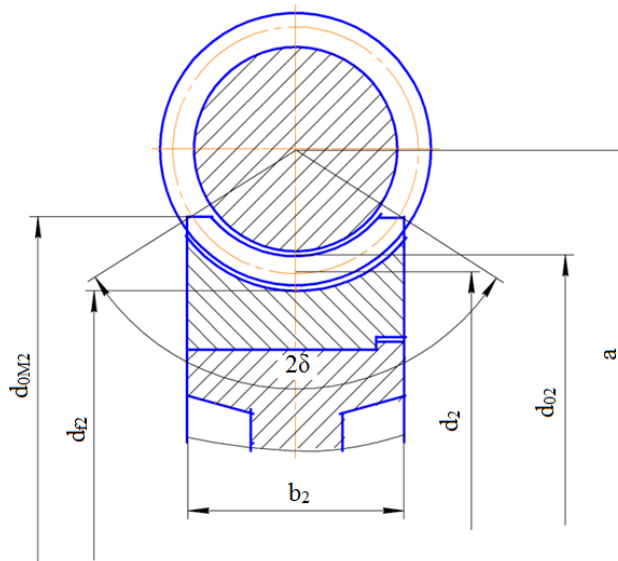


Рис. 8.9. Геометрические параметры червячного колеса .

$$\text{Межосевое расстояние } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_s}{2}(q + z_2).$$

$$\text{Передаточное число } u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

К.П.Д. червячной передачи, по аналогии с винтовой парой,

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

здесь ρ' - так же как в резьбе, приведенный угол трения.

Для червячных передач рекомендуются соотношения между числом заходов червяка, передаточным числом и к.п.д. червячной пары, приведенные в таблице 8.1.

Таблица 8.1.

Число заходов червяка, к.п.д. червячной пары, передаточное число червячной передачи

Z_1	1	2	4
η	0.7...0.75	0.75...0.82	0.83...0.92
u	>30	15...30	8...14

8.4. Степени точности червячных передач.

Всего для червячных передач стандартом установлены двенадцать степеней точности. Показатели и нормы точности червячных цилиндрических передач основаны на тех же принципах, что и для зубчатых передач.

Степени 3,4,5 рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность, степени 6,7,8 и 9 предлагаются для силовых передач. В трансмиссиях обычно применяют:

- 7 степень: если скорость скольжения $V_{ск} \leq 10 \text{ м/сек}$; червяк в этом случае закалён до твёрдости HRC 48...54, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами; обкатка передачи под нагрузкой;

- 8 степень: если скорость скольжения $V_{ск} \leq 5 \text{ м/сек}$; возможно применение червяка с HB ≤ 350 без шлифовки; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой»; обкатка рекомендуется под нагрузкой;

- 9 степень: если скорость скольжения $V_{ск} \leq 2 \text{ м/сек}$; твёрдость рабочей поверхности витка червяка HB < 350, червяк не шлифуется; колесо нарезается любым способом; использование 9 степени точности для передач редукторов запрещается.

В червячных передачах влияние осевого смещения колеса и изменения межосевого расстояния весьма существенно, поэтому устанавливаются более строгие, чем в зубчатых передачах допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкции обычно предусматривается возможность регулировки средней плоскости ко-

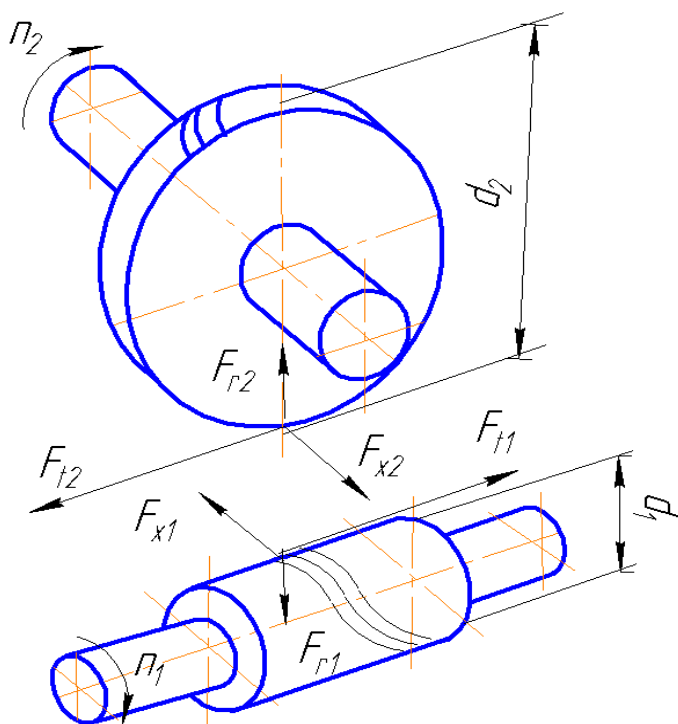


Рис.8.10. Составляющие силы взаимодействия витка червяка и зуба колеса.

леса относительно червяка. При монтаже это положение обязательно проверяется по пятну контакта.

8.5. Силы, действующие в зацеплении.

В червячной передаче виток червяка скользит по зубу колеса и при этом давит на него, заставляя колесо вращаться. Усилие червяка, также как и в косозубых зубчатых передачах, воспринимается не одним зубом колеса, а несколькими.

Для упрощения расчёта силу взаимодействия червяка и колеса рассматривают как сосредоточенную и приложенную в полюсе зацепления по нормали к контактирующим поверхностям.

Её раскладывают на три ортогональные составляющие(рис.8.10):
- окружное усилие на червяке

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = -F_{x2}, \text{ численно равно осевому усилию на колесе;}$$

- окружное усилие на колесе $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = -F_{x1}$, численно равно осевому усилию на червяке;

- радиальное усилие на червяке $F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$, численно равно радиальному усилию на колесе.

Усилие F_{t1} всегда направлено против вращения червяка, усилие F_{t2} - по вращению колеса, усилия F_{r1} и F_{r2} - по радиусам червяка и колеса к центрам деталей, осевые усилия F_{x1} и F_{x2} всегда направлены параллельно осям вращения соответствующих деталей.

8.6. Критерии работоспособности червячной передачи.

Виток червяка скользит по зубу колеса и при этом давит на него. Нагрузка на зуб имеет переменный характер. У передач, изготовленных из стойкого против заедания материала, возможно усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зуба. Так как виток скользит, то вследствие трения проис-

ходит износ зубьев колеса. Если ограничить давление на рабочую поверхность зуба, то ограничим износ.

Так как происходит утонение зуба вследствие износа, при переменном нагружении возможна усталостная поломка зуба.

При мгновенных перегрузках возможны контактные повреждения и поломка вследствие изгиба.

Вследствие трения витка червяка по зубу колеса выделяется значительное количество тепла. Поэтому возникает необходимость применения принудительного охлаждения передачи.

Вследствие особенностей конструкции расстояние между опорами вала червяка получается весьма значительным. Значит необходимо ограничивать величину прогиба этого вала под действием нагрузок, возникающих во время работы передачи.

Таким образом, при проектировании червячной передачи необходимо оценить её работоспособность:

- по контактной и изгибной выносливости;
- по контактной и изгибной прочности при действии мгновенных перегрузок;
- по величине прогиба вала червяка.

Кроме этого, на основании расчёта на нагрев, принять решение о необходимости принудительного охлаждения.

Расчёты выполняются для всех передач. Только для очень тихоходных передач с ручным приводом можно не выполнять расчёты на контактную выносливость и прочность.

8.7. Материалы червячной пары.

8.7.1. Червяки изготавливают из среднеуглеродистых или легированных сталей марок 40, 45, 50, 40Х, 40ХН с поверхностной или объёмной закалкой до твёрдости рабочей поверхности витка 45...55HRC. Червяки из сталей 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХН3А цементируют и закаливают до твёрдости 56...63HRC. У всех термообработанных червяков шлифуют и иногда полируют рабочие поверхности витков. Для открытых передач или передач невысокой мощности применяют нешлифованные червяки из сталей типа 45 с твёрдостью рабочей поверхности $HB \leq 350$.

8.7.2. Червячные колёса чаще всего составные – бандажированные, состоят из венца 1 и центра 2 (рис.8.11).

Венец изготавливается из антифрикционного материала, центр - из чугуна или дешёвой стали.

Бандажированная конструкция проста в изготовлении. Применяется для колёс небольших диаметров в передачах не напряженных в тепловом отношении. Венец с центром соединяются по посадке с натягом, например Н7/у7. Для предотвращения смещения венца относительно центра колеса между стыкуемыми элементами ввертываются винты (гужоны) или ставятся круглые шпонки.

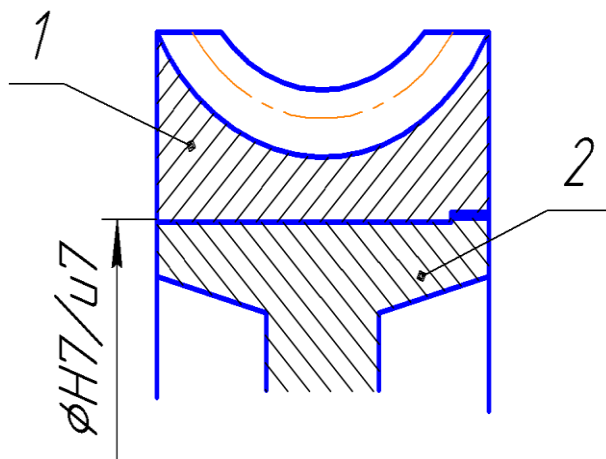


Рис.8.11. Червячное колесо.

Иногда венец выполняется с фланцем и соединяется с центром с помощью болтов. Такое исполнение применяют для колёс большого или среднего диаметра. Наиболее рациональная и надежная конструкция получается, когда венец отливается в форму с предварительно установленным центром.

Для изготовления венца используются в зависимости от скорости скольжения бронзы или чугуны.

8.8. Порядок проектного расчёта червячной передачи.

8.8.1. Исходные данные – см.п. 4.14.1.

Так как червяк стальной, а колесо – бронзовое (более слабое), все расчёты ведут по колесу. Червячное колесо – косозубое цилиндрическое колесо, поэтому все расчёты аналогичны расчёту косозубых колёс с учётом особенностей червячной передачи.

8.8.2. Ориентировочное определение скорости скольжения

$$V_{ск} \approx 4.5 \times 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \text{ м/сек}$$

где размерность n_1 - мин⁻¹, а T_2 - Нм.

8.8.3. Выбор материалов для изготовления червяка и колеса

Червяк – см.п. 8.7.1.

Колесо – материал выбирается в зависимости от полученной скорости скольжения:

- если $V_{ск} \approx 5...25$ м/сек – высокооловянистые и оловянистые бронзы типа БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1;

- если $V_{ск} < 5$ м/сек – безоловянистые бронзы, например, алюминиево-железистые типа БрА9Ж4, БрА9Ж3Л, а также латуни, например, ЛЦ23А6Ж3Мц2;

- если $V_{ск} \leq 2$ м/сек – серый чугун СЧ 15, СЧ32, его же используют при проектировании механизмов с ручным приводом.

8.8.4. Определение допускаемых напряжений

8.8.4.1. Расчёты на контактную выносливость и прочность

В случае применения оловянистых бронз

$$\sigma_{H\theta} = C_{\sigma} \sigma_{H\theta} K_{HL}.$$

Здесь C_v - коэффициент, учитывающий скорость скольжения, принимается по таблице в зависимости от скорости скольжения, возможные значения от $C_v = 1.33$ при $V_{ск} = 1$ м/сек, до $C_v = 0.8$ при $V_{ск} \geq 8$ м/сек ([3], табл. 9.7);

σ_{H0} - допускаемое напряжение при $N_0 = 10^7$ циклов;

$\sigma_{H\theta} = (0.85 \dots 0.9) \sigma_B$ для шлифованных и полированных червяков с твёрдостью рабочей поверхности витков 45HRC и более;

$\sigma_{H0} = 0.75 \sigma_B$ при твёрдости вика червяка менее 45HRC.

K_{HL} - коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad 0.64 \leq K_{HL} \leq 1.15.$$

Фактическое число циклов нагружения $N_{HE} = \mu_H 60 n_2 L_h$ (L_h см. п. 4.13.3).

При задании режима нагружения гистограммой (см. п. 1.4.)

$$\mu_H = \frac{\sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 \frac{t_i}{L_H}}{1}.$$

При задании типового режима эксплуатации μ_H определяется по таблице стандарта.

Фактическое число циклов нагружения должно быть не более 25×10^7 . При превышении этого значения принимают $N_{HE} = 25 \times 10^7$.

Для расчёта по максимальным нагрузкам принимают

$$\sigma_{Hmax} = 4 \sigma_T.$$

В случае применения безоловянистых бронз

$$\sigma_{H0} = \sigma_{H0} - 25 V_{ск};$$

$\sigma_{H0} = 300$ МПа при твёрдости рабочей поверхности червяка $HRC_1 \geq 45$,

$\sigma_{H0} = 250$ МПа при твёрдости рабочей поверхности червяка $HRC_1 < 45$.

Для расчёта по максимальным нагрузкам $\sigma_{Hmax} = 2 \sigma_T$.

В случае применения чугунов

$$\sigma_{H0} = \sigma_{H0} - 35 V_{ск}; \quad \sigma_{H0} = 175 \text{ МПа}; \quad \sigma_{Hmax} = 1.65 \sigma_B.$$

Обратите внимание: ресурс передачи учитывается только для оловянистых бронз. Для других материалов он значения не имеет.

8.8.4.2. Расчёты на изгибную выносливость и прочность.

Для всех материалов: $\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_{FL}$.

Для любых бронз: $\sigma_{F0} = 0.25 \sigma_T + 0.08 \sigma_B$.

Для чугунов: $\sigma_{F0} = 0.225 \sigma_B$.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}; \quad 0.55 \leq K_{FL} \leq 1.5; \quad N_{F0} = 10^6; \quad N_{FE} = \mu_F 60 n_2 L_h.$$

μ_F - определяется либо по гистограмме аналогично μ_H

$$\mu_F = \frac{\sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \frac{t_i}{L_H}}{L_H},$$

либо по таблице стандарта, если нагружение задаётся типовым режимом.

Для этого числа циклов существуют ограничения

$$10^5 \leq N_{FE} \leq 25 \times 10^7.$$

Для расчёта по максимальным нагрузкам:

- $\sigma_{Fmax} \leq 0.8 \sigma_T$, если колесо из любой бронзы;
- $\sigma_{Fmax} \leq 0.75 \sigma_B$, если колесо из любого чугуна.

8.8.5. Определение межосевого расстояния.

Определяется из расчёта на контактную выносливость

$$a' = K_{a\psi} \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\left(\frac{z_2}{q} \right)^2 \sigma_{H-2}}}$$

Величиной q – задаётся из стандартного ряда: 8, 10, 12.5, 16, 20. Обычно при проектировании предварительно принимают 10, 12.5.

Значение $28 < z_2 = z_1 u < 120$. Число заходов червяка z_1 принимается в зависимости от передаточного числа u (см. табл. 8.1).

При стальном червяке, бронзовом колесе, коэффициенте Пуассона $\nu = 0.3$, угле подъёма винтовой линии $\gamma \approx 10^\circ$, угле зацепления $\alpha = 20^\circ$, угле охвата червяка колесом $2\delta \approx 100^\circ$, коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\alpha \approx 2$ и коэффициенте колебания длины линии контакта $K_\varepsilon = 0.75$ коэффициент $K_{a\psi} = 31$.

K_H - коэффициент нагрузки для расчётов на контактную выносливость. Методика его определения рассмотрена ниже.

Величину межосевого расстояния определяют с точностью до сотых. Её, на данном этапе, не нужно округлять или принимать по стандарту.

8.8.6. Определение модуля

$$m'_s = \frac{2a'}{q + z_2}$$

Полученную величину нужно округлить до ближайшего большего стандартного значения (у червячной передачи свой ряд стандартных модулей:

... 2.5; 3.15; 4; 5; 6.3; 8 ...).

8.8.7. Уточнение параметров передачи.

По принятому стандартному значению модуля определяется межосевое расстояние

$$a = \frac{m_s}{2} (q + z_2).$$

Если проектируется передача для изделия массового производства на продажу (или передача, входит в изделие, предназначенное для продажи), то необходимо, чтобы как можно больше параметров были стандартными. Имеются стандарты на m_s , q , z_1 , a .

8.8.8. Проверка зуба на контактную выносливость.

Выполняется по формуле для расчёта передачи на контактную выносливость (см. п. 8.8.5), решенной относительно σ_H . В эти выражения подставляются уточнённые значения, т.е. значения параметров, полученные по стандартному модулю.

Допускается недогрузка передачи по контактным напряжениям на 15...20% или превышение фактическим напряжением допускаемого не более чем на 5%. При больших отклонениях следует выбрать другие материалы для червячной пары либо изменить межосевое расстояние и повторить расчёт.

8.8.9. Проверка зуба колеса на изгибную выносливость.

Подстановка в формулу для проверки косозубых колёс на изгибную выносливость поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы червячной передачи, приводит к выражению

$$\sigma_F = \frac{1.66 T_2 Y_F K_F \cos \gamma}{d_1 d_2 m_s} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент формы зуба Y_F определяется аналогично косозубым передачам по приведенному числу зубьев $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ по таблице для червячных колёс.

K_F - коэффициент нагрузки червячной пары для расчётов на изгибную выносливость. Методика его определения рассмотрена ниже.

Остальные параметры понятны из предыдущего изложения.

8.8.10. Проверка работоспособности зубьев на контактную прочность при максимальных нагрузках.

Проверка выполняется по выражению, полученному в п. 4.9.2. При определении действующих контактных напряжений используется выражение для проверочного расчёта на контактную выносливость

8.8.11. Проверка работоспособности зубьев на изгибную прочность при максимальных нагрузках.

Проверка выполняется по выражению, полученному в п. 4.10.2.

8.8.12. Определение сил, действующих в зацеплении.

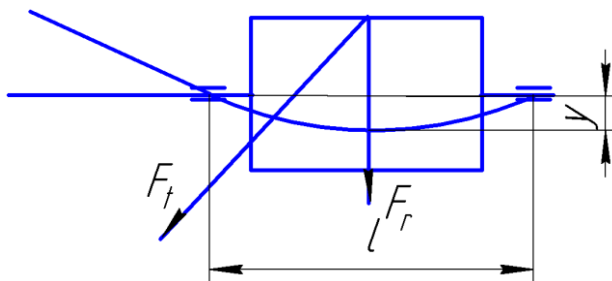
По выражениям раздела 8.5 определяются составляющие усилия взаимодействия зубьев и их направление.

8.8.13. Конструирование элементов передачи.

На эскизе червяка и червячного колеса проставляются все полученные геометрические размеры, и заполняется стандартная таблица для нарезки витков и зубьев.

8.8.14. Расчёт на жесткость червяка.

В процессе работы, вследствие большого расстояния между опорами ва-



ла червяка, прогиб его y (рис.8.12) может достигать больших значений. Поэтому выполняется проверка

$$y = \frac{R \ell^3}{48 E_1 I_{f1}} \leq [\bar{y}],$$

Рис. 8.12. Прогиб червяка.

где $R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$, то есть учитываются

только те составляющие усилия взаимодействия витка червяка и зуба колеса, которые создают прогиб в плоскости, перпендикулярной оси его вращения;

для ориентировочного расчёта можно принять $\ell \approx d_2$;

E_1 - модуль упругости материала червяка;

$$I_{f1} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} - \text{момент инерции червяка};$$

$[\bar{y}] = (0.005 \dots 0.01) m_s$ - допускаемая величина прогиба.

8.8.15. Тепловой расчёт червячного редуктора.

Так как виток червяка скользит по зубу колеса, появляется трение, а значит нагрев элементов передачи и от них – нагрев масляной ванны. В результате разбрызгивания масло омывает стенки редуктора и через них тепло передаётся в окружающую среду.

Количество выделяемого тепла

$$W_{\text{выд}} = N_1 (1 - \eta) 10^3, \text{ Вт.}$$

Здесь N_1 - мощность на валу червяка, кВт.

Количество отдаваемого тепла

$$W_{\text{отд}} = K_T (\bar{t} - t_0) A (1 + \psi), \text{ Вт.}$$

Здесь:

- $K_T = 10 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$ - коэффициент теплопередачи от корпуса редуктора в окружающую среду;

- $\bar{t} = 60 \dots 70^\circ \text{C}$ - допускаемая температура масла в редукторе;

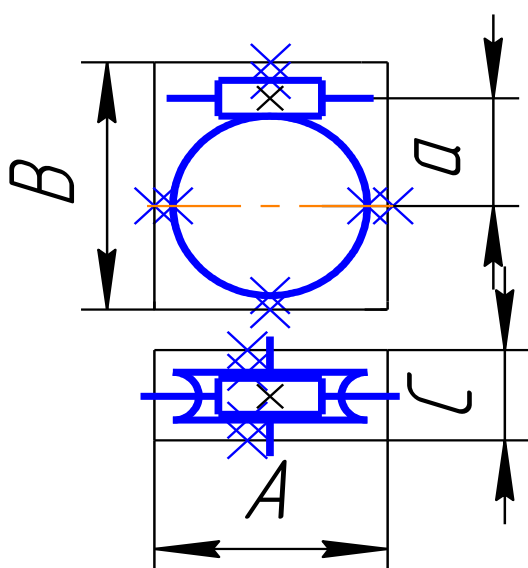


Рис.8.13. Определение величины поверхности охлаждения.

Площадь поверхности A можно ориентировочно определить по компоновке передачи (рис.8.13). Для этого построить по данным расчёта червячную передачу в двух проекциях. Отступая от линий деталей передачи по 30...50 мм (на рисунке 8.13 эти дополнительные расстояния помечены крестиками), построить прямоугольный параллелепипед и замерить полученные размеры A , B , C . По этим размерам вычисляется ориентировочно площадь поверхности охлаждения.

Должно выполняться условие теплового баланса

$$W_{\text{выд}} = W_{\text{отд}}$$

Отсюда находится либо необходимая поверхность охлаждения, либо температура масла в картере редуктора.

Если условие теплового баланса не выполняется, то предусматривается отвод дополнительного тепла. Способы отвода тепла могут быть различными в зависимости от величины его избытка. При небольшой разнице между выделяемым теплом и отдаваемым возможно ребрение. Направление рёбер при естественной вентиляции – вертикальное, чтобы нагретый воздух двигался вверх. При этом увеличивается только поверхность охлаждения. При искусственном охлаждении рёбра располагаются вдоль потока воздуха от вентилятора, крыльчатка которого насаживается на быстроходный вал (чаще всего – вал червяка). При этом увеличивается не только поверхность охлаждения, но и коэффициент теплопередачи. В этом случае его принимают $K_T = 20...30$ Вт/(м² град). При расчётах в обоих случаях в поверхность охлаждения включают 50% поверхности рёбер.

Для отвода значительного количества тепла применяют охлаждение

- t_0 - температура окружающей среды; должна быть указана в задании на проектирование привода, обычно $t_0 = 15...20^\circ\text{C}$;

- A – площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора без учёта площади его дна, м²;

- $\psi = 0.2...0.3$ – коэффициент, учитывающий увеличение теплоотдачи через основание корпуса при установке редуктора на металлическую раму или плиту.

масляной ванны (в неё вводят змеевики с проточной холодной водой) или применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками для масла. В этих системах масло забирается насосом из картера, прогоняется через холодильник и подаётся этим же насосом в зону зацепления. В этом случае $K_T=100\dots 200\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{град})$.

8.9. Коэффициенты нагрузки при расчётах червячных передач.

Коэффициенты нагрузки K_H и K_F вводятся в расчётные формулы для того, чтобы учесть дополнительную нагрузку, появляющуюся в передаче вследствие погрешностей изготовления и деформаций деталей.

Для червячных передач приближенно принимают

$$K_H = K_F = K_\gamma \times K_V,$$

где K_γ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_V – коэффициент динамической нагрузки.

Поскольку виток червяка скользит по зубу колеса, динамическая нагрузка в червячных передачах невелика. При достаточно высокой точности изготовления принимают $K_V \approx 1$ при $V_{\text{ск}} \leq 3$ м/сек и $K_V=1\dots 1.3$ при $V_{\text{ск}} > 3$ м/сек.

При постоянной нагрузке коэффициент концентрации нагрузки $K_\gamma = 1$, а при переменной определяется по выражению

$$K_\gamma = 1 + (z_2 / \Theta)^3 (1 - x),$$

где Θ – коэффициент деформации червяка;

x – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки: при небольших колебаниях нагрузки $x \approx 0.6$, при значительных – $x \approx 0.3$.

Коэффициент деформации червяка зависит от q и z_1 , изменяется в диапазоне 27...168, принимается по таблице.

8.10. Пример П17.

8.10.1. Задание

Рассчитать закрытую червячную передачу с цилиндрическим Архимедовым червяком (ЗА) для передачи мощности $N_1=8$, кВт при частоте вращения червяка $n_1=1430$ об/мин, передаточном числе $u=32$, работающую в условиях закрытого отапливаемого помещения. Режим нагружения – средний равновероятный по ГОСТ21354-87, передача реверсивная, требуемый срок службы $z=5$ лет, при коэффициентах использования по времени: в течение года $k_z=0.5$, в течение суток $k_c=0.3$. В процессе работы возможны перегрузки $(T_{\text{max}}/T)=1.7$. Передача предназначена для внутреннего использования.

8.10.2. Скорость скольжения (ориентировочно)

$$V_{\text{ск}} = 4.5 \times 10^{-4} \times n_1 \times \sqrt[3]{T_2}, \text{ Нм}.$$

Здесь: $n_1=1430$, об/мин – частота вращения червяка;

$$T_2 = 9.55 \times 10^3 \times \frac{N_2}{n_2}, \text{ Нм} – \text{момент на колесе}.$$

Мощность на колесе $N_2 = N_1 \times \eta_{в..п.} = 8 \times 0.75 = 6, \text{квт.}$ ($\eta_{в..п.} = 0.75$ при $z_1 = 1$, принимается по таблице 8.1).

Частота вращения колеса $n_2 = n_1 / u = 1430 / 32 = 44.688, \text{об/мин}$

$$V_{ск} = 4.5 \times 10^{-4} \times 1430 \times \sqrt[3]{1283} = 6.99, \text{м/с.}$$

8.10.3. Выбор материалов для изготовления червяка и колеса

Червяк – сталь 40ХН, термообработка - закалка до 45...50HRC (для расчёта 45HRC), с последующей шлифовкой.

Колесо – так как ориентировочно скорость скольжения $V_{ск} \approx 6.99, \text{м/сек}$, принимаем высокооловянистую бронзу БрО10Ф1 (см.п.8.8.3), отливка центробежная: $\sigma_{вр} = 290, \text{МПа}$; $\sigma_T = 170, \text{МПа}$; ([1], табл.23; [3], табл.9.6)

8.10.4. Определение допускаемых напряжений

8.10.4.1. Расчёты на контактную выносливость и прочность

При использовании оловянистых бронз

$$\sigma_{H\sigma} = C_v \sigma_{H0} K_{HL}.$$

Здесь C_v - коэффициент, учитывающий скорость скольжения, принимается по таблице (см. п. 8.8.4.1) при $V_{ск} \approx 6.99, \text{м/сек}$ $C_v = 0.83$;

σ_{H0} - допускаемое напряжение при $N_0 = 10^7$ циклов;

$\sigma_{H\sigma} = (0.85...0.9)\sigma_B = 0.85 \times 290 = 245.5 \approx 245, \text{МПа}$ так как твёрдость витка червяка более 45HRC.

K_{HL} - коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad 0.64 \leq K_{HL} \leq 1.15.$$

Фактическое число циклов нагружения

$$N_{HE} = \mu_H 60 n_2 L_h, \text{ циклов.}$$

Ресурс изделия в часах $L_h = 365 \times 5 \times 0.5 \times 24 \times 0.3 = 6570, \text{часов}$ (см.п.4.13.3).

При задании типового режима эксплуатации (см.п.8.10.1) $\mu_H = 0.2$ определяется по таблице стандарта (см. [3], табл.9.7).

Число циклов нагружения, влияющее на контактную выносливость:

$$N_{HE} = 0.2 \times 60 \times 44.688 \times 6570 = 3520123.92 \approx 0.36 \times 10^7, \text{цикла.}$$

Поэтому $K_{HL} = 1.136$.

Допускаемое напряжение для расчёта на контактную выносливость

$$\sigma_{H\sigma} = 0.83 \times 245 \times 1.136 \approx 231, \text{МПа.}$$

Для расчёта по максимальным нагрузкам

$$\sigma_{H\max} = 4\sigma_T = 4 \times 170 = 680, \text{МПа.}$$

8.10.4.2. Расчёты на изгибную выносливость и прочность

Для всех материалов: $\sigma_F = \sigma_{F\theta} \times K_{FL}$.

Для любых бронз:

$$\sigma_{F\theta} = 0.25\sigma_T + 0.08\sigma_B = 0.25 \times 170 + 0.08 \times 290 \approx 65, \text{ МПа.}$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}};$$

Здесь: $N_{F0} = 10^6$; $N_{FE} = \mu_F 60 n_2 L_h$; $\mu_F = 0.1$ - определяется по таблице стандарта, поскольку нагружение рассчитываемой передачи задётся типовым режимом, (см. п. 8.10.1 и [3, табл. 9.7]).

Число циклов нагружения, влияющее на изгибную выносливость:

$$N_{FE} = 0.1 \times 60 \times 44,688 \times 6570 = 1761600,97 \approx 1.76 \times 10^6 \leq 25 \times 10^7, \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{1 \times 10^6}{1.76 \times 10^6}} = 0.939$$

Допускаемое напряжение для расчёта на изгибную выносливость:

$$\sigma_F = 65 \times 0.939 \approx 61, \text{ МПа.}$$

Для расчёта на изгибную прочность по максимальным нагрузкам:

$$\sigma_{F\max} = 0.8\sigma_T = 0.8 \times 170 = 136, \text{ МПа так как колесо из бронзы.}$$

8.10.5. Межосевое расстояние (определяется из расчёта на контактную выносливость)

$$a' = K_{a\psi} \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\left(\frac{z_2}{q} \right)^2 \sigma_H^2}}.$$

Здесь: $K_{a\psi} = 31$, (см. п. 8.8.5);

- $z_2 = z_1 \times u = 1 \times 32 = 32$ (см. п. 8.8.5 и исходные данные);

- $q = 12.5$ - принимается ориентировочно из стандартного ряда (см. [1, табл. 22; [3, п. 9.1);

- $T_2 = 1283000, \text{ Нмм}$ (см. п. 8.10.2);

- $K_H = K_{H\gamma} K_{H\nu}$ (см. п. 8.9);

$$K_{H\gamma} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{32}{108} \right)^3 (1 - 0.5) = 1.01$$

$\theta = 108$ - ($z_2 = 32$, $q = 10$; см. [3, табл. 9.4); $x = 0.5$ (см. [3, табл. 9.5);

$K_{H\nu} = 1.2$ - принимаем (см. п. 8.9).

$$a' = 31 \times \left(\frac{32}{12.5} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{1283000 \times 1.01 \times 1.2}{\left(\frac{32}{12.5} \right)^2}} = 181.467 \text{ мм.}$$

Так как передача для внутреннего использования (см. п. 8.10.1), не принимаем стандартное значение межосевого расстояния, а переходим к определению модуля.

8.10.6. Определение модуля

$$m'_s = \frac{2a'}{q + z_2} = \frac{2 \times 181.467}{12.5 + 32} = 8.1558, \text{ мм}$$

По стандарту принимаем $m_s = 10, \text{ мм}$.

8.10.7. Уточнение параметров передачи.

В данном случае по принятому стандартному значению модуля уточняется только межосевое расстояние, так как передача для внутреннего использования (см. п. 8.10.1)

$$a = \frac{m_s}{2}(q + z_2) = \frac{10}{2}(12.5 + 32) = 222.5, \text{ мм}; \quad d_1 = m_s q = 10 \times 12.5 = 125, \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 125 + 2 \times 10 = 145, \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 125 - 2 \times 1.2 \times 10 = 101, \text{ мм};$$

$$d_2 = m_s z_2 = 10 \times 32 = 320, \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a = 320 + 2 \times 10 = 340, \text{ мм};$$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2} = 340 + \frac{6 \times 10}{1 + 2} = 360, \text{ мм}; \quad \gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{12.5} = 4.57^\circ.$$

$$\eta_{в.п.} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 4.57^\circ}{\operatorname{tg}(4.57^\circ + 1.17^\circ)} = 0.796.$$

Здесь $\rho = 1.17^\circ$ взято по [1, табл. 2.9] (можно по [3, табл. 9.3]).

8.10.8. Проверка зуба на контактную выносливость и прочность при максимальных нагрузках

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} \leq \sigma_{H \max} :$$

$$\text{Здесь: } \frac{T_{2 \max}}{T_2} = 1.7 \text{ (см. п. 8.10.1);}$$

$$\sigma_{H \max} = 680, \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. п. 8.10.4.1);}$$

$$\sigma_H = 231, \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. п. 8.10.4.1);}$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{T_2 K_{H\gamma} K_{H\beta} K_{\alpha}^3 \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3}{\left(\frac{z_2}{q}\right)^2 a^3}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1283000 \times 1.01 \times 1.2 \times 31^3 \times \left(\frac{32}{12.5} + 1\right)^3}{\left(\frac{32}{12.5}\right)^2 222.5^3}} = 170.155, \text{МПа} \leq 231, \text{МПа}.$$

Прочность зуба с точки зрения контактной выносливости достаточна.

$$\sigma_{H\max} = 170.155 \sqrt{1.7} \leq 680, \text{МПа}.$$

Контактная прочность зуба при мгновенных перегрузках достаточна.

8.10.9. Проверка зуба колеса на изгибную выносливость

$$\sigma_F = \frac{1.66 T_2 Y_F K_F \cos \gamma}{d_1 d_2 m_s} \leq \sigma_{F\lim}$$

Принимаем $K_H = K_F$.

Коэффициент формы зуба Y_F определяется по приведенному числу зубьев колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 4.57^\circ} = 32.06 \text{ отсюда } Y_F = 1.7 \text{ (см. [1], табл.28; [3], п.9.6).}$$

$$\sigma_F = \frac{1.66 \times 1283000 \times 1.7 \times 1.01 \times 1.2 \times \cos 4.57^\circ}{125 \times 320 \times 10} = 50.135 \leq \sigma_{F\lim} = 61, \text{МПа}.$$

Прочность зуба с точки зрения изгибной выносливости достаточна.

8.10.10. Проверка зуба на изгибную прочность при максимальных нагрузках

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq \sigma_{F\max\lim}$$

$$\sigma_{F\max} = 50.135 \times 1.7 = 85.2295 \leq \sigma_{F\max\lim} = 136, \text{МПа}.$$

Прочность зуба с точки зрения изгибной прочности достаточна.

8.10.11 Силы, действующие в зацеплении.

Окружное усилие на червяке (осевое усилие на колесе)

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = -F_{x2}; \quad F_{t1} = \frac{2 \times 40093.75}{125} = 641.5, \text{Н} \approx 642, \text{Н}.$$

Окружное усилие на колесе (осевое усилие на червяке)

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = -F_{x1}; \quad F_{t2} = \frac{2 \times 1283000}{320} = 8018.75, \text{ Н.} \approx 8019, \text{ Н.}$$

Радиальное усилие

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 8018.75 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 2818.825 \approx 2819, \text{ Н.}$$

8.10.12. Расчёт на жесткость червяка.

Прогиб вала червяка (см.рис.8.12)

$$y = \frac{R \ell^3}{48 E_1 I_{f1}} \leq [\bar{y}],$$

Принимаем: $\ell = d_{a2} = 360, \text{ мм}$; $R = \sqrt{8019^2 + 2819^2} = 8500, \text{ Н.}$,

$E_1 = 2.1 \times 10^5, \text{ МПа}$ - модуль упругости материала червяка;

$$I_{f1} = \frac{\pi \times d_{f1}^4}{64} = \frac{3.14 \times 101^4}{64} \approx 5105463, \text{ мм}^4 \text{ - момент инерции червяка;}$$

$[\bar{y}] = (0.005 \dots 0.01) m_s = 0.05 \dots 0.1, \text{ мм}$ - допускаемая величина прогиба.

$$y = \frac{8500 \times 360^3}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times 5105463} = 0.0077 \leq [\bar{y}] = 0.05 \dots 0.1$$

8.10.13. Тепловой расчёт редуктора.

Количество выделяемого тепла

$$W_{\text{выд}} = N_1 (1 - \eta) 10^3 = 8 \left(1 - 0.75 \right) \times 10^3 = 2000, \text{ Вт}$$

Количество отдаваемого тепла

$$W_{\text{отд}} = K_T (\bar{t} - t_0) A (1 + \psi), \text{ Вт.}$$

Здесь:

- $K_T = 10 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$ - коэффициент теплопередачи от корпуса редуктора в окружающую среду; принимаем $K_T = 14, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$;

- $\bar{t} = 60 \dots 90^\circ \text{C}$ - допускаемая температура масла в редукторе; принимаем $\bar{t} = 85^\circ \text{C}$;

- t_0 - температура окружающей среды; принимаем $t_0 = 20^\circ \text{C}$;

- A - площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора без учёта площади его дна, м^2 . В соответствии с рекомендациями п.8.8.15 $A = 0.784, \text{ м}^2$.

- $\psi = 0.2$ - коэффициент, учитывающий увеличение теплоотдачи через основание корпуса при установке редуктора на металлическую раму или плиту.

Отдаваемое количество тепла

$$W_{\text{отд}} = (10 \dots 17) \times (60 - 20) \times 0.784 \times (1 + 0.2) = 376.32 \dots 639.744, \text{вт.}$$

Должно выполняться условие теплового баланса, но в данном случае

$$W_{\text{выд}} > W_{\text{отд}}$$

Необходимо вводить искусственное охлаждение.

Расположим по пять рёбер с каждой стороны вдоль потока воздуха от вентилятора, крыльчатка которого насаживается на быстроходный вал червяка. При этом увеличивается не только поверхность охлаждения, но и коэффициент теплопередачи. Принимаем $K_T = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$. Тогда

$$W_{\text{отд}} = 30 \times (85 - 20) \times (0.784 + 0.5 \times 5 \times 0.350 \times 0.05 \times 2) \times 1.2 = 2039.81, \text{вт.}$$

Таким образом, добиваемся выполнения условия теплового баланса.

Контрольные вопросы.

1. Принцип работы и возможности червячной передачи.
2. Достоинства и недостатки червячной передачи.
3. Классификация червячных передач.
4. Геометрические и кинематические соотношения в червячной передаче.
5. Степени точности червячных передач.
6. Критерии работоспособности червячных передач.
7. Материалы червячной пары.
8. Расчёт на жесткость вала червяка. Почему он необходим?
9. Тепловой расчёт червячного редуктора. Почему он необходим?

9. Редукторы.

9.1. Назначение.

Системы передач образуют редукторы или мультипликаторы.

Мультипликатор это механизм с постоянным передаточным числом, от входа к выходу повышающий угловую скорость и понижающий вращающий момент.

Редуктор это механизм с постоянным передаточным числом, от входа к выходу понижающий угловую скорость и повышающий вращающий момент.

Поскольку конструкции этих механизмов в принципе одинаковы, в дальнейшем изложении будем речь вести о редукторах, имея в виду и редукторы, и мультипликаторы.

Назначение механизма – обеспечение заданной скорости движения выходного вала при требуемых нагрузках и условиях работы.

В случае необходимости регулирования скорости на выходном валу механизма его передаточное число можно сделать ступенчато изменяющимся за счёт пересопряжения некоторых зубчатых колёс. Пересопряжение зубчатых колёс обеспечивается либо переключением муфт, либо осевым смещением некоторых зубчатых колёс. При этом отдельные передачи и весь механизм

могут работать как в режиме редуктора, так и в режиме мультипликатора. Такие конструкции называются коробками скоростей.

9.2. Конструкция редукторов.

Редукторы состоят из:

- передач зубчатых, червячных, планетарных, волновых в различных комбинациях;
- валов, которые несут детали передач;
- опор валов – подшипников качения или скольжения;
- корпуса, обеспечивающего постоянство положения в пространстве деталей передач, их изоляцию от окружающей среды и хорошие условия для смазки.

Для удобства монтажа корпус редуктора выполняется разъемным, состоящим из двух – трёх частей. Для обеспечения эксплуатации на корпусе имеются:

- смотровые лючки для контроля состояния рабочих поверхностей зубьев передач;
- рым-болты или другие элементы для транспортировки редуктора;
- маслоуказатель для контроля уровня масла;
- отдушина для сообщения полости редуктора с атмосферой, чтобы поддерживать давление в его полости на уровне атмосферного;
- пробка для слива масла.

В качестве примера на рисунке 9.1. приведен редуктор, на котором показаны все эти элементы.

9.3. Классификация редукторов.

9.3.1. По принципу построения различают:

- рядовые редукторы с последовательным рядом передач, у которых оси вращения зубчатых колёс неподвижны;
- планетарные редукторы, у которых ось хотя бы одного колеса перемещается в пространстве.

9.3.2. По типу применяемых в редукторе передач различают редукторы:

- цилиндрические;
- конические;
- червячные;
- комбинированные: коническо-цилиндрические, червячно-цилиндрические, и т.п.;

9.3.3. По числу ступеней редукторы могут быть:

- одноступенчатые;
- многоступенчатые: двух-, трёх- и т.д., число ступеней всегда на единицу меньше числа валов.

9.3.4. По расположению валов в пространстве:

- горизонтальные – валы расположены в горизонтальной плоскости;
- вертикальные – сами валы горизонтальные, но следуют друг за другом в вертикальной плоскости;
- редукторы с вертикальными валами – оси вращения таких валов – вертикальные.

9.3.5. По взаимному расположению осей валов:

- развёрнутые: оси валов расположены последовательно друг за другом;
- соосные: оси вращения ведущего и ведомого валов совпадают.

В качестве примера на рисунке 9.2 приведены кинематические схемы некоторых типов редукторов.

9.3.6. Оптимизация конструкций редукторов при проектировании.

Оптимальной считается конструкция, которая занимает минимальный объём и создаёт наилучшие условия для обеспечения смазки зубчатых колёс. С этой точки зрения оптимальными (или близкими к ним) будут конструкции двухступенчатых редукторов, у которых равны диаметры зубчатых колёс первой и второй ступеней, а у трёхступенчатых редукторов равны диаметры колёс второй и третьей ступеней.

9.4. Смазка передач и подшипников редукторов.

В большинстве случаев в редукторах применяется картерная смазка: в корпус редуктора заливается масло из расчёта 0.3...0.7л/кВт передаваемой мощности в зубчатых редукторах и 0.7...1.0 л/кВт в червячных. При таком способе смазки тихоходные колёса погружаются в масло на 4...5 модулей, но не более чем на 1/3 диаметра колеса. Остальные элементы конструкции редуктора смазываются за счёт масляного тумана, возникающего при работе его передач.

Сорт масла подбирается по вязкости. При выборе смазочных материалов необходимо учитывать величину нагрузки и скорость движения. Вязкость смазки должна быть тем больше, чем больше нагрузка и меньше скорость.

В червячных редукторах для повышения противозадирных свойств в смазку добавляют жиры от 3 до 10%.

При малой скорости зубчатых колёс разбрызгивание смазки не обеспечивает смазки подшипников. Поэтому при окружных скоростях колёс до 2...3 м/с подшипники смазывают пластическими смазками. Для этого в расточку корпуса под подшипник со стороны полости редуктора ставятся мазеудерживающие шайбы, а в полость подшипника набивается консистентная (пластичная) смазка. Обычно она занимает 2/3 объёма расточки под подшипник.

9.5. Стандартные редукторы.

9.5.1. Общие сведения

Промышленностью выпускается серийно значительное количество редукторов (более 1.200.000) по различным кинематическим схемам.

Нужно отметить, что в настоящее время в РФ более 40% выпускаемых редукторов – червячные (в США 10...15%, в Германии до 7%). Так как КПД червячных передач низок, столь широкое их использование приводит к большим потерям мощности.

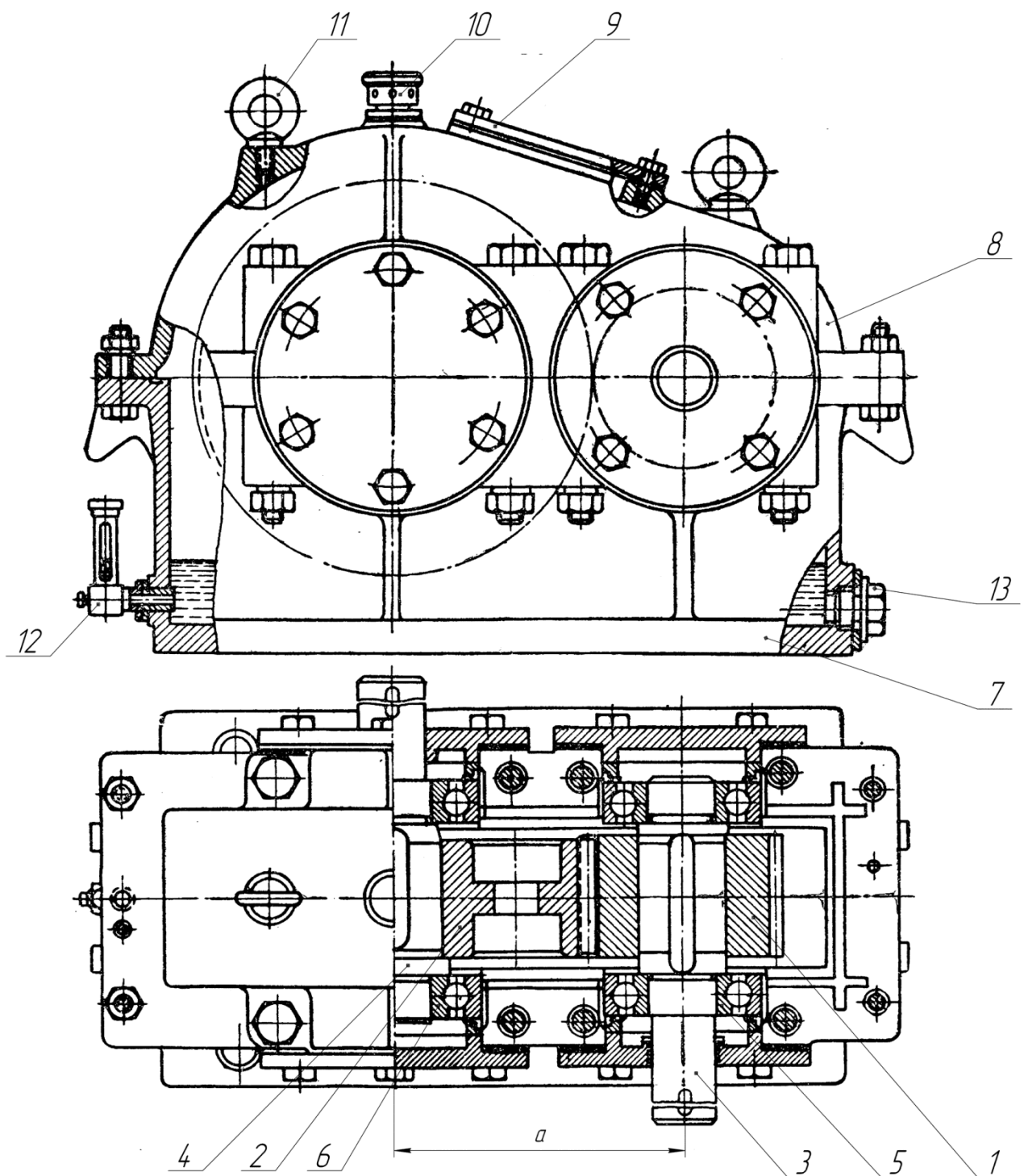


Рис.9.1. Цилиндрический одноступенчатый зубчатый редуктор.

Здесь: 1 - ведущая шестерня; 2 – ведомое колесо; 3 – ведущий вал; 4 – ведомый вал; 5 – опора ведущего вала; 6 – опора ведомого вала; 7 – корпус редуктора; 8 – крышка корпуса; 9 – смотровой лючок; 10 – отдушина; 11 – рым – болт; 12 – указатель уровня смазки; 13 – пробка для слива масла.

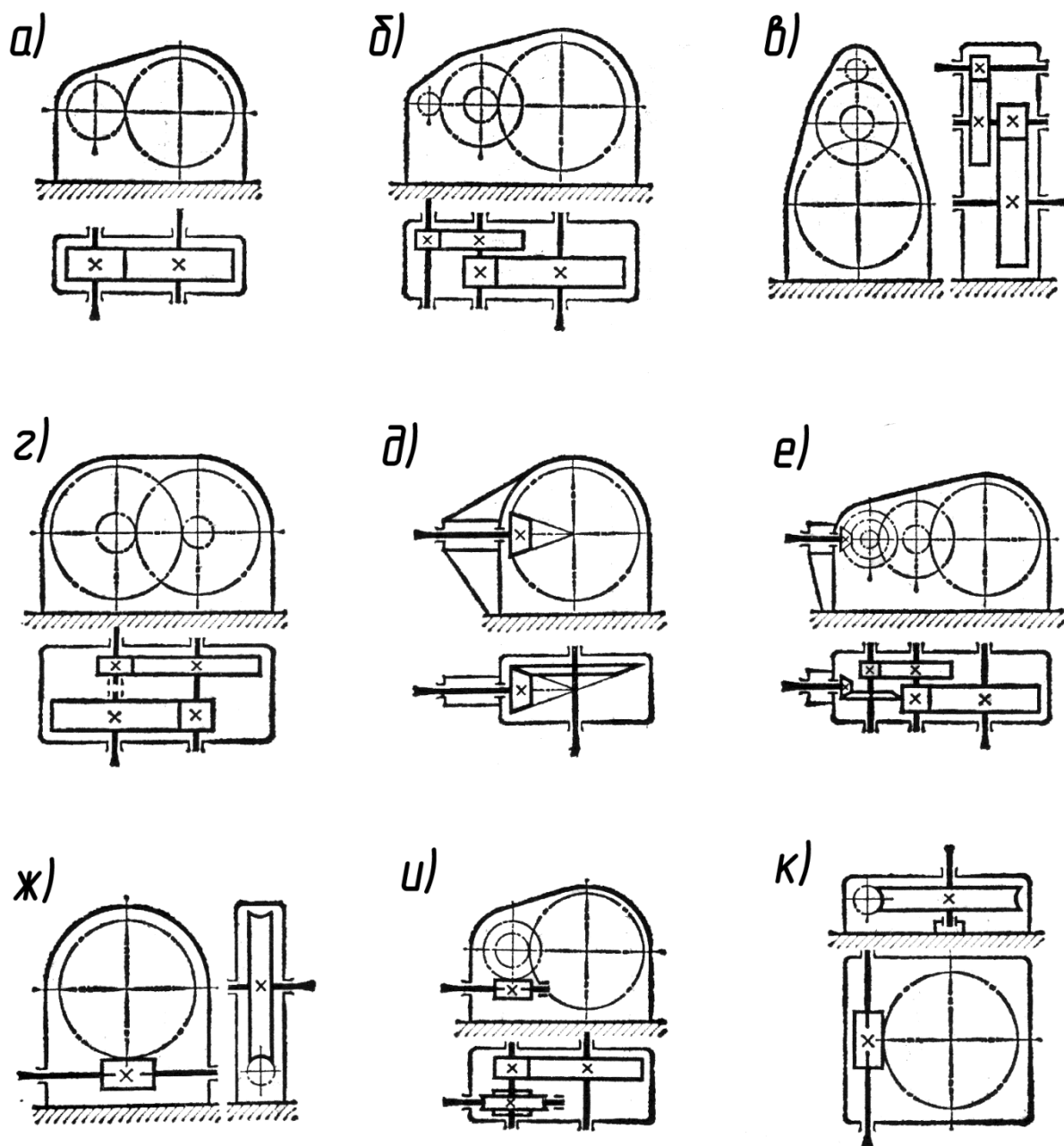


Рис. 9.2 Кинематические схемы некоторых типов редукторов.

а – цилиндрический одноступенчатый редуктор; б – цилиндрический двухступенчатый развёрнутый редуктор; в – вертикальный редуктор; г - цилиндрический соосный редуктор; д – конический одноступенчатый редуктор; е – коническо-цилиндрический трёхступенчатый редуктор; ж – червячный одноступенчатый редуктор; и – червячно-цилиндрический редуктор; к - червячный одноступенчатый горизонтальный редуктор

В серийных цилиндрических редукторах используется не только эвольвентное зацепление, но и зацепление Новикова, а в червячных - Архимедовы червяки и глобоидные.

Выпускаются серийно также агрегаты, состоящие из электродвигателя и редуктора – мотор-редукторы. Как правило, это асинхронный четырёхполюсный электродвигатель (т.е. с $n_c=1500$ об/мин), установленный на соосный, червячный, планетарный или волновой редуктор.

У серийных редукторов и у мотор-редукторов стандартный ряд передаточных чисел, межосевых расстояний, высот осей валов, размеров выходных концов валов, габаритных и присоединительных размеров, моментов на ведомом валу.

Поскольку редукторы выпускаются на продажу, их конструкции далеки от оптимальности. Поэтому, если в технических требованиях на создаваемую машину имеются ограничения по массе или габаритам, пользоваться ими нужно только после обязательной проверки.

9.5.2. Маркировка серийных редукторов

Полное обозначение серийных редукторов состоит из шести частей

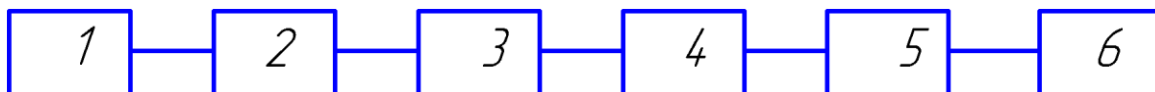


Рис. 8.3. Обозначение серийных редукторов.

1 – буквенно –цифровое обозначении типа редуктора и числа ступеней.

Здесь приняты такие обозначения:

- Ц – цилиндрический;
- К –конический;
- Ч – червячный;
- Пз – планетарный ;
- Вэ – волновой;
- Н – в редукторе применена передача Новикова.

Цифры после буквы – число ступеней (единица не пишется).

Иногда в обозначении появляется цифра впереди этих букв – это номер модернизации конструкции.

2 – главный параметр редуктора в мм.

В качестве главного параметра принимаются:

- для одноступенчатых цилиндрических и червячных редукторов - межосевое расстояние;
- для планетарных редукторов – делительный диаметр центрального колеса с внутренними зубьями или радиус расположения осей сателлитов;
- для волновых редукторов – начальный диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии;
- для конических одноступенчатых редукторов – делительный диаметр на наружном дополнительном конусе ведомого колеса;
- для любых многоступенчатых редукторов – межосевое расстояние тихоходной ступени.

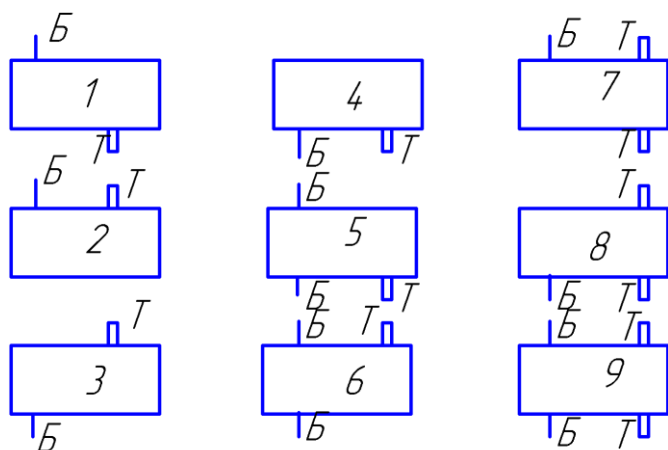
Иногда буква Н ставится после этой цифры.

3 – передаточное число редуктора.

Передаточные числа редукторов регламентируются стандартом и представляют собой два ряда чисел: первый ряд- 1; 1.25; 1.5; 2; 2.5..., второй ряд 1.125; 1.375; 1.75...

4 – вариант сборки редуктора.

Из одних и тех же деталей редуктор можно собрать по-разному. Отличительным признаком здесь является расположение выходных концов быстроходного Б и тихоходного Т валов. Например, одноступенчатый цилиндрический редуктор имеет девять вариантов сборки (рис.9.4). Каждая схема сборки имеет свой номер. Схемы сборки обычно приводятся в описании редуктора или нормали на него. Этот номер и указывается в



обозначении редуктора.

5 – форма выходного конца вала: К – конический; Ц – цилиндрический.

Иногда здесь указывают форму и входного, и выходного концов валов.

6 – климатическое исполнение по ГОСТ15150-69:

- У- для умеренного климата;
- Т – для тропического климата;
- О – общеклиматическое;

Рис.9.4. Схемы сборки одноступенчатого цилиндрического редуктора.

- Хл – для холодного климата;
- М – морское исполнение.

Вся территория страны разбита на зоны, поэтому здесь, кроме климатического исполнения, указывается зона эксплуатации.

Таким образом, обозначение редуктора КЦ2-125Н- 71-41 - К_{вх}Ц_{вых}-У1 расшифровывается следующим образом: редуктор коническо - цилиндрический (КЦ), двухступенчатый (2), межосевое расстояние тихоходной ступени - 125мм, передачи с зацеплением Новикова (Н), передаточное число редуктора - 71, вариант сборки - 41, выступающий конец входного вала – конический, выступающий конец выходного вала – цилиндрический, редуктор предназначен для умеренного климата, зона 1.

9.5.3. Выбор серийных редукторов

Серийные редукторы подбираются по передаточному числу, максимальному вращающему моменту на тихоходном валу, допускаемым радиальным усилиям на выступающих концах ведущего и ведомого валов при принятом режиме эксплуатации. Необходимо выполнение условий

$$T_{\text{ном}} \geq K_{\text{реж}} T_{\text{мах}} ; \quad R_{\text{ном}} \geq K_{\text{реж}} R_{\text{мах}} ,$$

где $T_{\text{ном}}$ и $R_{\text{ном}}$ - номинальные вращающий момент и радиальная нагрузка на выступающие концы валов, приводятся в характеристике редуктора для определённой продолжительности включения (ПВ%);

$T_{\text{мах}}$ и $R_{\text{мах}}$ - требуемые нагрузки на редуктор;

Коэффициент режима работы

$$K_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} K_{\text{ПВ}} K_{\text{с}} K_{\text{н}} K_{\text{рев}} (K_{\text{ч}})$$

где $K_{\text{дв}}$ - коэффициент, зависящий от вида двигателя;

$K_{\text{ПВ}}$ - коэффициент, зависящий от продолжительности включения привода (режима работы);

$K_{\text{с}}$ - коэффициент, зависящий от продолжительности работы в течение суток;

$K_{\text{н}}$ - коэффициент, зависящий от характера нагрузки и числа пусков в течение часа работы;

$K_{\text{рев}}$ - коэффициент, учитывающий реверсивность нагрузки;

$K_{\text{ч}}$ - коэффициент, который вводится специально для червячных редукторов, он учитывает расположение червяка относительно колеса.

Значения указанных коэффициентов принимаются по таблицам, приведенным в характеристике редуктора.

Если необходимые условия не выполняются, то нужно переходить к большему типоразмеру редуктора.

При подборе редуктора нужно помнить, что серийные редукторы допускают кратковременную двухкратную перегрузку, а радиальная нагрузка приложена в середине посадочного места выступающего конца вала.

Контрольные вопросы.

1. Назначение редукторов и мультипликаторов.
2. Элементы редуктора и их функциональное назначение.
3. Классификация редукторов.
4. Стандартные редукторы и их маркировка.
5. Выбор серийных редукторов.

10. Цепные передачи.

10.1. Общая характеристика.

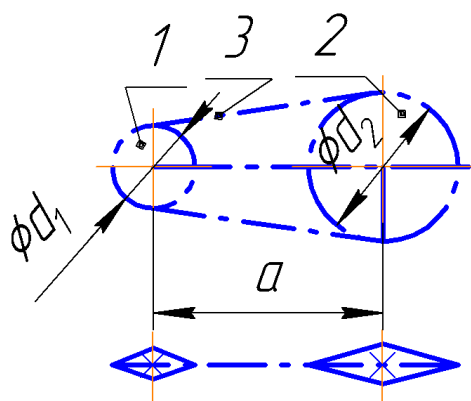


Рис.10.1. Цепная передача.

Цепная передача это передача зацеплением гибкой связью. Применяется при параллельных осях валов. Условное обозначение на кинематических схемах приведено на рисунке 10.1.

Состоит из звёздочек ведущей 1, ведомой 2 и соединяющей их цепи 3. Кроме этого цепная передача может иметь:

- устройство для натяжения цепи;
- смазочное устройство;
- защитное ограждение.

10.2. Достоинства передачи:

- значительные межосевые расстояния (до 8м);
- относительно малые габариты;
- отсутствие скольжения;
- достаточно высокий КПД;
- относительно небольшие нагрузки на валы;
- возможность передачи движения одной цепью нескольким ведомым звёздочкам.

10.3. Недостатки передачи:

- значительный износ в шарнирах и, как следствие, удлинение цепи, а значит необходимость применения натяжных устройств, роль которых всё время выбирать удлинение цепи;
- требуется высокая точность монтажа, так как несовпадение плоскостей звёздочек не допускается;
- скорость движения цепи не постоянна, пульсации скорости тем больше, чем меньше число зубьев звездочек;
- значительный шум в процессе работы, особенно при малых числах зубьев звёздочек и большом шаге цепи;
- высокая стоимость цепи.

10.4. Возможности цепной передачи в приводе.

Цепные передачи применяются в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, когда зубчатые передачи непригодны, а ремённые передачи ненадёжны.

Передаваемая мощность до 120 кВт, скорость до 15м/с. В специальных передачах скорость может достигать до 30м/с. КПД - 0.92...0.97.

Передача может быть как быстроходной, в этом случае её передаточное число до 8, так и тихоходной, в этом случае передаточное число лучше до 4. Применение цепной передачи как быстроходной предполагает жесткий корпус и хорошую постоянную смазку.

Долговечность цепей 3-5000 часов работы.

10.5. Приводные цепи.

10.5.1. Разновидности цепей

По назначению цепи делятся на:

- грузовые цепи для подвески и подъема грузов, применяются в грузоподъёмных машинах;
- тяговые цепи для перемещения грузов в транспортирующих машинах;
- приводные цепи для передачи механической энергии в приводах различных машин.

Конструирование цепных передач приводов рассматривается в курсе деталей машин.

В качестве приводных используются:

- **приводные роликовые цепи (ПР);**
- **приводные втулочные цепи (ПВ);**
- **приводные зубчатые цепи (ПЗ);**

- **фасоннозвенные цепи.**

Все эти цепи стандартизованы. Основным параметр – шаг цепи. Стандартный ряд шагов: 9.52; 12.7; 15.875; 19.05 ...

10.5.2. **Приводные роликовые и втулочные цепи.**

Пластинчатые роликовая и втулочная цепи представляют собой последовательный ряд наружных и внутренних звеньев шарнирно соединённых между собой (рис.10.2).

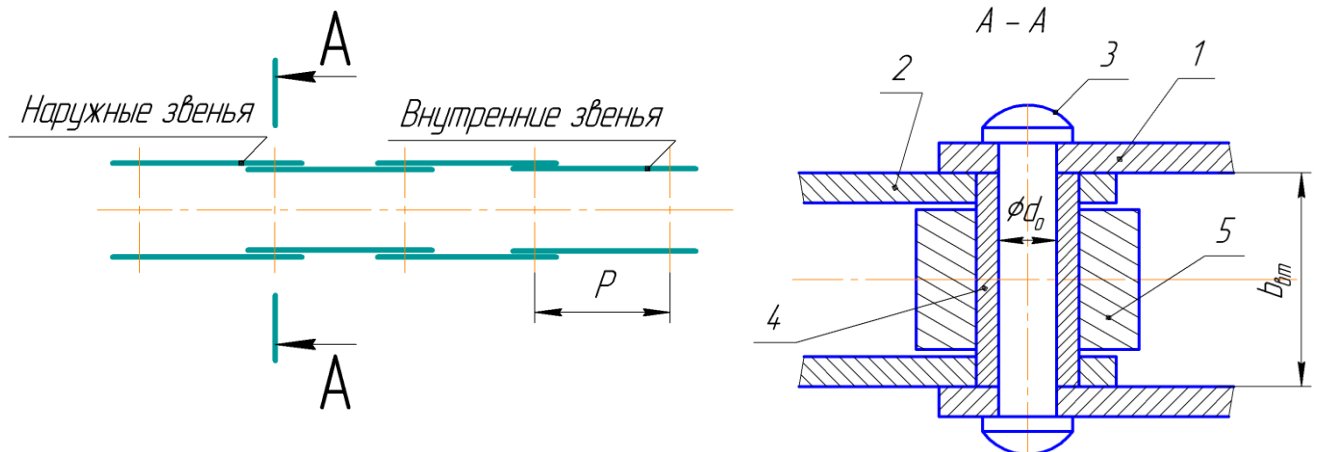


Рис.10.2. Роликовая цепь.

Пластины наружных 1 и внутренних 2 звеньев выполнены равнопрочными на растяжение в сечениях 1-1 и 2-2 (рис.10.3).

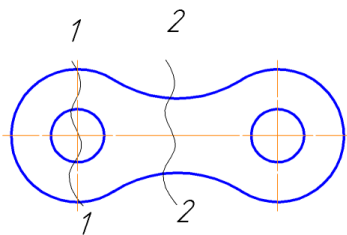


Рис.10.3. Пластина цепи.

Наружные пластины 1 жестко связаны с осью 3 (см. рис.10.2), а внутренние 2 жестко связаны со втулкой 4. На втулке свободно сидит ролик 5. Таким образом, при движении цепи ролик 5 катится по боковой поверхности зуба звёздочки.

Роликовые цепи могут быть облегчённые однорядные (ПРЛ), нормальные однорядные

(ПР), с изогнутыми пластинами (ПРИ), длиннозвенные облегчённые (ПРД), усиленные (ПРУ), двух (2ПР)-, трёх (3ПР)- и четырёхрядные (4ПР).

У втулочной цепи ПВ ролика нет. Поэтому её втулка скользит по рабочей поверхности зуба. В зависимости от передаваемой нагрузки приводные втулочные цепи изготавливают однорядными (ПВ) или двухрядными (2ПВ).

10.5.3. **Зубчатые цепи.**

Зубчатая цепь ПЗ в каждом звене имеет набор пластин 1 (рис.10.4), число которых определяет ширину цепи. Каждая пластина имеет два зуба и впадину между ними. Обычно угол вклинивания $\beta = 60^\circ$. Цепь охватывает звёздочку, ложится на неё сверху. Для того, чтобы цепь не соскальзывала со звёздочки она имеет направляющие пластины 4, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звёздочек.

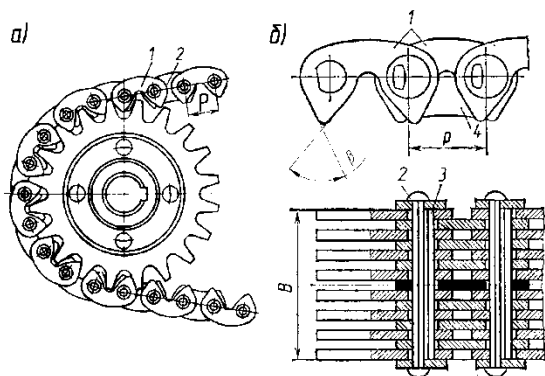


Рис.10.4. Зубчатая цепь.

Эти пластины движутся по специальной канавке посередине звёздочек. В отверстиях пластин каждого шарнира устанавливаются две призмы 2 и 3 с криволинейными рабочими поверхностями. Одна из призм соединяется с пластинами наружного звена, вторая – с пластинами соседнего внутреннего. Таким образом, при огибании звёздочки призмы перекатываются друг по другу криволинейными поверхностями.

Вследствие лучших условий зацепления с зубьями звёздочек эти цепи работают с меньшим шумом. Так как ширина цепи может быть любой, то их применяют для передачи больших мощностей. Но по сравнению с другими цепями эти цепи более тяжелые, сложнее в изготовлении и, значит, дороже. Поэтому их применение ограничено.

10.5.4. Фасоннозвенные цепи.

Различают два типа фасоннозвенных цепей: крючковые (рис.10.5а) и штыревые (рис.10.5.б).

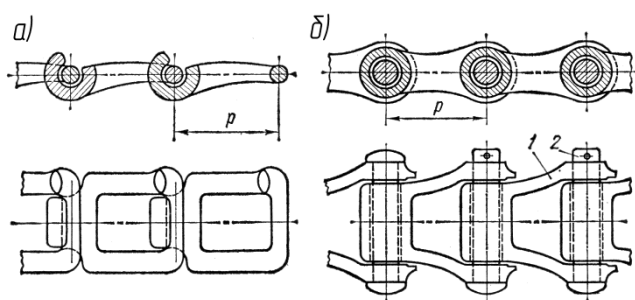
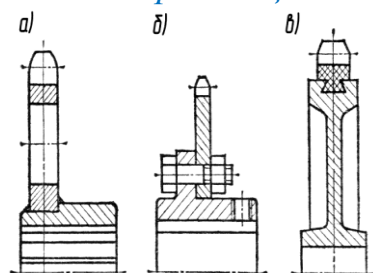


Рис.10.5. Фасоннозвенные цепи.

Крючковая цепь состоит из звеньев одинаковой формы, отлитых из ковкого чугуна или штампованных из полосовой стали 30Г без дополнительных деталей. Сборку и разборку этой цепи осуществляют путём взаимного наклона звеньев на угол 60° .

В штыревой цепи звенья 1 из ковкого чугуна соединяются зашплинтованными стальными осями (штырями) 2. Оба вида цепей применяют для передачи небольших мощностей при малых скоростях 3 – 4 м/с, обычно в условиях несовершенной смазки и защиты. Благодаря небольшой стоимости и лёгкости ремонта эти цепи широко применяют в сельхозмашинах.

10.6. Материалы цепей и звёздочек.



Пластины цепи – среднеуглеродистая или легированная сталь 45,50,40Х. 40ХН. Термообработка обычно закалка до HRC 40...50.

Оси, втулки, ролики - из цементируемых сталей 15,15Х,20,20Х и т.п. Обычно цементируются и закаливаются до HRC 45...65. Для звёздочек рекомендуется применять углеродистые или легированные стали марок 40,45, HRC50...60.

Рис.9.6. Конструкции звёздочек.

Для звёздочек тихоходных передач ($V \leq 3 \text{ м/с}$) можно использовать также серый или модифицированный чугун с твёрдостью поверхности до HB260...300.

При больших размерах ($d \geq 200$) звёздочки делают составными: центр из дешёвого материала, а к нему приваривают (рис.10.6.а) или крепят болтами венец из качественного металла (рис.10.6.б).

Перспективным является изготовление звёздочек из пластмасс, позволяющих уменьшить динамические нагрузки и шум передачи (рис.9.6.в).

10.7. Механика цепной передачи.

10.7.1. Кинематика передачи.

Средняя скорость цепи $V = \frac{znP}{60 \times 1000}, \text{ м/с}$. Это величина постоянная.

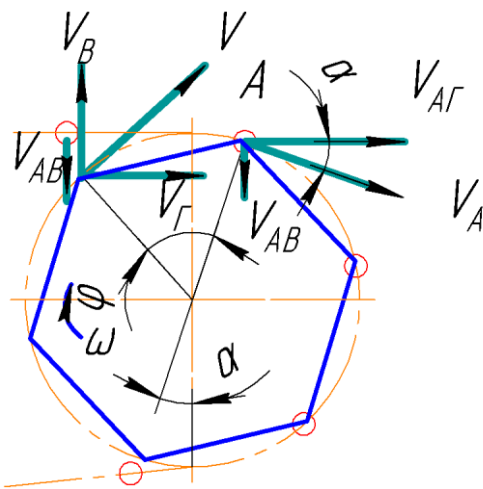


Рис.10.7. Кинематика цепи.

Так как скорость цепи на обеих звёздочках одинакова, то $V_1 = V_2$ или $z_1 n_1 = z_2 n_2$ и среднее передаточное

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

Звенья цепи, находясь в зацеплении с зубьями звёздочки, располагаются в виде сторон многоугольника (рис.10.7), в котором стороны равны шагу цепи, а число сторон равно числу зубьев Z звёздочки.

Скорость шарнира А равна окружной скорости звёздочки в точке, совпадающей с центром шарнира. Направлена она перпендикулярно радиусу этой точки. Её можно разложить на две составляющие: V_{AG} , направленную вдоль ветви цепи (условно горизонтальная), и V_{AB} , направленную перпендикулярно ветви цепи (условно вертикальная).

Составляющие скорости зависят от положения ведущего шарнира:

$$V_{AG} = V_A \cos \alpha; \quad V_{AB} = V \sin \alpha.$$

Здесь значение угла α изменяется в пределах $-\frac{\varphi}{2} \leq \alpha \leq +\frac{\varphi}{2}$.

Угол $(-\frac{\varphi}{2})$ соответствует моменту входа в зацепление шарнира А.

Угол $(+\frac{\varphi}{2})$ для этого же шарнира, но в момент входа в зацепление с зубом

звёздочки следующего шарнира; $\varphi = \frac{2\pi}{z}$.

Движение ведомой звёздочки определяется горизонтальной составляющей скорости V_{AG} . Но это величина переменная, поэтому мгновенное значение передаточного числа величина переменная ($u_{\text{мгн}} = \frac{z_2 \cos \alpha_2}{z_1 \cos \alpha_1}$).

Вертикальная составляющая скорости V_{AB} приводит к поперечным колебаниям ветвей цепи и к ударам шарнира цепи о зуб звёздочки в момент зацепления, так как в это время вертикальные составляющие скорости цепи и шарнира направлены навстречу друг другу (см.рис.10.7). Такие соударения приводят к шуму при работе передачи и являются одной из причин разрушения шарниров цепи и зубьев звёздочки, так как создают дополнительные динамические нагрузки.

Перечисленные отрицательные особенности работы цепи проявляются тем сильнее, чем больше шаг цепи и чем меньше число зубьев звёздочки. Обычно непостоянство передаточного числа не превышает 1...2%, а дополнительные динамические нагрузки составляют несколько процентов от окружной силы.

10.7.2. Основные геометрические параметры передачи.

Как отмечалось ранее, **основной параметр передачи – шаг цепи P** , он обязательно принимается по стандарту.

Для ведущей звёздочки при большой частоте вращения число зубьев z_1 можно определять по выражению

$$z_1 = 29 - 2u \approx 21...23$$

При средних частотах вращения принимается $z_1 = 17...19$, при малых – $z_1 = 13...15$. Принимая число зубьев z_1 , нужно учитывать рекомендации по предельной частоте вращения и по передаточному числу.

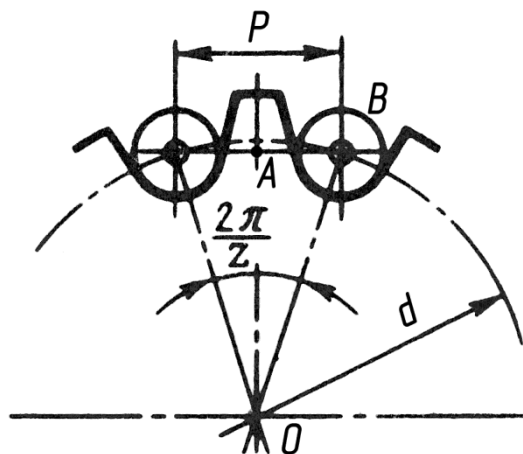


Рис.10.8. Диаметр звёздочки.

Число зубьев ведомой звёздочки
 $z_2 = z_1 u \leq 120$ для роликовой цепи,
 $z_2 \leq 140$ для зубчатой цепи.

Числа зубьев звёздочек лучше принимать нечётными.

Шарниры цепи располагаются по делительному диаметру звёздочки d (рис.10.8), величина которого из треугольника OAB $d = P / \sin(180/z)$.

Остальные размеры профиля зуба

и диаметры звёздочки определяются по соответствующим стандартам.

Межосевое расстояние a (см. рис.10.1) при проектировании цепной передачи определяется конструкцией, т.е. известно, хотя бы ориентировочно. Если величина его не определяется конструкцией, то можно принять

$$a_{\text{опт}} \approx (30 \dots 50)P, \quad a_{\text{max}} \approx 80P.$$

По принятому межосевому расстоянию определяется потребное число

звеньев цепи

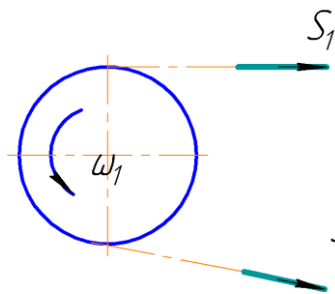
$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a}.$$

Полученная величина округляется до чётного числа (тогда соединительное звено будет прямым).

По принятому числу звеньев W уточняется межосевое расстояние

$$a = \frac{P}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Для обеспечения необходимого небольшого провисания ведомой ветви цепи полученное значение уменьшают на 0.2...0.4%.



10.7.3. Силы в цепной передаче

Натяжение ведущей ветви - S_1 , натяжение ведомой ветви - S_2 (рис.9.9). Полезная передаваемая нагрузка - F_t .

При таких обозначениях

$$S_1 = F_t + S_2$$

Рис. 10.9. Нагрузка на цепь.

$F_t = N / V$, где N - передаваемая мощность; V - скорость цепи.

$$S_2 = S_q + S_{\text{ц}},$$

где S_q - натяжение от силы тяжести ведомой ветви цепи;

$S_{\text{ц}}$ - натяжение от центробежной силы.

Натяжение цепи от провисания ведомой ветви $S_q = K_f a q g$.

Здесь:

- K_f - коэффициент провисания, зависящий от угла наклона линии центров цепной передачи к горизонту: для горизонтальных передач $K_f = 6$, для наклонных при угле наклона линии центров не более 40° $K_f = 3$, для вертикальных передач $K_f = 1$;

- a - длина ведомой ветви цепи, приблизительно она равна межосевому расстоянию;

- q – погонная масса цепи, берётся из стандарта;
- g – ускорение силы тяжести.

Натяжение от центробежной силы $S_{\text{ц}} = qV^2$. Оно становится существенным при скорости цепи более 5м/с.

10.7.4. Нагрузка на валы звёздочек.

Нагрузка на валы от работающей цепной передачи направлена по линии центров в сторону сопряженной звёздочки и принимается

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} F_{\text{т}},$$

где $K_{\text{в}}$ - коэффициент нагрузки вала, учитывающий характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи: при наклоне линии центров звёздочек к горизонту $0...40^\circ$ и спокойной нагрузке $K_{\text{в}} = 1.15$, при ударной нагрузке $K_{\text{в}} = 1.30$, при наклоне более 40° и спокойной нагрузке $K_{\text{в}} = 1.05$, при ударной нагрузке $K_{\text{в}} = 1.15$.

10.8. Критерии работоспособности цепных передач.

В процессе работы цепная передача может выйти из строя по следующим причинам:

- **износ шарниров цепи**; это основная причина выхода из строя, в результате износа цепь удлиняется, а это приводит к увеличению шага цепи и потере ею прочности, допускаемое удлинение составляет 1.5...2.5%;
- **усталостное разрушение** пластин по проушинам: чаще всего встречается у высокоскоростных, тяжело нагруженных втулочных и роликовых цепей, работающих в условиях хорошей смазки;
- **выкрашивание и раскалывание роликов**;
- **износ зубьев** звёздочек.

Основной критерий работоспособности – износостойкость шарниров цепи.

10.9. Расчёт цепной передачи.

Методик расчёта цепных передач достаточно много. Наиболее простой представляется нижеследующая.

10.9.1. Исходные данные

- передаваемая мощность N , кВт;
- передаточное число u ;
- частота вращения одной из звёздочек, например, n_1 , об/мин;
- условия и режим работы.

10.9.2. Выбрать тип цепи.

10.9.3. Выбрать шаг и число рядов цепи (всегда рекомендуем начинать с однорядной цепи).

10.9.4. Задаться Z_1 .

10.9.5. Определить d_1 .

10.9.6. Найти передаваемый цепью момент $T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{N}{n_1}$, Нмм.

10.9.7. Найти действующее на цепь окружное усилие $F_t = \frac{2T}{d_1}$.

10.9.8. Найти коэффициент эксплуатации, учитывающий реальные условия и режим работы

$$k_{\text{э}} = k_{\text{д}} k_{\text{а}} k_{\text{н}} k_{\text{рег}} k_{\text{с}} k_{\text{реж}} \leq 3,$$

где $k_{\text{д}}$ - коэффициент динамичности внешней нагрузки:

$k_{\text{д}} = 1$ при спокойной нагрузке, $k_{\text{д}} = 1.5$ при ударах;

$k_{\text{а}}$ - коэффициент межосевого расстояния:

$k_{\text{а}} = 1$ при $a = (30 \dots 50)P$,

$k_{\text{а}} = 0.8$ при $a = (60 \dots 80)P$,

$k_{\text{а}} = 1.25$ при $a \leq 25P$;

$k_{\text{н}}$ - коэффициент наклона передачи к горизонту:

$k_{\text{н}} = 1$, если наклон линии центров звёздочек не более 60° ,

$k_{\text{н}} = 1.25$, если наклон линии центров более 60° ;

$k_{\text{рег}}$ - коэффициент способа регулировки натяжения цепи:

$k_{\text{рег}} = 1$, если регулировка натяжной звёздочкой,

$k_{\text{рег}} = 1.25$, если нет регулировки;

$k_{\text{с}}$ - коэффициент, зависящий от способа смазки передачи:

$k_{\text{с}} = 0.8$, если картерная смазка или циркуляционная,

$k_{\text{с}} = 1$, если капельная смазка (20 кап/мин),

$k_{\text{с}} = 1.5$ и выше, если смазка периодическая;

$k_{\text{реж}}$ - коэффициент продолжительности работы передачи в течение суток:

$k_{\text{реж}} = 1$ при односменной работе,

$k_{\text{реж}} = 1.25$ при двухсменной работе,

$k_{\text{реж}} = 1.45$ при трёхсменной работе.

Если исходное неравенство не выполняется, то нужно изменить условия работы передачи.

10.9.9. Найти удельные давления в шарнире и сравнить их с табличными, полученными на основании опыта эксплуатации:

$$p = \frac{F_t k_{\text{э}}}{A} \leq [p].$$

Здесь A – опорная поверхность шарнира цепи: для роликовой и втулочной цепей $A = d_o b_{\text{вт}}$ (см.рис.10.2). Для стандартных цепей A приведено в соответствующем стандарте.

Если неравенство не выполняется, то нужно взять цепь с большим шагом или изменить условия работы.

10.9.10. Определить потребное количество звеньев цепи.

10.9.11. Определить фактическое межосевое расстояние.

10.9.12. В случае переменной нагрузки ($k_d \neq 1$) проверить

$$K = \frac{Q}{S_{\text{max}}} \geq [K],$$

Q – разрушающее усилие для принятой цепи, определяется по стандарту;

$S_{\text{max}} = k_d F_t + S_2$ – максимальная нагрузка на цепь.

$[K] \geq 6$ – коэффициент запаса прочности, принимается по таблице для данной цепи.

10.9.13. При скорости цепи более 10 м/с выполняется проверка по максимальному числу оборотов, частоте и энергии ударов в момент входа в зацепление.

10.9.14. Конструировать ведущую и ведомую звёздочки.

10.9.15. Определить нагрузку на валы звёздочек.

10.10. Пример П18.

10.10.1. Задание.

Рассчитать цепную передачу по следующим данным:

- передаваемая мощность (мощность на ведущей звёздочке) $N_1 = 7, \text{ кВт}$;
- передаточное число $u = 3$;
- частота вращения ведущей звёздочки $n_1 = 150, \text{ об/мин}$;
- передача устанавливается после редуктора и работает в одну смену в условиях закрытого отапливаемого помещения в приводе планшайбы;
- межосевое расстояние ориентировочно $a = 720, \text{ мм}$ (получено из компоновки привода);
- угол наклона передачи к горизонту -25° (получено из компоновки привода);
- коэффициент динамичности внешней нагрузки $k_d = 1.3$.

10.10.2. Выбираем тип цепи

По стандарту принимаем цепь ПР-38.1-10000, т.е. однорядную роликую цепь с шагом $P=38.1, \text{мм}$, разрушающим усилием $Q=100, \text{кН}$, погонным весом цепи $q=55, \text{Н/м}$.

10.10.3. Задаёмся $z_1=17$.

10.10.4. Диаметр ведущей звёздочки

$$d_1 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{38.1}{\sin \frac{180}{17}} = 207.358, \text{мм}$$

10.10.5. Передаваемый цепью момент

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{N_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7}{150} = 445667, \text{Нмм}$$

10.10.6. Действующее на цепь окружное усилие

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 445667}{207.358} = 4298.597 \approx 4299, \text{Н}.$$

10.10.7. Коэффициент эксплуатации, учитывающий реальные условия и режим работы

$$k_{\text{э}} = k_d k_a k_n k_{\text{рег}} k_c k_{\text{реж}} \leq 3,$$

где $k_d=1.3$ - коэффициент динамичности внешней нагрузки (см. исходные данные);

$k_a=1.25$ - коэффициент межосевого расстояния;

$k_n=1$ - коэффициент наклона передачи к горизонту;

$k_{\text{рег}}=1$ - коэффициент способа регулировки натяжения цепи (принимаем, что в данной конструкции регулировка натяжения цепи будет осуществляться натяжной звёздочкой);

$k_c=1.5$ - коэффициент, зависящий от способа смазки передачи (принимаем, что в данной конструкции смазка цепной передачи будет периодической);

$k_{\text{реж}}=1$ - коэффициент продолжительности работы передачи в течение суток (см. исходные данные)

$$k_{\text{э}} = 1.3 \times 1.25 \times 1 \times 1 \times 1.5 \times 1 = 2.4375 < 3$$

10.10.8. Удельные давления в шарнире

$$p = \frac{F_t k_{\text{э}}}{A} \leq [p]$$

Здесь: $A=376, \text{мм}^2$ - по стандарту для цепи ПР-38.1-10000 ;

Из [5] имеем $[p]=22.7, \text{МПа}$, поэтому

$$p = \frac{4299 \times 2.4375}{376} = 27.869, \text{МПа} \geq [p] = 22.7$$

Для того, чтобы уменьшить удельное давление в шарнире цепи, изменим условия смазки: принимаем, что смазка цепи будет капельная, а не периодическая (придётся при конструировании цепной передачи предусмотреть

устройство для обеспечения капельной смазки). Тогда $k_c = 1$ и, соответственно,

$$k_9 = 1.3 \times 1.25 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 1.625 < 3;$$

$$p = \frac{4299 \times 1.625}{376} = 18.579 < [p] = 22.7, \text{ МПа}.$$

10.10.9. Требуемое число звеньев цепи

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a} = \frac{17 + 51}{2} + \frac{2 \times 720}{38.1} + \left(\frac{51 - 17}{2 \times 3.14} \right)^2 = 101.1068$$

Принимаем $W = 102$.

10.10.10. Фактическое межосевое расстояние

$$a_\phi = \frac{P}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{38.1}{4} \times \left(102 - \frac{17 + 51}{2} + \sqrt{\left(102 - \frac{17 + 51}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{51 - 17}{2 \times 3.14} \right)^2} \right) = 1278.763, \text{ мм}$$

10.10.11. Проверка по коэффициенту запаса прочности

Поскольку $k_d \neq 1$ проверяем

$$K = \frac{Q}{S_{\max}} \geq [K]$$

где, $Q = 100000, \text{ Н}$ – разрывное усилие цепи;

$S_{\max} = k_d F_t + S_2$ – максимальное натяжение ветви цепи;

$F_t = 4299, \text{ Н}$ – передаваемое окружное усилие;

$S_2 = S_q + S_{\pi}$ – натяжение ведомой ветви цепи

где $S_q = K_f a q$ – натяжение от силы тяжести ведомой ветви цепи;

Здесь:

- $K_f = 6$ – т.к. передача горизонтальная;

- $a = 1278.763, \text{ мм}$ – длина ведомой ветви цепи, приблизительно она равна межосевому расстоянию (см. п. 10.10.10);

- $q = 55, \text{ Н/м}$ – погонная масса цепи, берётся из стандарта (см. исходные данные);

$$S_q = 6 \times 1.278763 \times 55 = 421.991, \text{ Н};$$

- скорость цепи $V = \frac{z n P}{60} = \frac{17 \times 150 \times 0.0381}{60} = 1.619, \text{ м/с} < 5, \text{ м/с}$ поэтому

натяжение от центробежной силы S_{π} несущественно и им пренебрегаем.

$$S_{\max} = 1.3 \times 4299 + 421.991 \approx 6251, \text{ Н}.$$

$[K] = 6$, принимается по справочнику [5].

Таким образом,
$$K = \frac{100000}{6251} = 15.997 > 6.$$

10.10.12. Нагрузка на валы звёздочек

Нагрузка на валы от работающей цепной передачи направлена по линии центров в сторону сопряженной звёздочки и принимается

$$F_B = K_B F_t = 1.15 \times 4299 \approx 4944, \text{ Н}$$

где $K_B = 1.15$ - коэффициент нагрузки вала.

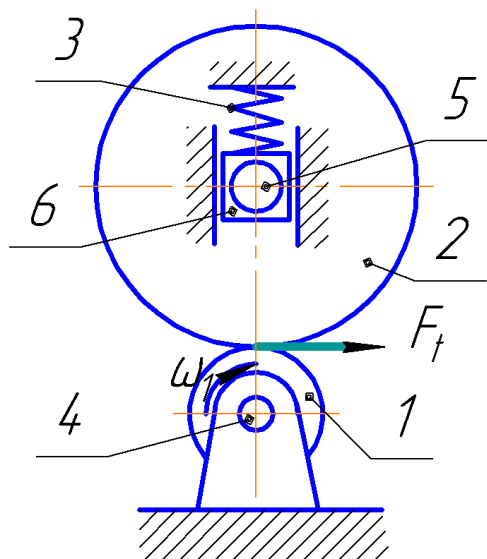
Контрольные вопросы.

1. К какой категории передач относится цепная передача?
2. Устройство и принцип работы цепной передачи.
3. Достоинства и недостатки цепной передачи.
4. Возможности цепной передачи в приводном устройстве.
5. Устройство приводной роликовой и втулочной цепи.
6. Устройство приводной зубчатой цепи.
7. Материалы цепей и звёздочек.
8. Кинематика цепной передачи. Как сказывается число зубьев ведущей звёздочки на скорости и равномерности движения цепи?
9. Геометрические параметры двухзвёздной цепной передачи.
10. Натяжение ветвей цепи в передаче.
11. Критерии работоспособности цепных передач.
12. Алгоритм расчёта цепной передачи.

11. Фрикционные передачи.

11.1. Принцип работы.

Фрикционные передачи это передачи непосредственного контакта на основе сил трения. В общем случае передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 катков, прижимаемых друг к другу пружинами 3 (рис.11.1). Ось ведущего вала 4 неподвижна в пространстве. Опоры ведомого вала 5 установлены в камнях 6 и могут перемещаться под действием пружин 3. Таким образом, в процессе работы между катками возникает сила трения $F_{тр}$.



При передаче вращающего момента T и диаметре ведущего катка d_1 возникает окружное усилие $F_t = \frac{2T}{d_1}$. Очевидно, что

для

нормальной работы необходимо, чтобы Рис.11.1. Фрикционная передача. выполнялось условие $F_{тр} \geq F_t$.

Обычно вводят запас сцепления β , тогда $F_{тр} \geq \beta F_t$.

Коэффициент запаса $\beta = 1.25 \dots 1.5$ в силовых передачах, $\beta \geq 3 \dots 5$ в приборах.

11.2. Особенности работы фрикционных передач.

11.2.1. Как известно сила трения $F_{тр} = Qf$, где Q - усилие прижатия катков друг к другу, f - коэффициент трения. Для быстроходных силовых передач, работающих в масляной ванне $f = 0.04 \dots 0.07$. Для передач, работающих всухую $f = 0.15 \dots 0.2$.

По условию работоспособности $Qf \geq \beta F_t$ отсюда $Q = \frac{\beta F_t}{f}$.

Это и есть первая особенность передач на основе трения: **сила прижатия**, т.е. обслуживающее усилие, значительно больше полезного передаваемого усилия.

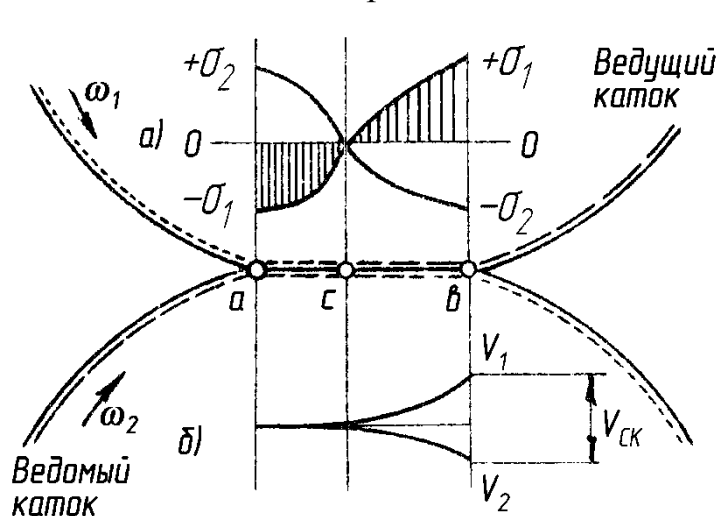
11.2.2. Вторая особенность заключается в том, что этим передачам присуще скольжение. Оно проявляется в отставании ведомого колеса от ведущего. Скольжение вызывает износ катков, нагрев, потерю части передаваемой мощности, т.е. снижение КПД.

Скольжение может быть упругим и геометрическим.

Упругое скольжение.

Ведомый каток прижимается к ведущему катку усилием Q . Значит, поверхности катков в зоне контакта деформированы и там образовалась площадка шириной ab (рис.11.2.).

Под действием сил трения на площадке контакта (а это тормоз для ве-



дущего катка) элементы обода ведущего катка подходят к ней сжатыми, а уходят растянутыми. Для ведомого катка всё наоборот: силы трения тянут его за собой, поэтому элементы его обода на подходе к площадке контакта растянуты, а на выходе – сжаты.

Таким образом, на -пряжения в поверхностных слоях катков при прохождении через площадку кон-

Рис.11.2. Упругое скольжение катков.

такта меняют знак (см.рис.11.2.а). Это изменение знака начинается не сразу после встречи, а от точки С, в которой силы трения становятся меньше приложенного усилия. Деформации поверхностных слоёв катков приводят к тому, что они начинают проскальзывать относительно друг друга(см.рис11.2.б). Скорость скольжения нарастает от точки С до максимума в точке В.

Упругое скольжение присуще всем передачам на основе трения. Вели-

чина его зависит от характеристик упругости материала деталей передачи и передаваемого окружного усилия.

Геометрическое скольжение.

Геометрическое скольжение возникает вследствие неодинакового изменения скорости у ведущего и ведомого катков по длине линии контакта. Например, у лобовой передачи (рис.11.3.а) окружные скорости ведущего и ве-

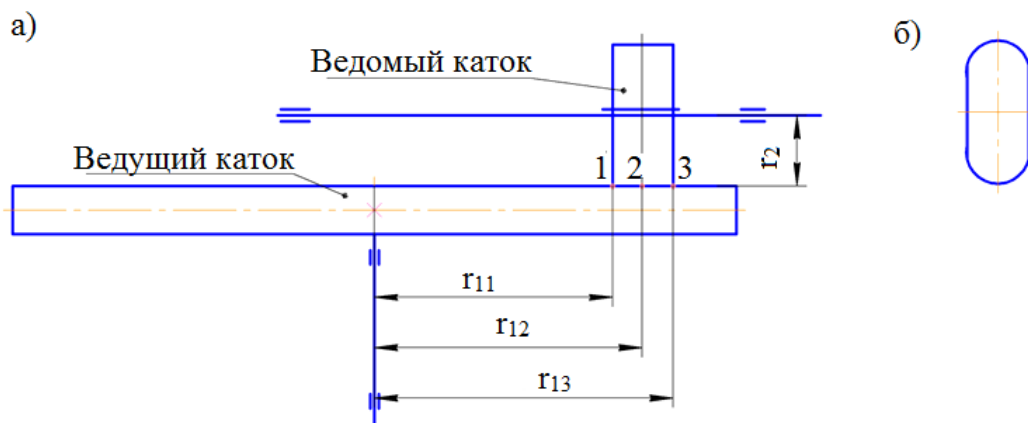


Рис.11.3. Лобовая фрикционная передача (лобовой вариатор).

домого катков одинаковы только в точке 2 линии контакта. Разница скоростей точек 1 и 3 обуславливает геометрическое скольжение. Его можно максимально уменьшить, если обеспечить линию контакта минимальной длины (рис.11.3.б), но тогда уменьшается площадь контакта и увеличиваются напряжения в зоне контакта.

Таким образом, геометрическое скольжение зависит больше всего от конструкции элементов передачи.

Скольжение во фрикционных передачах учитывается введением коэффициента скольжения $\varepsilon = 0.01 \dots 0.03$.

11.3. Классификация фрикционных передач.

- в зависимости от взаимного расположения осей валов:
 - цилиндрические, когда оси вращения валов параллельны;
 - конические или лобовые, когда оси валов пересекаются ;
- в зависимости от возможности регулировать передаточное число:
 - с постоянным передаточным числом;
 - с регулируемым передаточным числом, в этом случае у фрикционных передач оно плавно изменяется, поэтому говорят о бесступенчатом регулировании, для этого применяются специальные механизмы – вариаторы;
- в зависимости от условий работы выделяют:
 - передачи, работающие в масле, - закрытые передачи, у этих передач коэффициент трения $f \approx 0.04 \dots 0.07$;
 - передачи, работающие всухую – открытые передачи, у которых коэффициент трения $f \approx 0.15 \dots 0.35$.

11.4. Достоинства, недостатки и возможности передачи.

11.4.1. Достоинства передач:

- простота конструкции;
- относительная равномерность и бесшумность вращения;
- возможность работать при больших скоростях (до 50м/с);
- возможность преобразования вращательного движения в поступательное (колесо и дорога, металлургическая промышленность);
- возможность бесступенчатого регулирования скорости на ходу под нагрузкой.

11.4.2. Недостатки передач:

- износ рабочих поверхностей катков – следствие скольжения;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- невозможность получения точных передаточных чисел;
- нельзя применять передачи там, где требуется жёсткая кинематическая связь между ведущей и ведомой деталями.

11.4.3. Возможности передачи:

Передачи с постоянным передаточным числом в качестве силовых применяются в машиностроении очень редко. Основное их применение в различных приборах.

Передачи с регулируемым передаточным числом – вариаторы применяются довольно широко.

В силовых вариаторах обычно мощности не более 20...25кВт (в многодисковых вариаторах – до 40кВт); скорости до 25 м/с; КПД 0.88...0.93 для закрытых передач и 0.68...0.86 для открытых.

11.5. Некоторые типы вариаторов.

Вариаторы могут быть выполнены по разным схемам (рис.11.4).

Вариаторы с раздвижными конусами (рис.11.4.в), торовый (рис.11.4.д), двухконусный (рис.11.4.е) имеют промежуточное звено. Регулирование таких вариаторов осуществляется одновременным изменением рабочих радиусов ведущего и ведомого катков передачи. У шарового вариатора (рис.11.4.г) изменяются рабочие радиусы промежуточного звена. Промежуточное звено может быть различным: жестким с постоянными размерами, гибким – ремень или цепь.

Все эти вариаторы одноступенчатые. Их диапазон регулирования обычно $D \leq 4$. Возможно применение двухступенчатых вариаторов, например, двухступенчатый лобовой (рис.11.4.ж). или вариаторов с наборами ведущих и ведомых деталей, например дисковый вариатор (рис.11.4.и). В этой конструкции для передачи большой мощности используется принцип многопоточности (число пар дисков может достигать до 100), а изменение передаточного числа осуществляется перемещением ведущего вала относительно ведомого в направлениях указанных стрелками. При этом изменяются и рабочий диа

метр, и межосевое расстояние. Диапазон регулирования таких вариаторов обычно $D \leq 8$.

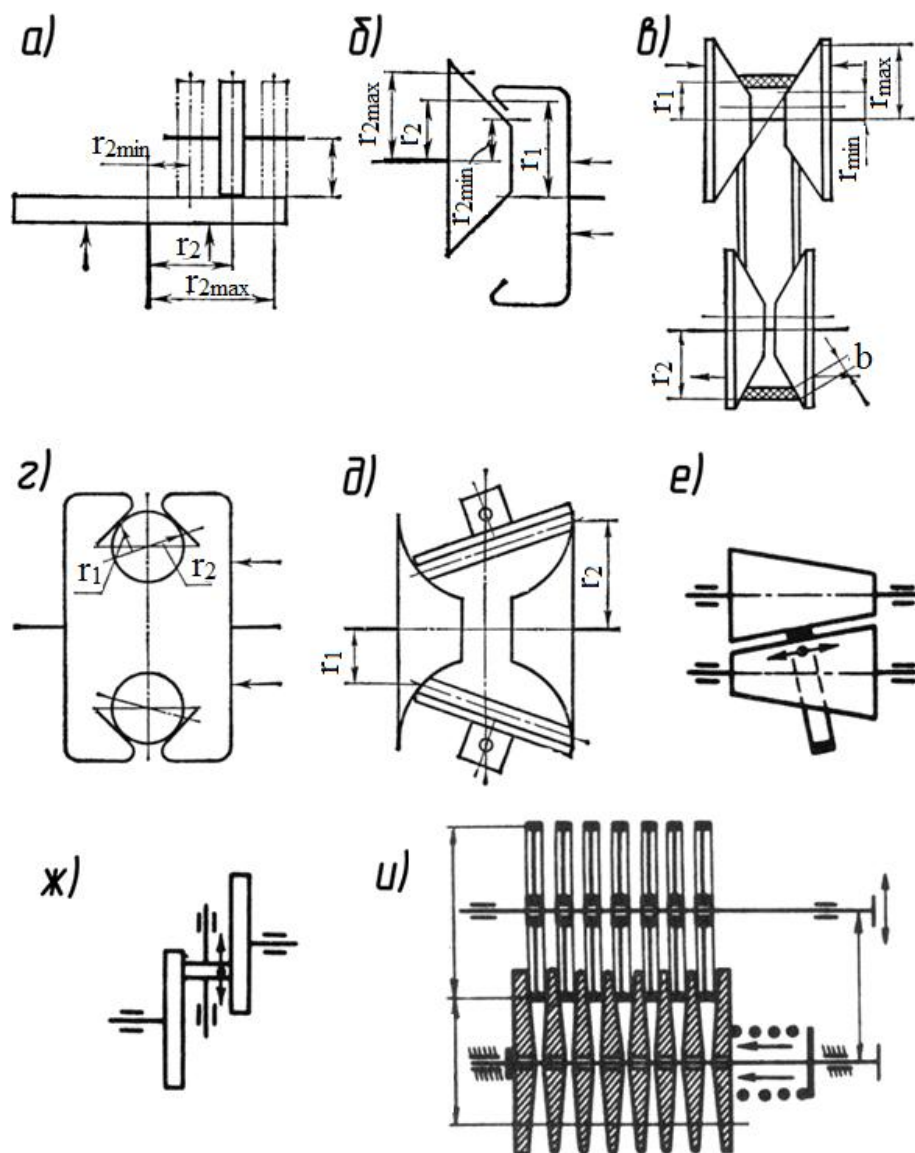


Рис.11.4. Некоторые типы вариаторов.

11.6. Причины выхода из строя и критерии работоспособности.

Фрикционные передачи выходят из строя по следующим причинам:

- **усталостное выкрашивание** рабочих поверхностей катков: характерно в основном для закрытых передач, работающих в условиях обильной смазки, следствие прижатия катков друг к другу;
- **задиры**: вследствие пробоя масляной плёнки на рабочей поверхности катков возникает их непосредственный контакт, затем схватывание с последующим отрывом схватившихся частиц от одной из поверхностей;
- **износ**: следствие скольжения и пробуксовки, характерен для всех передач (особенно для открытых).

Все виды разрушения зависят от величины контактных напряжений. Поэтому основной критерий работоспособности — контактная выносливость элементов передач. Для борьбы с задирами применяется специальная противозадирная смазка.

11.7. Материалы катков.

Применяемые для изготовления катков материалы должны быть износостойкими и с высоким коэффициентом трения. Обычно применяют следующие сочетания:

- сталь по стали: оба катка из закалённой стали, обычно стали 40ХН, 18ХГТ и т.п., закалка до твёрдости 50...60HRC, применяют для закрытых передач, работающих в масле, коэффициент трения $f \approx 0.04...0.07$;
- текстолит, гетинакс и т.п. по стали: обычно в кинематических передачах, коэффициент трения $f \approx 0.2...0.25$;
- чугун по стали или чугун по чугуну: в открытых тихоходных передачах, коэффициент трения $f \approx 0.15...0.2$.

При разных материалах катков менее прочным всегда делают ведущий каток, во избежание образования задиров и лысок на ведомом катке при его пробуксовке.

11.8. Расчёт фрикционных передач.

Один из вариантов методики проектного расчёта фрикционных передач следующий:

- по условиям и режиму работы выбрать материалы катков и определить коэффициент трения для принятой трущейся пары;
- из условия передачи требуемого момента определить необходимое усилие прижатия катков друг к другу;
- по полученному усилию прижатия из расчёта на контактную выносливость определить размеры катков;
- по усилию прижатия определить размеры остальных элементов передачи (валов, опор, пружин и т. п.);
- сконструировать пе

Контрольные вопросы.

1. К какой категории передач относится фрикционная передача? Принцип работы фрикционной передачи.

2. Особенности работы фрикционной передачи.

3. Достоинства и недостатки фрикционной передачи.

4. Возможности фрикционной передачи в приводном устройстве.

5. Вариаторы: назначение и разновидности, основные характеристики вариаторов.

6. Критерии работоспособности фрикционных передач.

7. Материалы катков.

8. Расчёт фрикционных передач.

12. Ремённые передачи.

12.1. Принцип работы.

Ремённые передачи это передачи на основе трения гибкой связью. В общем случае передача состоит из (рис.12.1): 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень; 4 - ограждение (не показано на рисунке); 5- натяжное устройство (не показано на рисунке).

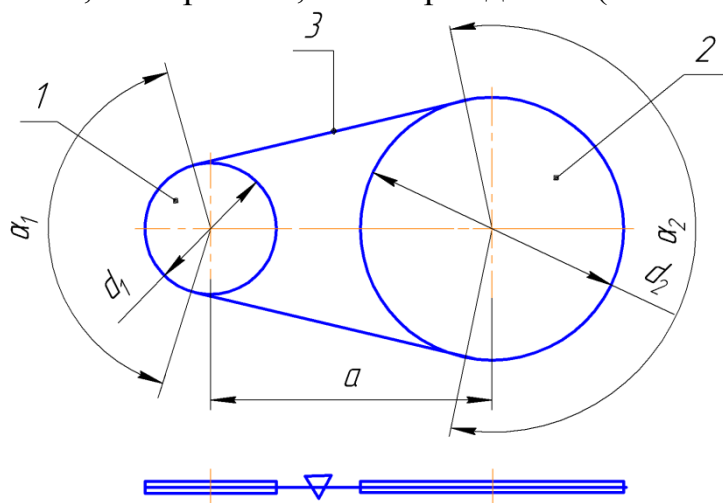


Рис.12.1. Ремённая передача, кинематическая схема.

Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между шкивом и ремнём. Силы трения появляются как результат прижатия ремня к шкиву при натяжении ремня. Поэтому в этой передаче натяжное устройство является обязательным.

Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между шкивом и ремнём. Силы трения появляются как результат прижатия ремня к шкиву при натяжении ремня. Поэтому в этой передаче натяжное устройство является обязательным.

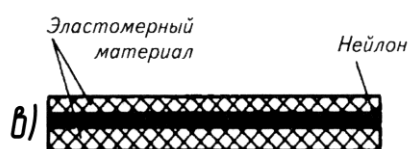
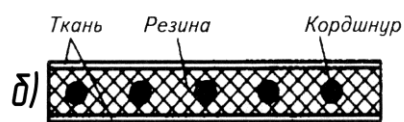
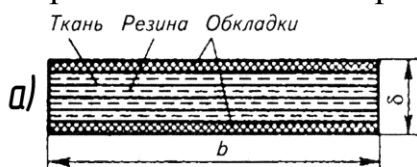
12.2. Разновидности ремённых передач.

Ремённые передачи различаются в зависимости от формы поперечного сечения ремня.

12.2.1. Плоскоремённая передача

В поперечном сечении ремня – прямоугольник (рис.12.2).

В среднескоростных передачах используют резинотканевые ремни: каркас ремня составляют прокладки из кордовой или из синтетических тканей,



между которыми имеются прослойки из резины. Часто из резины выполняются обкладки. Они увеличивают коэффициент трения между ремнем и шкивом и срок службы ремня. В кордошнуровых ремнях имеются шнуры из синтетической ткани. Это повышает их несущую способность и даёт возможность применять их при скоростях до 40м/с.

В последнее время промышленность начинает выпускать плоские ремни (синтетические) в виде замкнутой ленты определённой длины. Это позволяет значительно повысить долговечность и скорость ремня.

Рис.12.2. Плоские ремни.

Большое влияние на работу передачи оказывает соединение концов ремня. Возможны сшивка, склейка, металлическое скрепление концов.

12.2.2. Клиноремённая передача.

В поперечном сечении ремня – равнобочная трапеция (рис.12.3.а). На уровне нейтральной оси 1- расположены несколько слоёв кордовой ткани 2,

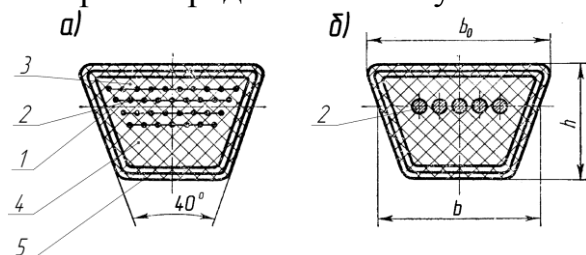


Рис.12.3. Клиновые ремни.

которые определяют тяговую способность ремня, выше и ниже кордоткани слоёв резины: 3 – слой растяжения, 4 – слой сжатия. Тканевая обёртка 5 увеличивает прочность ремня и предохраняет его от износа. Вместо кордоткани в качестве несущего элемента может использоваться кордошнур (поз.2 на рис.12.3.б).

Для передач общего назначения по стандарту выпускают шесть типоразмеров клиновых ремней Z, А, В, С, D, Е, отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры ремня в сечениях увеличиваются от Z к Е.

Кроме того, в зависимости от соотношения b/h различают:

- $b/h = 1.4$ – нормальные ремни;
- $b/h = 1.05 \dots 1.1$ – узкие ремни;
- $b/h = 2 \dots 4$ – широкие ремни.

Для работы на шкивах малых диаметров выпускаются ремни с зубьями на внутренней стороне ремня, на слое сжатия.

Ремни выпускаются в виде колец определённой длины. В стандарте приводятся длины колец по нейтральному слою от 400 до 5000 мм.

Благодаря трапецеидальной форме сечения, ремни заклиниваются в канавке шкива. Следовательно, их тяговая способность выше, чем у плоскоремённой передачи.

12.2.3. Передача поликлиновым ремнём.

Ремни имеют продольные клиновые выступы на внутренней стороне (рис.12.4).

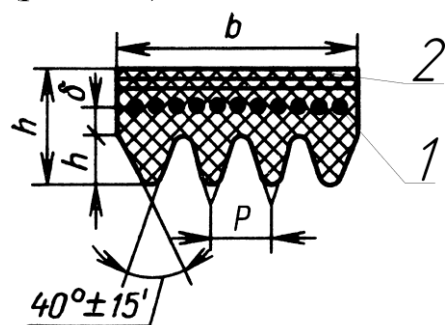


Рис.12.4. Поликлиновые Ремни.

Несущий слой – кордошнур или синтетические шнуры 1, а также имеются несколько слоёв диагонально расположенной ткани 2, придающей ремню большую поперечную жесткость. Выпускаются в виде колец определённой длины трёх типоразмеров поперечных сечений К, Л, М. Эти ремни сочетают в себе повышенное сцепление клиновых ремней и гибкость плоских, вследствие чего работают при более высоких скоростях, на шкивах диаметром меньше, чем у клиновых ремней.

12.2.4. Зубчато – ремённые передачи.

Зубчатый ремень представляет собой ленту с зубьями на внутренней поверхности (рис.12.5).

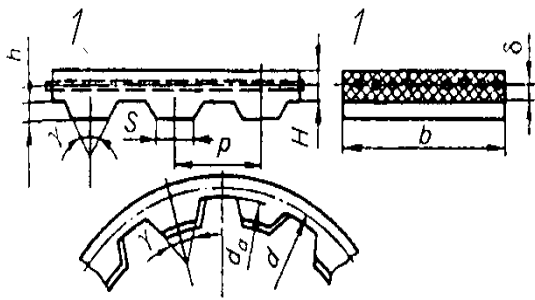


Рис.12.5. Зубчатые ремни.

Несущий слой ремня выполнен из стального проволочного троса или шнура из синтетического материала 1 и эластичного связующего материала. Для повышения долговечности зубья ремня покрывают нейлоновой тканью. Зубья ремня входят в зацепление с соответствующими зубьями шкива и таким образом передаётся нагрузка. Фактически это передача зацеплением гибкой связью.

Но она сочетает в себе все преимущества передач зацеплением (высокая нагрузочная способность, долговечность, отсутствие скольжения, небольшие нагрузки на валы и опоры) и передач на основе трения (плавность, бесшумность, отсутствие необходимости в смазке).

12.2.5. Круглоремённые передачи

В поперечном сечении ремня – круг, квадрат, прямоугольник. Изготавливаются из хлопчатобумажной ткани, пластмасс, кожи, резины, шёлка. Несущая способность - низкая. Основное применение в приборах и различных бытовых машинах. Чаще всего используется как кинематическая передача. В этом курсе не изучаются.

12.3. Возможности ремённой передачи.

- по мощности - до 200 кВт;
- по скорости - до 15...30м/с, а поликлиновые передачи - до 40м/с;
- передаточное число: если передача одноступенчатая – до 10, если передача в приводе, то не более 3...4;
- КПД – 0.94...0.96;

Применяется как первая ступень привода.

12.4. Достоинства ремённой передачи.

- большие межосевые расстояния (до 8...10м);
- плавность, бесшумность работы;
- предохраняет от перегрузки (возможна пробуксовка);
- смягчает вибрации и толчки нагрузки;
- даёт возможность реализовать бесступенчатое регулирование скорости рабочего органа;
- можно реализовать передачу энергии одним ремнём нескольким потребителям.

12.5. Недостатки ремённой передачи.

- большие габариты;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- наличие скольжения, нельзя применять там, где требуется жесткая кинематическая связь между входом и выходом привода;
- низкая долговечность.

12.6. Силы, действующие на ремень.

Для обеспечения трения между шкивом и ремнём создаётся предвари-

тельное натяжение ремня F_0 . В покое или на холостом ходу натяжения

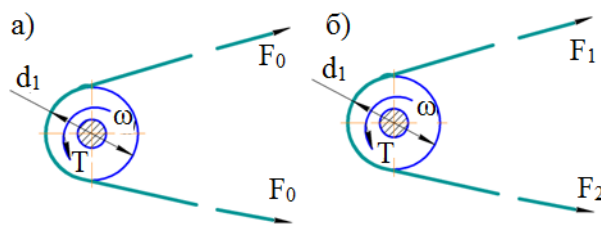


Рис.12.6. Нагрузка ремня.

обоих ветвей ремня одинаковы и равны F_0 (рис.11.6.а).

При приложении рабочей нагрузки T происходит пере-
распределение усилий, действующих на ремень. Теперь на
ведущую ветвь действует уси-
лие F_1 , а на ведомую - F_2

(рис.12.6.б). Если составить сумму моментов относительно оси вращения шкива, то получим (считаем моменты по направлению вращения положи-
тельными, а против - отрицательными)

$$T - F_1 \frac{d_1}{2} + F_2 \frac{d_1}{2} = 0 \text{ или } F_t \frac{d_1}{2} - F_1 \frac{d_1}{2} + F_2 \frac{d_1}{2} = 0 \text{ откуда } F_1 - F_2 = F_t.$$

Так как усилия, действующие на ветви ремня разные, то деформации этих ветвей тоже разные. Но ремень работает в пределах упругости его мате-
риала, поэтому длина его остаётся постоянной, то есть удлинение ведущей
ветви при передаче нагрузки компенсируется уменьшением деформации (а
деформация ведомой ветви тоже удлинение) ведомой ветви. То есть, натяже-
ние ведущей ветви увеличивается настолько же, насколько уменьшается
натяжение ведомой ветви

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \Delta F \\ F_2 = F_0 - \Delta F \end{cases}$$

Суммируя эти выражения, получим $F_1 + F_2 = 2F_0$.

Решая полученную систему уравнений

$$\begin{cases} F_1 - F_2 = F_t \\ F_1 + F_2 = 2F_0 \end{cases}$$

$$\text{получаем: } F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Максимально возможное соотношение между натяжениями ветвей рем-
ня при передаче вращающего момента T определяется формулой Эйлера

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

где f - коэффициент трения между ремнём и шкивом;
 α - угол охвата шкива ремнём.

Если фактическое соотношение превышает эту величину, то происхо-
дит буксование ремня.

Кроме натяжений на ремень действует ещё и центробежная сила, по-
скольку ремень это вращающееся кольцо,

$$F_{ц} = \rho A v^2,$$

где ρ – плотность материала ремня;

A – площадь поперечного сечения ремня.

Эта сила отбрасывает ремень от шкива, уменьшает трение между ними. Она становится существенной при скорости более 20м/с.

12.7. Напряжения в сечениях ремня.

И центробежная сила, и натяжения ветвей ремня при передаче момента T вызывают растяжение ветвей. При этом напряжения от центробежной силы одинаковы по всей длине ремня (рис11.7). Поскольку натяжение ведущей ветви больше натяжения ведомой в ней возникают большие по величине напряжения. Кроме этого, при набегании ремня на шкив возникают напряжения изгиба, которые зависят от диаметра шкива

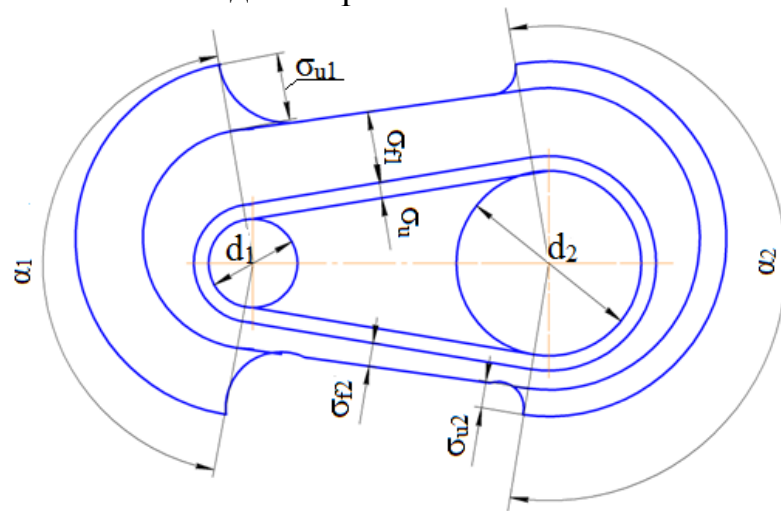


Рис.12.7. Напряжения в ремне.

$$\sigma_{из} = E\varepsilon \approx E \frac{\delta}{d},$$

где - $E=63...230$ МПа – модуль упругости материала ремня;

- δ – толщина ремня;

- d – диаметр шкива.

Как видно из этого выражения, чем больше диаметр шкива, тем меньше напряжения изгиба. Именно поэтому в стандарте на ремённые передачи обязательно указывается минимально возможный диаметр малого шкива для каждого типоразмера ремня. Только при принятии этого диаметра больше или, в крайнем случае, равным минимальному, гарантируется долговечность ремня.

12.8. Упругое скольжение ремня на шкиве.

При набегании ремня на ведущий шкив вначале сечения ремня движутся вместе со шкивом. По мере поворота шкива силы трения уменьшают натяжение ремня. Пропорционально уменьшению нагрузки уменьшается деформация. Ремень отстаёт от шкива.

При огибании ведомого шкива происходит аналогичное явление, но здесь натяжение ведомой ветви ремня увеличивается, а значит, увеличивается его деформация и ремень опережает шкив.

Дуга, на которой ремень движется вместе со шкивом – дуга покоя. Она всегда расположена со стороны набегания ремня на шкив.

Дуга, на которой ремень отстаёт от шкива или опережает его – дуга скольжения.

Сумма дуги покоя и дуги скольжения равна дуге обхвата шкива ремнем (см. рис.12.7. углы обхвата α_1 и α_2).

По мере роста нагрузки дуга покоя уменьшается, а дуга скольжения увеличивается. При перегрузке ремень и ведомый шкив стоят, а ведущий шкив вращается. Это называется буксованием. КПД передачи падает до нуля.

Скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ε , который представляет собой относительную потерю скорости на шкивах

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100 = \frac{n_1 - n_2}{n_1} 100, \%$$

При нормальном режиме работы обычно $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$ (1...2%).

12.9. Кривые скольжения ремённых передач.

Для оценки тяговой способности ремённых передач строят кривые скольжения. Это экспериментально полученные зависимости $\varepsilon(\varphi)$ и $\eta(\varphi)$. По оси абсцисс откладывается коэффициент тяги φ , равный

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

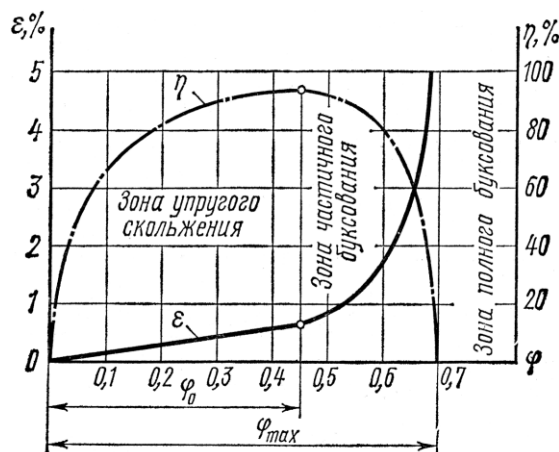


Рис.12.8. Кривые скольжения.

По оси ординат откладывается относительное скольжение и КПД. Исследуя передачу, постепенно повышают полезную нагрузку F_t при постоянном предварительном натяжении F_0 . При этом фиксируют значения ε и КПД.

С ростом нагрузки скольжение возрастает (рис.12.8). До некоторого критического значения φ_0 оно прямо пропорционально нагрузке. При дальнейшем увеличении нагрузки возникает дополнительное проскальзывание (зона частичного буксования). Затем, при φ_{max} , наступает полное буксование ремня.

КПД передачи растёт с ростом нагрузки до максимального значения, а затем падает в связи с дополнительными потерями при буксовании. Таким образом, оптимальные значения полезной нагрузки и КПД находятся в зоне

критического значения коэффициента тяги. Установлено, что для плоских резиноканевых ремней $\varphi_0 = 0.6$, а для клиновых $\varphi_0 = 0.7 \dots 0.9$.

Соотношение $\varphi_{\max} / \varphi_0$ обычно $1.15 \dots 1.3$. Оно характеризует способ - ность передачи к перегрузке.

12.10. Кинематический расчёт передачи.

Вследствие скольжения ремня

$$V_2 = (1 - \varepsilon)V_1, \text{ а } V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}, \text{ м/с.}$$

Поскольку передаточное число $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, а $\omega = \frac{2V}{d}$, то

$$u = \frac{2V_1 d_2}{d_1 2V_2} = \frac{V_1 d_2}{V_1 (1 - \varepsilon) d_1} = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon) d_1} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Так как скольжение составляет в нормально работающей передаче всего $1 \dots 2\%$, им часто пренебрегают.

12.11. Геометрический расчёт передачи.

Диаметр ведущего шкива d_1 определяется в зависимости от размеров ремня. Минимально возможный диаметр малого шкива для каждого типоразмера ремня приведен в стандарте.

Диаметр ведомого шкива $d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon)$.

Межосевое расстояние a обычно известно из эскизной проработки машины. Рекомендуемые значения:

для плоскоремённой передачи - $a \geq (1.5 \dots 2)(d_1 + d_2)$;

для клиноремённой передачи -

$$0.55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2).$$

Здесь h – высота сечения ремня.

Поскольку клиновые и поликлиновые ремни выпускают в виде колец определённой длины, межосевое расстояние для них определяется последовательными действиями: сначала по принятому в эскизном проекте значению a' определяют необходимую длину ремня

$$L' = 2a' + 0.5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4a'.$$

Затем по полученному расчетному значению L' принимается стандартная длина ремня L , а уже по ней вычисляется межосевое расстояние

$$a = 0.125 \sqrt{L^2 - \pi^2(d_2 + d_1)^2} + \frac{L - \pi(d_2 + d_1)}{2} - \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Для обеспечения монтажа конструктивно создают возможность полученную величину уменьшить на $1 \dots 2\%$, а для обеспечения предварительного натяжения ремня предусматривают возможность её увеличения на $5 \dots 6\%$.

По принятым величинам определяется угол охвата малого шкива ремнём (см. рис.11.1) в градусах

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Для плоскоремённой передачи $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клиноремённой - $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Следует помнить, что с уменьшением угла обхвата снижается тяговая способность передачи.

12.12. Виды разрушения, критерии работоспособности и расчёты ремённых передач.

12.12.1. Причины выхода из строя ремённых передач

Ремённые передачи выходят из строя главным образом из за отказов ремней. Отказы могут происходить по следующим причинам:

- **усталостное разрушение** ремня, вследствие многократных изгибов его на шкивах;
- **перегрев ремня**, вследствие упругого скольжения и перегибов ремня на шкивах;
- **износ ремня**, вследствие упругого скольжения и буксования.

Основными критериями работоспособности передач являются тяговая способность (надёжность сцепления ремня со шкивом) и долговечность ремня, характеризующая его усталостной прочностью. По первому критерию выполняют проектный расчёт передачи, а по второму – проверочный расчёт.

12.12.2. Расчёт ремённых передач по тяговой способности.

При **расчёте по тяговой способности** в зависимости от вида ремня находят:

- размеры поперечного сечения ремня для плоскоремённой передачи;
- типоразмер сечения ремня выбирают из стандарта по передаваемой нагрузке и вычисляют потребное количество ремней принятого сечения для клиноремённой передачи;
- типоразмером сечения ремня задаются и определяют потребное количество клиньев (т.е. ширину ремня) поликлиновой передачи;
- модуль передачи выбирается по таблицам в зависимости от передаваемой нагрузки и определяется ширина ремня для зубчаторемённой передачи

12.12.3. Расчёт ремённых передач на долговечность.

Долговечность ремня зависит не только от величин напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Частота цикла изменения напряжений равна частоте пробегов ремня

$$u = (V / L) \leq \frac{1}{\tau}.$$

Здесь V - скорость ремня;

L - длина ремня.

Чем больше u , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения: для плоских ремней $\frac{1}{\tau} = 3 \dots 5 \text{ с}^{-1}$,

для клиновых и поликлиновых – $\frac{1}{\tau} = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$.

12.13. Расчёт клиноременной передачи.

12.13.1. Общие положения расчёта по тяговой способности

Расчёт регламентируется ГОСТ1284.3-80. Он сводится к выбору сечения и определению числа ремней.

Поскольку типоразмеров сечений немного, для каждого из них экспериментально определена допускаемая мощность, передаваемая одним ремнём P_0 . Допускаемая мощность определяется для горизонтальной двухшквивной передачи при:

- напряжении предварительного натяжения $\sigma_0 = 1.2 \text{ МПа}$;
- диаметре малого шкива d_1 , принимаемом по стандарту для испытываемого сечения ремня;
- угле обхвата малого шкива $\alpha_1 = 180^\circ$;
- передаточном числе $u = 1$;
- скорости ремня 10 м/с;
- базовой длине ремня L_0 ;
- нагрузке спокойной, равномерной без рывков, толчков и ударов.

Реальные условия эксплуатации учитываются при расчёте введением соответствующих поправочных коэффициентов.

12.13.2. Исходные данные

- передаваемая мощность;
- частота вращения одной из деталей;
- передаточное число;
- межосевое расстояние, полученное из эскизного проекта (компоновки) привода a_0 ;
- условия и режим работы передачи.

12.13.3. Выбор типоразмера сечения ремня.

По стандарту для передаваемой мощности принять типоразмер сечения ремня. Обычно параллельно считают два – три варианта передачи.

12.13.4. Выбор диаметра ведущего шкива

Для выбранного ремня, ориентируясь на рекомендации стандарта, назначить диаметр малого шкива d_1 .

12.13.5. Определить диаметр ведомого шкива d_2 .

12.13.6. Определить потребную длину ремня L' ;

12.13.7. Определить стандартную длину ремня

По стандарту, по полученному значению L' принять значение L ;

12.13.8. Уточнить межосевое расстояние по стандартной длине ремня

По стандартному значению L определить фактическое значение межосевого расстояния a , параметры его уменьшения для монтажа и увеличения для натяжения ремня.

12.13.9. Определить угол обхвата малого шкива α_1 .

12.13.10. Определить мощность, передаваемую одним ремнём в

условиях эксплуатации

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p,$$

где : P_0 - допускаемая мощность, определяется по стандарту для принятого сечения ремня;

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата; определяется по таблицам, например, если $\alpha = 180^\circ$ - $C_\alpha = 1$; $\alpha = 120^\circ$ - $C_\alpha = 0.82$; $\alpha = 80^\circ$ - $C_\alpha = 0.62$;

C_L - коэффициент, учитывающий фактическую длину ремня, определяется по таблицам в зависимости от соотношения L/L_0 , например, если $L/L_0 = 0.5$ - $C_L = 0.86$; $L/L_0 = 1.2$ - $C_L = 1.02$; $L/L_0 = 2.0$ - $C_L = 1.15$;

C_u - коэффициент передаточного отношения; определяется по таблицам, например, если $u = 1.8$ - $C_u = 1.12$; $u = 3$ - $C_u = 1.14$;

C_p - коэффициент режима нагрузки, учитывающий характер нагрузки, определяется по таблицам, например, если нагрузка спокойная $C_p = 1$; если имеются умеренные колебания $C_p = 1.1 \dots 1.3$; если нагрузка ударная или резко переменная $C_p = 1.5 \dots 1.7$.

12.13.11. Определить потребное число ремней

$$2 \leq Z = \frac{N}{P_p C_z} \leq 8.$$

Здесь C_z коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями:

$$Z = 2 \dots 3 - C_z = 0.95;$$

$$Z = 4 \dots 6 - C_z = 0.9;$$

$$Z = 6 \dots 8 - C_z = 0.85.$$

12.13.12. Определить усилие предварительного натяжения.

Усилие предварительного натяжения ремня определяется по принятой величине напряжения предварительного натяжения. Для клиноременных передач $\sigma_0 = 1.2$ МПа, поэтому $F_0 = 2ZA\sigma_0$.

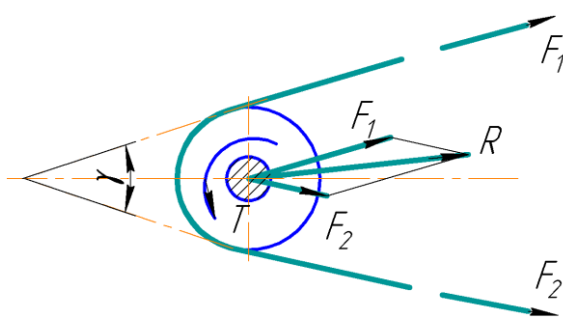
Здесь: A – площадь поперечного сечения ветви ремня.

Контроль предварительного натяжения проводят по стреле прогиба ветви ремня посередине межосевого расстояния при действии определённого усилия. При этом стрела прогиба должна составлять

$$f = 1.55a/100 \text{ мм.}$$

12.13.13. Определить силу давления на вал.

Сила давления R на вал шкива равна геометрической сумме сил натяжений ветвей ремня (рис.11.9). Из параллелограмма сил следует



$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx \\ \approx (F_1 + F_2) \cos(\gamma/2) = 2F_0 \sin \alpha_1 / 2$$

Здесь γ - угол между ветвями ремня.

С небольшой погрешностью можно принять, что нагрузка на вал в двухзвёздной передаче направлена по линии соединяющей центра звёздочек в сторону сопряженной звёздочки.

Рис.12.9. Нагрузка на вал.

12.13.14. Определить число пробегов ремня.

12.13.15. Конструирование шкивов.

12.14. Особенности расчёта поликлиновой передачи.

Расчёт выполняется в той же последовательности, что и клиноремённой передачи, при этом учитывается ряд особенностей:

- расчётный наименьший диаметр d_1 по средней линии кордошнура принимается не менее для сечений: К – 40мм, Л – 80мм, М – 180мм;
- передаточное число принимается не более 10;
- расчётная окружная сила, передаваемая одним клином ремня

$$p = p_0 C_1 C_2 C_3 C_4 C_5,$$

где p_0 - допускаемое окружное усилие, передаваемое одним клином ремня, рекомендуется принимать для сечений: К – 23Н, Л – 83Н, М – 285Н;

- C_1 - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве;

- C_2 - коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня на передаваемую нагрузку;

- C_3 - коэффициент, учитывающий влияние режима и длительности работы;

- C_4 - коэффициент, учитывающий влияние диаметра малого шкива;

- C_5 - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

значения всех этих коэффициентов принимаются по соответствующим таблицам;

- необходимое число клиньев ремня (с последующим округлением) определяется по выражению

$$Z = \frac{2T}{d_1 p}.$$

Рекомендуется принимать: для сечений типа К $Z = 2...36$ клиньев;

для сечений типа Л и М $Z = 4 \dots 40$;

- ширина ремня $b = ZP$, здесь P – шаг клиньев;

- ширина шкива $B = (Z-1)P + 2a$, где a – расстояние от торца шкива до его крайней клиновой впадины.

12.15. Особенности расчёта зубчаторемённых передач

Расчёт выполняется в той же последовательности, что и клиноремённой передачи, при этом учитывается ряд особенностей:

- расчётный передаваемый момент определяется с учётом коэффициента динамичности k_d $T_p = T k_d$;

- в зависимости от расчётного передаваемого момента по таблицам принимается модуль ремня m ;

- в зависимости от модуля принимается число зубьев ведущего шкива $Z_1 = 10 \dots 18$, оно не должно быть кратным числу зубьев ремня;

- определяется диаметр ведущего шкива $d_1 = mZ_1$;

- определяется угол обхвата малого шкива ремнём α_1 аналогично клиноремённой передаче;

- определяется F_t – передаваемое окружное усилие $F_t = 2T_p / d_1$;

- определяется допускаемая удельная окружная сила $[F_t] = [F] - F_{\text{ц}}$,

где $[F] = P_0 C_u C_z$ – допускаемая удельная нагрузка на ремень;

P_0 – номинальная удельная нагрузка на ремень, определяется по таблицам в зависимости от модуля;

C_u – коэффициент, вводимый для ускоряющих передач, для понижающих он равен единице;

- коэффициент числа зубьев, находящихся в зацеплении с ведущим шкивом:

определяется число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым

шкивом $Z_{\text{зац1}} = Z_1 \frac{\alpha_1}{360} \geq 6$;

принимается C_z : если $Z_{\text{зац1}} \geq 6$ - $C_z = 1$; ; если $Z_{\text{зац1}} \geq 5$ - $C_z = 0.8$; если $Z_{\text{зац1}} \geq 4$ - $C_z = 0.6$;

$F_{\text{ц}} = q_m V^2$ – центробежная сила, действующая на ремень;

q_m – масса одного метра длины ремня шириной один см, определяется по таблицам в зависимости от модуля;

- определяется потребная ширина ремня $b' \geq \frac{F_t}{[F_t]}$; полученное значение

b' округлить до ближайшего большего из нормализованного ряда: ... 10, 12.5, 16, 20, ... 50, 66, 80, ... 200; принятая ширина шкива не должна превышать диаметра меньшего шкива;

- предварительное натяжение должно быть несколько больше значения натяжения от центробежной силы

$$F_0 = (1.1 \dots 1.3) F_{ц} = (1.1 \dots 1.3) q_m b V^2 ,$$

оно необходимо только для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы;

- усилие, действующее на валы, может быть принято равным

$$R = (1.0 \dots 1.2) F_t ;$$

- при числе зубьев, входящих в зацепление с малым шкивом $Z_{зац1} < 6$, рекомендуется проверять давление на зубьях ремня

$$p = \frac{F_t \phi}{Z_{зац1} b h} \leq [p]$$

где ϕ - коэффициент неравномерности распределения окружной силы между зубьями ремня по дуге обхвата, высоте и длине зубьев ремня;

$[p]$ - допускаемое давление, уменьшается с увеличением частоты вращения ведущего шкива от 2.5 МПа при 100 об/мин до 0.75 при 2000 об/мин, принимается по таблице.

12.16.Пример П19.

12.16.1.Задание.

Рассчитать клиноремённую передачу по следующим данным:

- передаваемая мощность (мощность на ведущем шкиве) $N_1 = 7, \text{ кВт}$;
- передаточное число $u = 2$;
- частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1450, \text{ об/мин}$;
- передача устанавливается после электродвигателя и работает в одну смену в условиях закрытого отапливаемого помещения в приводе планишайбы;
- межосевое расстояние ориентировочно $a = 720, \text{ мм}$ (получено из компоновки привода);
- угол наклона передачи к горизонту -25° (получено из компоновки привода);
- коэффициент динамичности внешней нагрузки $k_d = 1.3$.

12.16.2. Выбор типоразмера сечения ремня и определение числа ремней

По стандартам для передаваемой мощности, в соответствии с приведенным выше порядком расчёта клиноремённых передач, определяем и

сводим в таблицу П18 данные для четырёх, на наш взгляд, рациональных вариантов передачи

Таблица П18

№ вар.	Тип ремня	d_1	d_2	$L' *$	$L *$	$a *$	$\alpha ^\circ$	P_0	P_p	$Z *$
-	-	мм	мм	мм	мм	мм	град.	квт	квт	штук
1	A	125	250	2034	2240	823.25	171.34	2.13	3.65	3
2	B ₁	140	280	2106	2240	787.18	169.86	3.00	5.11	2
3	B ₂	125	250	2034	2240	823.25	171.34	2.42	3.89	2
4	C	200	400	2395	2500	772.53	165.24	6.45	9.40	1

В таблице обозначено:

- A, B, C – тип ремня по ГОСТ 1284.1-89 (B₁ и B₂ – варианты с ремнём типа B);

- d_1 – диаметр ведущего шкива (минимально возможный диаметр по стандарту);

- $d_2 = d_1 \times u$ – диаметр ведомого шкива;

- $L' = 2a' + 0.5\pi(d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2 / 4a'$ – потребная длина ремня;

- L – принятая стандартная длина ремня;

- $a = 0.125 \left(L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{((2L - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2)} \right) / 2$ – фактическое межосевое расстояние (при принятой длине ремня);

- $\alpha ^\circ = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}$ – угол обхвата ведущего шкива ремнём;

- P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнём в условиях типовой передачи;

- $P_p = P_0 C_\alpha C_u C_L / C_p$ – мощность, передаваемая одним ремнём в эксплуатационных условиях;

- C_α – коэффициент угла обхвата;

- C_u – коэффициент передаточного числа;

- C_L – коэффициент длины ремня;

- C_p – коэффициент режима нагрузки;

- $z = \frac{N}{P_p C_z} \leq 6(8)$ – число ремней;

- C_z – коэффициент числа ремней.

Все размеры со звёздочкой округлены.

Останавливаемся на варианте 3, так как он обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по ремням.

Итак, окончательное решение – два ремня типа B при диаметрах шкивов 125 и 250 мм, длина ремня 2240 мм.

12.16.3. Усилие предварительного натяжения.

Усилие предварительного натяжения ремня определяется по принятой величине напряжения предварительного натяжения. Для клиноременных передач $\sigma_0 = 1.2 \text{ МПа}$, поэтому $F_0 = 2zA\sigma_0 = 2 \times 2 \times 138 \times 1.2 = 662.4 \text{ Н}$.

Здесь: $A = 138 \text{ мм}^2$ – площадь поперечного сечения ветви ремня.

12.16.4. Нагрузка на вал

Сила давления R на вал шкива равна геометрической сумме сил натяжений ветвей ремня (рис. 11.9). Из параллелограмма сил следует

$$R = 2F_0 \sin \alpha_1 / 2 = 2 \times 662.4 \times \sin 171.4 / 2 \approx 1321 \text{ Н}$$

Нагрузка на вал в двухзвёздной передаче направлена по линии, соединяющей центра звёздочек, в сторону сопряженной звёздочки.

12.16.5. Число пробегов ремня.

Долговечность ремня зависит от характера и частоты цикла изменения напряжений. Частота цикла изменения напряжений равна частоте пробегов ремня

$$u = (9.48 / 2.24) = 4.232 \leq \bar{u}.$$

$$\text{Здесь } V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 125 \times 1450}{60 \times 1000} = 9.48 \text{ м/с - скорость ремня;}$$

Для клиновых ремней $\bar{u} = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$.

Все остальные расчёты вряд ли вызовут затруднения, поэтому здесь не приводятся.

Контрольные вопросы

1. Принцип работы ремённой передачи. Роль натяжного устройства в ремённой передаче. К какой группе передач относится ремённая передача?

2. Разновидности ремённых передач.

3. Достоинства и недостатки ремённых передач.

4. Возможности ремённой передачи.

5. Нагруженность ремённой передачи.

6. Напряжения в сечениях ремня.

7. Скольжение ремня на шкиве. Кривые скольжения.

8. Кинематика ремённой передачи.

9. Критерии работоспособности и расчёты ремённых передач.

10. Порядок расчёта клиноременной передачи.

11. Особенности расчёта поликлиновой передачи.

12. Особенности расчёта зубчатоременной передачи.

13. Валы и оси.

13.1. Назначение.

Валы и оси предназначены для поддержания деталей, вращающихся вокруг их геометрических осей. Валы, кроме того, передают вращающий момент, а оси нет.

13.2. Классификация валов и осей

13.2.1. По форме геометрической оси различают валы и оси:

- прямые;

- коленчатые;
- гибкие.

Примечания: - оси чаще всего прямые;
 - гибкие валы только передают вращающий момент.

13.2.2. По форме наружной поверхности валы и оси могут быть:

- гладкие;
- ступенчатые.

13.2.3. По форме поперечного сечения:

- сплошные;
- полые.

13.2.4. По степени подвижности:

- валы всегда вращаются;
- оси могут быть подвижные и неподвижные.

13.2.5. По назначению:

- валы передач: ведущий, ведомый, промежуточные;
- коренные и специальные валы, которые, кроме деталей передач, несут ещё рабочие органы машин или орудий, маховики, кривошипы, зажимные патроны и т.п.

13.3. Элементы конструкций валов и осей (рис.13.1).

13.3.1. Участки вала, лежащие в опорах, называются цапфы.

Поскольку элементы конструкций у валов и осей одинаковы, здесь и в дальнейшем изложении, обозначая принадлежность, сохраним слово валы.

Цапфы делятся на:

- шипы: цапфы на концах вала;
- шейки: цапфы в средней части вала;
- пяты: цапфы, предназначенные для передачи на корпус осевой нагрузки.

Пяты могут быть сплошные, кольцевые, а при большой нагрузке – гребёнчатые (рис.13.2).

Опорами шипов и шеек служат подшипники, опорами пят – подпятники.

13.3.2. Посадочные поверхности: конические или цилиндрические поверхности, на которые насаживаются детали, поддерживаемые валом или осью. Могут иметь шпоночные пазы, шлицы или быть некруглой формы для

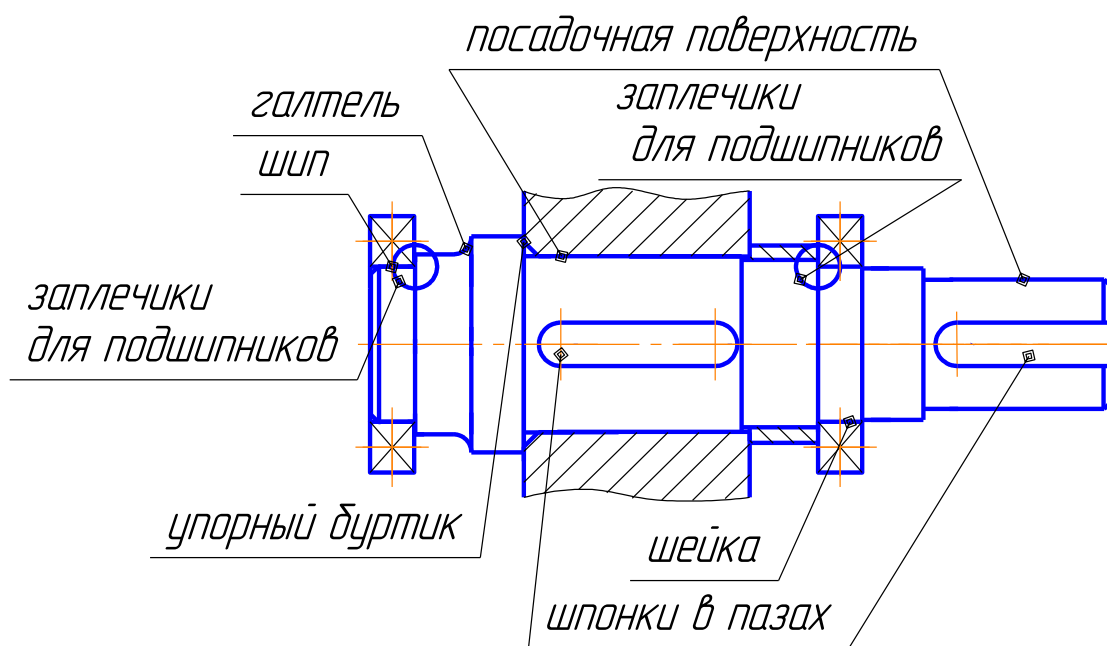


Рис.13.1. Элементы конструкции вала

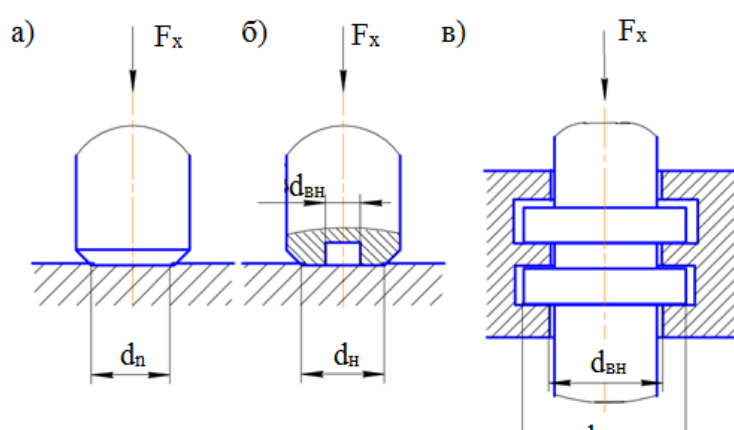


Рис.13.2. Пяты: а-сплошная, б- кольцевая, в- гребёночная.

передачи вращающего момента.

Если вал имеет несколько шпоночных канавок по длине, то их целесообразно размещать в одной плоскости и предусматривать для них по возможности одинаковую ширину паза, соблюдая условия прочности. Перепад диа-

метров ступеней вала при этом желательно делать та-

ким, чтобы можно было производить разборку без удаления шпонки из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Во всех случаях диаметры посадочных поверхностей округляются по стандарту (ГОСТ 6636 – 69 «Нормальные линейные размеры»).

Посадочные диаметры под подшипники всегда цилиндрические поверхности. Диаметр их принимается в соответствии с размером выбранного подшипника.

Для обеспечения необходимого качества сопряжения поддерживаемых деталей с валом, размеры посадочных поверхностей вала должны быть выполнены с точностью, соответствующей 6...7, реже 8, квалитетам. При этом применяются посадки с зазором, если необходимо обеспечить лёгкую смену деталей, когда допускается продольное перемещение деталей при регулиров-

ке. Например, (в порядке уменьшения зазора) $\frac{H8}{e8}; \frac{H7}{e7}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h6}$. Если

ли неподвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами и т.п., а при ремонте необходимы сборки – разборки, то применяются переходные посадки.

Например, $\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{n6}$. Если необходимо получить неподвижное со-

единение без дополнительного крепления деталей, то применяются посадки с

натягом. Например, (в порядке увеличения натяга) $\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$.

13.3.3. Упорные буртики и заплечики вала.

Упорные буртики и заплечики (см. рис.13.1) выполняются для осевой фиксации деталей.

Размеры буртика зависят от диаметра вала, размера фасок на насаживаемых деталях. Обычно высота буртика не более 5...10 мм. Ширина буртика выполняется максимально возможной. Узкие упорные буртики выполнять нецелесообразно: это приводит к увеличению диаметров заготовок и к переходу в стружку значительного количества металла.

Заплечики для установки подшипников должны быть такой высоты, чтобы торцы колец подшипников имели достаточную опорную поверхность и, в то же время, внутренние кольца подшипника должны выступать настолько, чтобы их можно было захватить съёмником и снять подшипник.

13.3.5. Переходные участки

Это участки между двумя ступенями разных диаметров вала.

Для обеспечения необходимой точности установки в осевом направлении насаживаемая деталь должна прижиматься к буртику или заплечику вала. Необходимо принять меры для того, чтобы скругление в месте перехода вала от одного диаметра к другому не было помехой этому. В связи с этим, в местах перехода выполняют канавки для выхода инструмента, например – шлифовального круга, резца и т.п. Размеры и форма канавок стандартизированы. Их несколько типов.

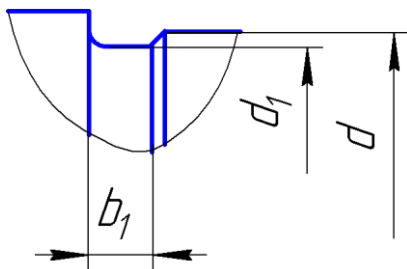


Рис.13.3. Вариант канавки.

Например, если шлифуется только посадочный диаметр d (рис.13.3), канавка углублена только в диаметр вала. При этом

$$d_1 = d - (0.3...1) \text{ мм}; b_1 = 3...5 \text{ мм}.$$

Возможны и другие варианты.

Вообще всякие канавки, шпоночные пазы, шлицы и т.п. вызывают значительную кон-

центрацию напряжений. Поэтому там, где без них можно обойтись, выполняется галтельный переход, который может быть простой с галтелью постоянного радиуса (см. рис.13.1) или эллиптической формы с галтелью перемен-

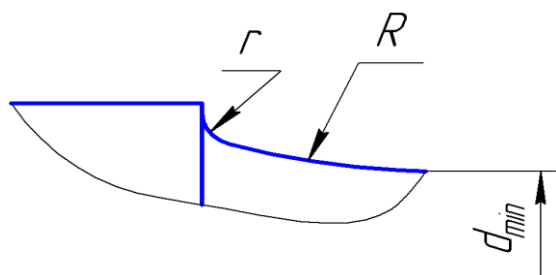


Рис.13.4. Галтель переменного радиуса.

го радиуса (Рис.13.4). Галтели переменного радиуса дают плавное сопряжение с минимальным из соединяемых диаметров, а значит и меньшую концентрацию напряжений.

13.3.6. Шероховатость поверхностей валов.

Валы изготавливают точением на токарных станках, а в необходимых случаях шлифуют, полируют и т.п.

Посадочные поверхности под подшипники обычно шлифуются до шероховатости 7...8 классов ($R1.25 \dots 0.63$ мкм).

Для посадки зубчатых колёс чаще всего достаточно чистового точения, обеспечивающего 6 класс шероховатости ($R2.5$ мкм).

Поверхности под резиновые, пластмассовые и войлочные уплотнения шлифуют и полируют ($R0.63 \dots 0.32$).

Канавки, фаски, выточки и нерабочие поверхности выполняют по 4...5 классам шероховатости ($R40 \dots 20$ мкм).

13.4. Критерии работоспособности валов и осей.

Валы и оси нагружаются силами, возникающими в передачах во время работы. Эти силы вызывают их поперечный изгиб. Так как валы при этом передают вращающие моменты, то кроме изгиба в их сечениях действуют ещё и напряжения кручения.

Изгибающие напряжения в поперечных сечениях валов и вращающихся осей имеют переменный характер, так как, даже при постоянной внешней нагрузке, каждые полоборота меняют знак. Кроме того, внешние нагрузки сами чаще всего являются переменными величинами.

Если жесткость вала мала (а жесткость, как известно, зависит от диаметра вала), то прогиб вала может оказаться настолько большим, что нормальная работа передачи будет невозможной. При использовании длинных валов, углы поворота их опорных сечений могут быть столь велики, что работа подшипниковых узлов этих сечений может оказаться невозможной.

В тех случаях, когда частота изменения внешней нагрузки близка к собственной частоте вала с насаженными на него деталями, возникают резонансные явления. В результате этого резко возрастают амплитуды перемещений, напряжения в его сечениях и вал может выйти из строя.

Таким образом, основными критериями работоспособности валов являются статическая и усталостная прочность при изгибе с кручением, вращающихся осей – статическая и усталостная прочность при изгибе, неподвижных осей – статическая прочность при изгибе.

В ряде случаев определяющим критерием работоспособности является жесткость вала, а при большой частоте вращения – виброустойчивость.

13.5. Материалы валов и осей.

Для изготовления валов и осей применяются среднеуглеродистые конструкционные стали нормализованные или улучшенные. В тех случаях, когда вал выполняется заодно с шестерней (называется вал-шестерня), используются те же стали, что и для изготовления шестерни. Если требуется высокая износостойкость, применяются цементируемые стали. В этом случае наибольшую износостойкость имеют хромированные валы. Для изготовления коленчатых валов часто используют высокопрочные и модифицированные чугуны.

Обычно в качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм применяют круглый прокат, а для валов большего диаметра – поковки.

13.6. Расчётные схемы валов и осей.

При расчётах валов и осей они рассматриваются как статически определимые балки на двух опорах (в специальных случаях могут рассматриваться и многоопорные статически неопределимые системы). При этом в первом приближении можно принимать, что опоры расположены посередине ширины подшипника, а нагрузка со стороны насаженных на вал деталей передаётся на него посередине ступиц этих деталей. Силы трения в опорах и силы тяжести самих валов и насаженных на них деталей при расчётах на изгиб с кручением не учитывают.

13.7. Порядок расчёта и конструирования валов и осей.

Существует несколько методик расчёта валов. В любом случае, в различной форме выполняются следующие действия.

13.7.1. Ориентировочный расчёт.

Ориентировочный диаметр вала определяется по передаваемому вращающему моменту T

$$d' = 3 \sqrt{\frac{T}{0.2 [\sigma]_k}}, \text{ мм},$$

где T – передаваемый вращающий момент в Нмм;

$$[\sigma]_k = 12 \dots 30, \text{ Н/мм}^2.$$

В этом случае используется заниженное допускаемое напряжение. Полное фактическое напряжение при работе вала на изгиб с кручением нельзя определить – неизвестны линейные размеры вала: расстояние между опорами, расстояние от опоры до места приложения нагрузки.

13.7.2. Ориентировочный подбор подшипников.

Для того, чтобы ориентировочно подобрать подшипник необходимо определиться с двумя факторами: типом подшипника и его размером.

Тип подшипника определяется по соотношению возникающих при работе передач осевой F_x и радиальной $R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$ нагрузок.

Если $\frac{F_x}{R} \leq 0.3$, то можно использовать шариковый радиальный подшипник.

Если $0.3 < \frac{F_x}{R} \leq 1.5$, то можно применить шариковый радиально-упорный подшипник.

Если $\frac{F_x}{R} > 1.5$, то применяется роликовый радиально-упорный подшипник.

Посадочный диаметр подшипника определяется по полученному в п.13.7.1 ориентировочному диаметру вала, который округляется в большую сторону до величины ближайшего посадочного размера подшипника. Желательно ориентировочно подбирать подшипники из средней серии. Для подбранного подшипника выписываются габаритные размеры.

13.7.3. Компоновка сборочной единицы.

Компоновка сборочной единицы выполняется с целью получить необходимые для расчётов на изгиб линейные размеры валов.

Начинающим инженерам лучше всего выполнять её на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1.

В качестве примера рассмотрим выполнение компоновки для двухступенчатого цилиндрического редуктора (рис.13.5).

Сначала на компоновку наносятся межосевые расстояния, а затем - размеры деталей передач. Все эти величины известны из расчётов передач.

Расстояние между торцами колеса первой ступени и шестерни второй ступени принимаются $s_1 = 3 \dots 10$ мм, расстояния между торцами зубчатых колёс и внутренними стенками будущего редуктора принимается $s_2 = 10 \dots 15$ мм.

Прежде чем указывать на компоновке расположение подшипников редуктора, нужно решить вопрос о способе их смазки. Если частота вращения зубчатых колёс редуктора 80-100 оборотов в минуту и более, то это обеспечивает смазку подшипников масляным туманом, возникающим в редукторе при разбрызгивании смазки. В этом случае все подшипники размещают торцами по линии, соответствующей внутренней стенке редуктора. Если частота вращения меньше, рассчитывать на масляный туман не приходится, подшипники нужно смазывать консистентной смазкой. Чтобы она не вытекала из расточки под подшипник, на валах со стороны полости редуктора устанавливаются мазеудерживающие кольца, а подшипники заглубляются в расточку корпуса на толщину такого кольца (8...12 мм).

Размеры l_2 и l_9 принимаются $(3 \dots 4)d'$.

13.7.4. Проектный расчёт вала.

Замерив расстояния между серединами подшипников и серединами ступиц деталей, насаженных на вал, получают линейные размеры валов, необхо-

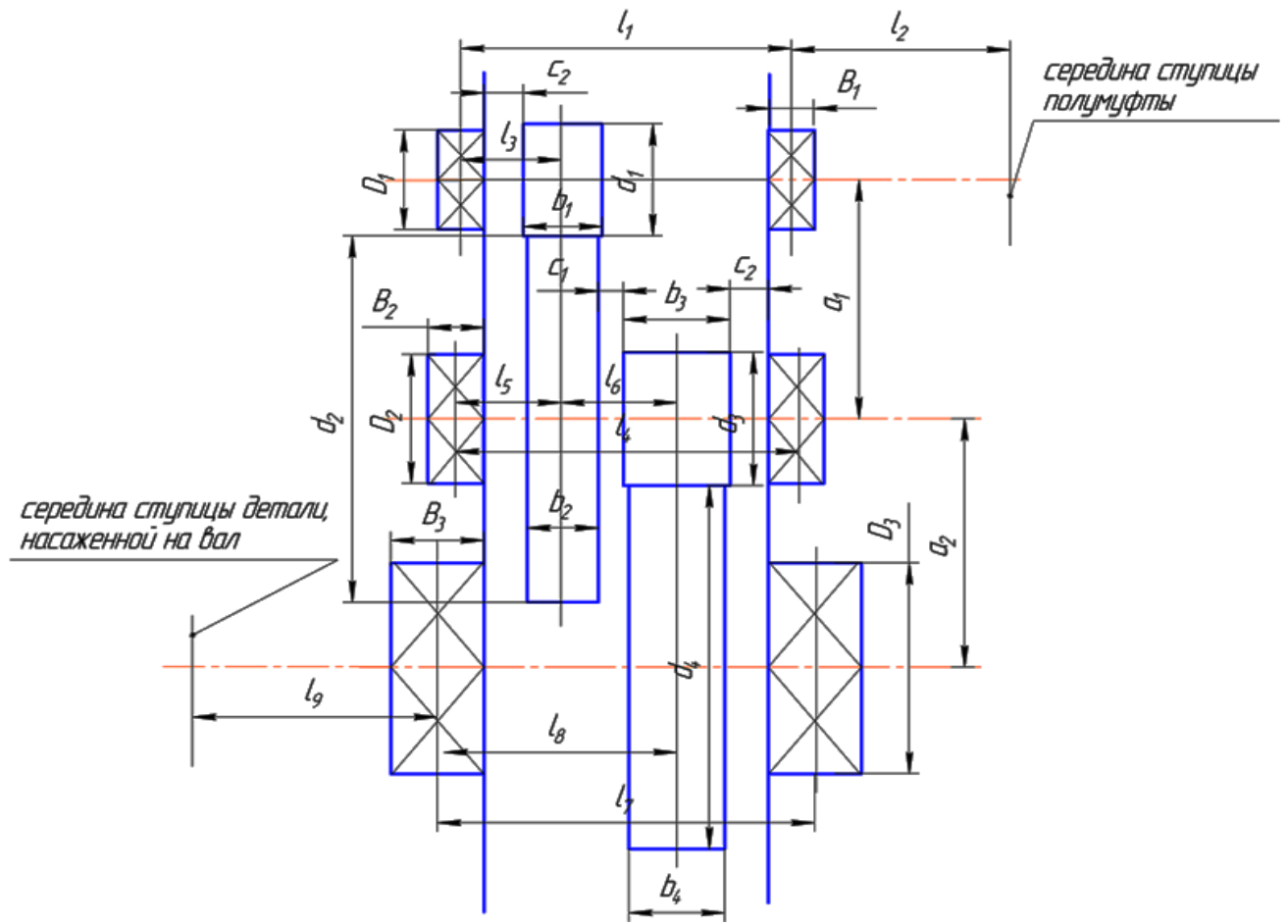


Рис.13.5. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора
(смазка подшипников – масляным туманом).

димые для построения схем их нагружения (рис.13.6а): размеры l_1 , l_2 , l_3 - замеры на компоновке, передаваемый момент T и силы, действующие на шестерню F_{t1} , F_{x1} , F_{r1} - получены в расчётах передач.

По схемам нагружения строятся расчётные схемы (рис.13.6.б).

Силы приложены к валам не на осях вращения валов, а на расстоянии $0.5d_i$ от них, где d_i – начальный диаметр соответствующего зубчатого колеса. Поэтому их нужно по правилам теоретической механики перенести на оси вращения валов.

При переносе окружной силы F_t появляется момент сопротивления вращению $T = 0.5F_t d_i$, который уравнивается внешним моментом T . Это позволяет построить эпюру моментов скручивающих вал (рис.13.6.в).

Дальше удобно рассматривать нагружение вала по плоскостям. Выделяются силы или группы сил, изгибающие вал в горизонтальной плоскости (рис.13.6.г), и строится по правилам курса «Сопротивление материалов» эпюра моментов, изгибающих вал в этой плоскости (рис.13.6.д). Затем тоже самое проделывается для вертикальной плоскости (рис.13.6.е,ж).

Зная изгибающие моменты, действующие по плоскостям, можно определить суммарный изгибающий момент $M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_{\text{В}}^2}$,

а затем приведенный момент

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2},$$

по которому находят расчётный диаметр вала в соответствующем сечении

$$d' = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0,1 [\sigma]}}$$

Для валов из среднеуглеродистой стали допускаемое напряжение в таких расчётах принимают $[\sigma] = 60 \dots 95 \text{ МПа}$.

При построении теоретического профиля вала заранее намечают характерные сечения, в которых будет определяться диаметр: например, с1, с2, с3, с4, с5 на рисунке 13.6.б. Диаметры валов, полученные в этих сечениях, наносятся на рисунок и полученные точки соединяются. Таким образом получается теоретический профиль вала (рис.13.6.и).

Обратите внимание, вследствие скачка на эпюре моментов изгибающих вал в горизонтальной плоскости, одно и то же сечение имеет два номера (с2 и с3) так как, если двигаться по эпюре слева величина момента $M(c2)$, а если справа – $M(c3)$ (см.рис.13.6.д.). Соответственно в этом месте будут разные суммарные и приведённые моменты, а на теоретическом профиле - два диаметра вала (d_{c2} и d_{c3} на рис.13.6.и).

13.7.5. Конструирование вала.

Основой для конструирования вала служат компоновка узла и теоретический профиль вала. Компоновка узла - потому, что на неё в масштабе 1:1 нанесены все детали, которые должен поддерживать данный вал и подшипники, на которые он будет опираться. А теоретический профиль даёт ориентировку по прочности вала: делать вал в данном сечении диаметром меньше, чем диаметр теоретического профиля в этом сечении, нельзя.

Совместим эти две основы: нанесём теоретический профиль вала на компоновку (рис.13.7)

Подшипники ориентировочно были подобраны раньше, до составления компоновки.

Ступенчатая форма вала предпочтительна, так как упрощается сборка соединений, предотвращаются повреждения участков с поверхностями повышенной чистоты обработки, форма вала приближается к брусу равного сопротивления. Расчётные диаметры посадочных мест, в которых должна быть посадка с натягом, шпоночное или шлицевое соединения, должны быть увеличены на 5-10%, чтобы учесть ослабление этими факторами. Принятые размеры рекомендуется уточнять по ГОСТ 6636-69.

Чтобы исключить осевые зазоры длину посадочного участка вала следует принимать несколько меньше (на 0.5...1.5мм) длины ступицы насаживаемой детали. Для удобства монтажа участок вала под посадку с натягом должен иметь на входе фаску или скос. При применении шлицевых или резьбовых участков на валу нужно предусматривать канавки для выхода инструмента. Для решения вопроса об изготовлении вала-шестерни или насадной шестерни нужно определить размер e (рис.13.8). Если выполняется неравен -

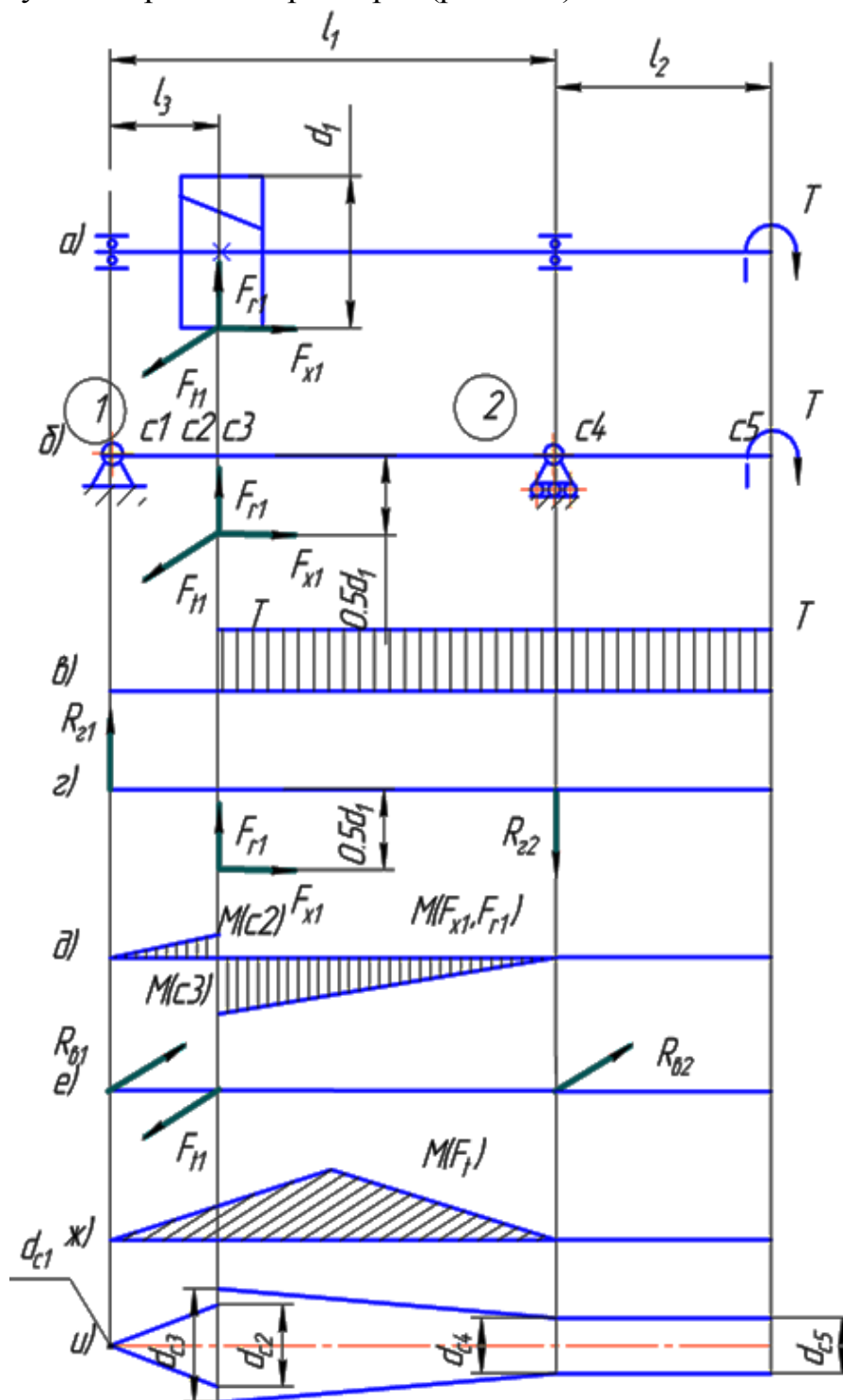


Рис.13.6. Эпюры вращающего и изгибающих моментов и теоретический профиль ведущего вала редуктора.



Форма выходного конца вала может быть конической или цилиндрической. Конический конец вала выполнять сложнее, но такие соединения обладают большей нагрузочной способностью,

Рис.13.8. Размер ϵ .

Нужно помнить, что окончательно конструкция вала будет принята после проверки работоспособности подшипников и шпонок, прочерчивания сборочной единицы, проверки вала, в случае необходимости, по другим критериям работоспособности.

Расчёт на усталость выполняется после того, как сконструирован вал, если в рассматриваемом сечении окажется

$$\sigma_D \geq \frac{\varepsilon_\sigma \sigma_{-1}}{K_\sigma S_{-1}},$$

- ϵ_{σ} – масштабный коэффициент, который уменьшается (чаще всего по

параболическому закону) с увеличением диаметра вала от 1 при $d = 20\text{мм}$, до 0.6 при $d = 150\text{мм}$, так как механические характеристики материала снижаются с увеличением размеров деталей;

$$\sigma_d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0.1d^3}} \quad - \text{действующее напряжение в рассматриваемом сечении};$$

нии;

- σ_{-1} – предел выносливости материала;

- K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, зависит от вида концентратора в рассматриваемом сечении (даже если это просто царапина на поверхности вала) определяется по соответствующим таблицам;

- $S_{-1} = 1.5 \dots 2.5$ – коэффициент запаса прочности по пределу выносливости.

Если это неравенство выполняется, то определяется общий коэффициент запаса прочности

$$S_{-1} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_\tau}\right)^2}} \geq S_{-1},$$

где S_σ и S_τ – коэффициенты запаса прочности по изгибу и по круче-

$$\text{нию} \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\beta \epsilon} + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\beta \epsilon} + \psi_\tau \tau_m},$$

где $\beta = 1.1 \dots 1.3$ – коэффициент упрочнения; вводится в тех случаях, когда вал подвергается упрочняющей обработке (обкатка роликом, обдувка дробью, термическая или химико-термическая обработка и т.п.), если нет упрочнения, то $\beta = 1$;

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла: чем качественнее сталь, тем выше для неё значения этих коэффициентов; принимаются по таблицам, обычно $\psi_\sigma = 0.15 \dots 0.25$, а $\psi_\tau = 0.05 \dots 0.15$;

σ_a и τ_a , σ_m и τ_m – амплитудные и средние значения напряжений, действующих в рассматриваемом сечении вала; при их определении принимается, что изгибающие моменты изменяются по симметричному, а крутящие по пульсирующему (отнулевому) циклам, если нет других указаний;

$\sigma_{-1} \approx (0.4 \dots 0.5)\sigma_{\text{вр}}$ и $\tau_{-1} \approx (0.5 \dots 0.6)\sigma_{-1}$ – пределы выносливости материала вала.

Если в исследуемом сечении запас прочности окажется меньше допустимого, то необходимо пересмотреть конструкцию вала, принять меры к снижению концентрации напряжений, применить упрочняющую обработку и т.п.

13.9. Расчёт валов и осей на жесткость.

Расчёты на жесткость производятся в тех случаях, когда деформации валов и осей могут нарушить нормальную работу поддерживаемых ими деталей. Они выполняются по нормам и правилам курса «Сопротивление материалов» и заключаются в определении прогибов, углов поворота, углов закручивания валов. Допускаемые величины деформаций определяются условиями нормальной работы передач, подшипников и т.п. В общем машиностроении приняты такие осреднённые нормативы:

- наибольший прогиб не должен превышать $0.0001 \dots 0.0005$ пролёта вала;
- прогиб в местах расположения зубчатых колёс не должен превышать $0.01 \dots 0.02$ мм для этих колёс;
- угол наклона вала под зубчатыми колёсами не должен превышать $0.001 \dots 0.002$ радиана;
- угол наклона вала на опорах качения не должен превышать для роликоподшипников $0.0016 \dots 0.0025$ радиана, а для шариковых – 0.005 радиана;
- наибольший угол наклона вала в подшипнике скольжения 0.001 радиана;
- допускаемый угол закручивания трансмиссионных валов не более $0.25 \dots 0.35$ градуса на один метр длины вала.

13.10. Расчёт валов на колебания.

Основная задача расчёта – предупреждение резонанса, когда собственная частота колебаний вала совпадает с частотой внешней нагрузки. Возможны поперечные колебания от изгибающей нагрузки и крутильные (угловые) колебания.

Собственные частоты вала с насаженными на него деталями ω_c определяются по нормативам и формулам теории колебаний.

Критическая частота вращения, при которой наступает резонанс

$$n_{кр} = 60\omega_c \text{ мин}^{-1}.$$

Зона от $0.7n_{кр}$ до $1.3n_{кр}$ называется критической. При длительной работе в этой зоне поломка вала неизбежна. Обычно валы работают в докритической зоне, при больших скоростях – в закритической. Переход через критическую зону осуществляется с применением специальных гасителей колебаний или гибких валов.

13.11. Пример П20.

Задание: сконструировать ведущий вал передачи, рассчитанной в примере П9.

13.11.1. Ориентировочный расчёт.

Вал должен передать момент $T_1=52328, \text{Нмм}$, поэтому

$$d' = \sqrt[3]{\frac{52328}{0.2 \times 30}} = 20.584, \text{мм}.$$

13.11.2. Ориентировочный подбор подшипников.

Соотношение осевой и радиальной нагрузок:

из решения примера П9:

$$\text{радиальная нагрузка} - R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{2617^2 + 987^2} \approx 2797, \text{Н};$$

$$\text{осевая} - F_x = 704, \text{Н};$$

соотношение $\frac{F_x}{R} = \frac{704}{2797} = 0.252 \leq 0.3$, поэтому можно использовать шариковый радиальный подшипник.

Принимаем посадочный диаметр подшипника 25,мм (расчётный $d' = 20.584, \text{мм}$) и по справочнику (по ГОСТ 8335-75) находим подшипник 305 для ведущего вала (ориентировочно, из средней серии):

- наружный диаметр $D=62, \text{мм}$;
- внутренний (посадочный) диаметр $d=25, \text{мм}$;
- ширина $B=17, \text{мм}$.

13.11.3. Компоновка сборочной единицы.

Смазка подшипников будет осуществляться масляным туманом, поэтому подшипники размещаются торцами на линии, соответствующей внутренней стенке редуктора.

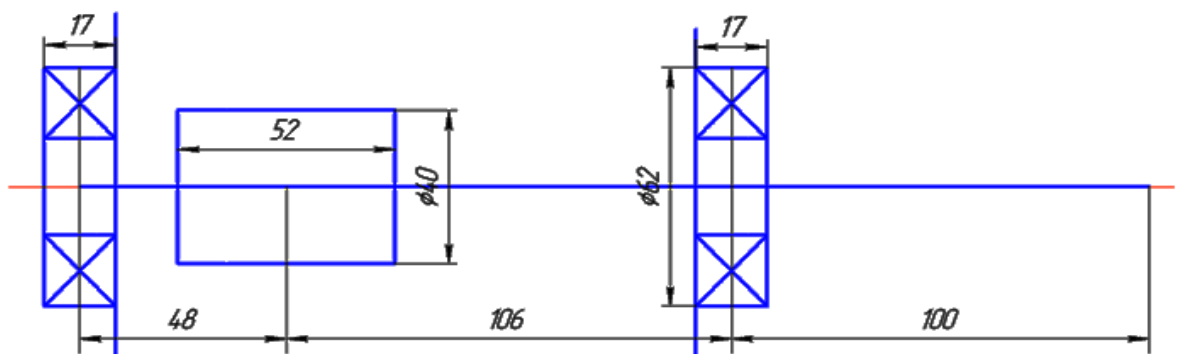


Рис.П19.1. Фрагмент компоновки редуктора (ведущий вал).

13.11.4. Проектный расчёт вала.

Компоновка является основанием для построения расчётных схем и последующего расчёта вала по этим схемам. Для проведения расчёта линейные размеры берутся с компоновки (в данном случае 48, 106, 100 мм), а силовые факторы - из расчёта передач (в данном случае это передаваемый момент

$T_1=52328, \text{Нмм}$; окружное усилие $F_{t1}=2617, \text{Н}$; радиальное усилие $F_{r1}=987, \text{Н}$; осевое усилие $F_{x1}=704, \text{Н}$). Не нужно забывать, что все эти силы прикладываются в полюсе зацепления, который находится на расстоянии от оси вала. Поэтому для расчёта вала их надо перенести на ось вала (в данном случае силы смещены относительно оси вала на 20,мм). Результаты расчёта удобно сводить в таблицу (табл.П19.1). При расчётах принято в выражении для диаметра вала допустимое напряжение $[\sigma]=75, \text{Н/мм}^2$. По результатам построен теоретический профиль вала (см. рис. П19.2).

13.11.5. Конструирование вала.

Поступаем так, как предлагается в п.13.7.5: наносим теоретический профиль вала на компоновку и придумываем вал, учитывая, что он должен нести все предназначенные детали и выбранный способ смазки подшипников. Полученная для рассматриваемого случая конструкция приведена на рис. П19.3.

Не нужно забывать, что это ориентировочное решение: пока нет проверки вала на усталостную прочность, пока нет проверки работоспособности шпонок и подшипников окончательное решение принимать нельзя.

13.11.6. Проверка вала на усталостную прочность.

Поскольку это вал-шестерня, то изготавливается он из того же материала, что и шестерня, в данном случае это сталь 40ХН. Для вала принимаем термическую обработку – нормализация для обеспечения твёрдости 190-200НВ.

Проведём проверку на усталостную прочность вала в сечении А-А (см.рис.П19.3). Здесь галтельный переход от диаметра $d_f=35.2, \text{мм}$ к диаметру $d=32, \text{мм}$. Радиус галтели $r=1.5, \text{мм}$.

$$\sigma_d \geq \frac{\epsilon_\sigma \sigma_{-1}}{K_\sigma S_{-1}} = \frac{0.76 \times 360}{1.19 \times 2.0} = 114.957, \text{Н/мм}^2 > [\sigma] = 70...95, \text{Н/мм}^2.$$

Здесь: $\epsilon_\sigma = 0.76$ (табл.48,[1]); $\sigma_{-1} = 360, \text{Н/мм}^2$ (табл.46,[1]);

$K_\sigma = 1.19$ (табл.47,[1]); $S_{-1} = 2$ (принимается из интервала $[S_{-1}] = 1.5...2.5$).

Поскольку неравенство выполняется, определяем общий коэффициент запаса прочности

$$S_{-1} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{S_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_\tau}\right)^2}} \geq 1, \quad \text{где } S_\sigma \text{ и } S_\tau - \text{коэффициенты запаса}$$

прочности по изгибу и по кручению

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\beta \epsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{360}{\frac{1.19 \times 20.6}{1.1 \times 0.76} + 0.1 \times 10.3} = 10.815;$$



Рис.П19.2. Расчёт вала.

Таблица П19.1

№ сечения вала	Моменты изгибающие в плоскости		Суммарн. изгиб. момент	Вращающий момент	Привед. момент	Диаметр вала в сечении теор.проф.
	верт.	горизонт.				
	Нмм	Нмм				
c1	0	0	0	0	0	0
c2	86463	39998	95267	0	95267	23.325
c3	86463	22911	89449	52328	103631	23.988
c4	0	0	0	52328	52328	19.1
c5	0	0	0	52328	52328	19.1

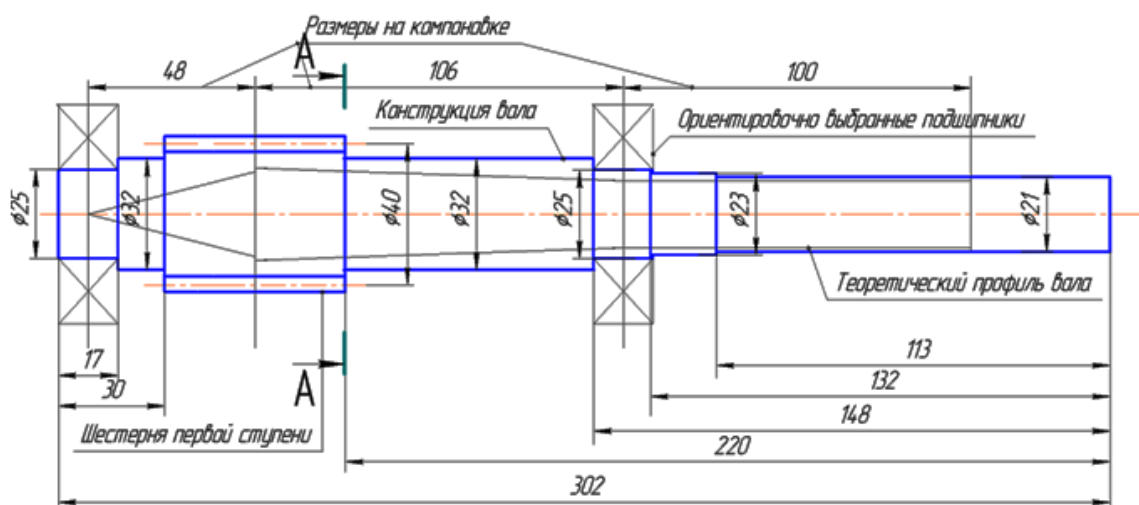


Рис. П19.3. Конструкция ведущего вала редуктора.

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \tau_a}{\beta \epsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{210}{\frac{1.05 \times 3.992}{1.1 \times 0.76} + 0.05 \times 3.992} = 36.715,$$

где $\beta = 1.1$ - коэффициент упрочнения;

$\psi_{\sigma} = 0.1$ и $\psi_{\tau} = 0.05$ - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла (таблица 46, [1]);

σ_a и τ_a , σ_m и τ_m - амплитудные и средние значения напряжений, действующих в рассматриваемом сечении вала; при их определении принимается, что изгибающие моменты изменяются по симметричному, а крутящие по пульсирующему (отнулевому) циклам;

$\sigma_{-1} \approx 360$ и $\tau_{-1} \approx 210, \text{ Н/мм}^2$ - пределы выносливости материала вала (таблица 46, [1]).

Общий коэффициент запаса

$$S_{-1} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{10.815}\right)^2 + \left(\frac{1}{36.715}\right)^2}} = 10.374 \geq S_{-1} = 1.5 \dots 2.5.$$

Таким образом, вал проходит проверку по усталостной прочности.

Контрольные вопросы.

1. Назначение валов и осей.
2. В чём разница между валом и осью?
3. Что называют цапфой, шипом, шейкой, пятой?
4. Для чего служат заплечики и буртики на валах и осях?
5. Как конструируются переходные участки на валах и осях?
6. Как передаётся крутящий момент от детали, насаженной на вал к валу и наоборот?
7. Критерии работоспособности валов.
8. Критерии работоспособности осей.
9. Порядок расчёта и конструирования валов и осей.
10. Зачем нужна компоновка при конструировании вала (оси)?
11. Что является основой для конструирования вала?
12. Как определяется диаметр вала при его конструировании?
13. Как выполняется проверка вала на усталостную прочность?
14. Зачем выполняется расчёт вала на жесткость, на колебания?

14. Подшипники качения.

Подшипники это опоры валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины.

В зависимости от рода трения между элементами подшипники делятся на подшипники качения и подшипники скольжения.

Подшипники качения это опоры вращающихся деталей, работающие на основе трения качения. В общем случае тела качения устанавливаются между внутренним и наружным кольцами (или верхним и нижним) подшипника. Тела качения удерживаются на определённом расстоянии друг от друга сепаратором.

Подшипники качения это готовые сборочные единицы, наиболее стандартизированные в машиностроении. Они изготавливаются централизованно в массовом порядке, обеспечивая взаимозаменяемость. В настоящее время это основной вид опор в машиностроении.

14.1. Достоинства подшипников качения.

- сравнительно малая стоимость вследствие массового производства;
- малые потери на трение и незначительный нагрев;
- малые пусковые моменты, малая зависимость сил трения от скорости;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- не требуют особого внимания при обслуживании, малый расход смазки.

14.2. Недостатки подшипников качения.

- высокие контактные напряжения между телами качения и кольцами и поэтому ограниченный срок службы при большом его рассеивании;
- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции подшипника;

- сравнительно большие радиальные размеры;
- шум при больших скоростях.

14.3. Классификация подшипников качения.

14.3.1. По форме тел качения:

- шариковые;
- роликовые.

При этом ролики могут быть (рис.14.1):

- а) цилиндрические;
- б) конические;
- в) бочкообразные;
- г) игольчатые;
- д) витые цилиндрические.

В последнем случае ролики изготавливаются навивкой цилиндра из пружинной ленты прямоугольного сечения. Ролики получаются относительно податливые.

Шарикоподшипники в среднем более быстроходные и, в большинстве своём, обеспечивают осевую фиксацию деталей, т.е. воспринимают осевую нагрузку.

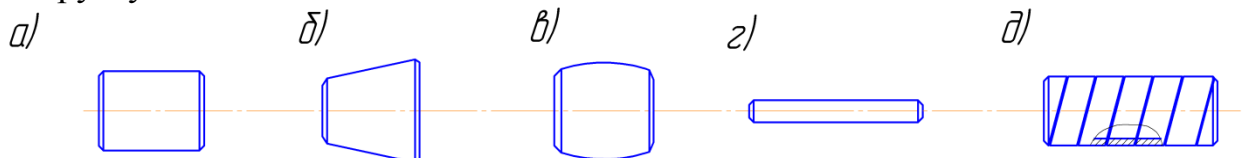


Рис.14.1. Разновидности роликов.

Роликоподшипники имеют более высокую грузоподъёмность. Однако, цилиндрические роликоподшипники близкие к шариковым по грузоподъёмности не могут воспринимать осевых нагрузок. Те же роликоподшипники, которые могут воспринимать осевые нагрузки, тихоходные.

14.3.2. По виду воспринимаемой нагрузки различают:

- радиальные подшипники: воспринимают только радиальную нагрузку;
- радиально-упорные подшипники: воспринимают в основном радиальную нагрузку и в меньшей степени осевую;
- упорно-радиальные подшипники: воспринимают осевую нагрузку и в меньшей степени радиальную;
- упорные подшипники: воспринимают только осевую нагрузку.

14.3.3. По числу рядов тел качения подшипники могут быть: однорядные и многорядные.

14.3.4. По способности самоустанавливаться: самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся. У самоустанавливающихся подшипников внутренняя поверхность наружного кольца выполнена по сфере. Это позволяет телам качения, перекатываясь по сферической поверхности, следовать за поворотом опорного сечения вала.

14.3.5. По габаритам: при одном и том же внутреннем (посадочном) диаметре для подшипников одного и того же типа имеются различные серии, от-

личающиеся размерами колец и тел качения.

По радиальным габаритным размерам промышленность выпускает (в порядке увеличения размеров):

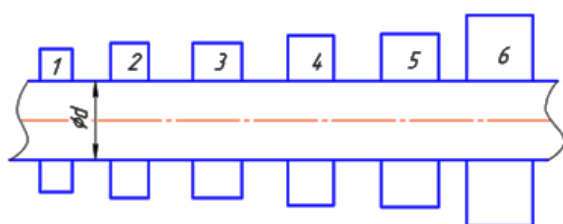
- сверхлёгкие серии две;
- особо лёгкие серии две;
- лёгкая серия;
- средняя серия;
- тяжёлая серия.

По ширине выпускаются подшипники:

- особоузкие;
- узкие;
- нормальные;
- широкие;
- особо широкие.

Основное распространение получили подшипники лёгкой и средней серий.

Соотношение размеров подшипников разных серий иллюстрируется рисунком 14.2.



- 1-особо лёгкая серия;
- 2 – лёгкая серия;
- 3 – лёгкая широкая серия;
- 4 – средняя серия;
- 5 – средняя широкая серия;
- 6 – тяжёлая серия

Рис.14.2. Соотношение габаритов серий для одного посадочного диаметра.

14.4. Маркировка подшипников качения.

Подшипники маркируют нанесением на торцы колец номера.

Номер подшипника в общем случае состоит из трёх групп (рис.14.3):

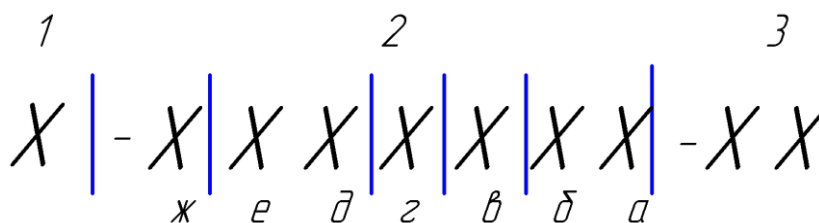


Рис.14.3. Марка подшипника.

- 1 группа – класс точности подшипника;
- 2 группа – обозначение типа и размерных серий подшипника;
- 3 группа – дополнительная информация о подшипнике.

14.4.1. Классы точности подшипников.

Класс точности регламентирует величины предельных отклонений размеров, формы и расположения деталей подшипника и точность вращения, которая определяется радиальными и боковыми биениями.

Стандартом установлены следующие основные классы:

- для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также роликовых радиальных подшипников (в порядке возрастания точности): 0, 6, 5, 4, 2, Т;
- для упорных и упорно-радиальных: 0, 6, 5, 4, 2;
- для роликовых конических: 0, 6Х, 6, 5, 4, 2.

Кроме этого, предусмотрены также два дополнительных класса точности (8 и 7) более низкие, чем класс точности 0. Такие подшипники могут изготавливаться только по заказу потребителя и применяются в неответственных узлах.

В зависимости от требований к уровню допустимых для подшипника вибраций подшипники разделяют на три категории (в порядке снижения уровня требований):

категория	А	В	С
класс точности	5,4,2,Т	0,6Х,6,5	8,7,0,6

Обычно к категории С специальных требований не предъявляется.

С повышением точности стоимость подшипника возрастает, Так при увеличении точности от 0 до 2 класса стоимость подшипника увеличивается примерно в 10 раз.

Наибольшее распространение получили подшипники нормальной точности, т.е. 0 класса.

При применении таких подшипников в марке подшипника 0 обычно не ставится.

14.4.2. Обозначение типа и размерных серий подшипника.

Если внутренний диаметр подшипника $d \leq 9$ мм, то на месте а марки (см. рис.14.3) указывается фактический размер внутреннего (посадочного) диаметра. В этом случае на втором месте справа (на месте б) указывается серия подшипника (об этом чуть погодя), а на третьем (место В) – ставится цифра 0.

Если посадочный диаметр $9 < d < 20$ мм, то в обозначении на первом и втором местах справа (аб) указывается:

00 при $d = 10$ мм;	02 при $d = 15$ мм;
01 при $d = 12$ мм;	03 при $d = 17$ мм.

Если посадочный диаметр подшипника $20 \leq d < 495$ мм, то в марке на этих местах (аб) указывается частное от деления посадочного диаметра на 5.

На третьем месте справа (В, рис.14.3) указывается серия подшипника по радиальным размерам:

- 8 или 9 – сверхлёгкие серии;
- 1 или 7 – особо лёгкие серии;
- 2 или 5 – лёгкие серии;
- 3 или 6 – средние серии;
- 4 – тяжёлая серия;

На четвёртом месте справа (г, рис.14.3) указывается тип подшипника:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- ...
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – конический роликовый радиально-упорный;
- 8 – упорный шариковый;
- ...

Пятая и шестая цифры справа (Д и Е, рис.14.3) обозначают конструктивные особенности подшипника: угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений с одной или с двух сторон, наличие упорного буртика и т.п. Эти обозначения вводятся только для тех подшипников, которые имеют отклонения от конструкции основного типа.

Седьмая цифра справа (Ж, рис.14.3.) обозначает серию подшипника по ширине:

- 1 или 0 – нормальные;
- 2 – широкие ;
- 3, 4, 5, 6 – особо широкие;
- 7 – узкие.

Общее правило: если подшипник радиальный шариковый (т.е. его обозначение 0) и левее все остальные цифры обозначения нули, то эти все нули не ставятся.

14.4.3. Дополнительная информация о подшипнике.

Дополнительная информация о подшипнике это буквенно-цифровая комбинация, обозначающая особенности применённых материалов, термообработки и т.п.

Конструкции основного типа некоторых подшипников качения приведены на рис.14.4.

14.5. Материалы элементов подшипников качения.

Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных подшипниковых сталей (например, ШХ9, ШХ15) с термической обработкой, обеспечивающей высокую твёрдость (HRC, 61...66).

Большинство сепараторов штампуют из мягкой листовой стали. При повышенных скоростях (более 10...15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, пластмассы.

14.6. Распределение нагрузки между телами качения.

14.6.1. Осевая нагрузка.

Осевая нагрузка распределяется равномерно по всем телам качения.

14.6.2. Радиальная нагрузка.

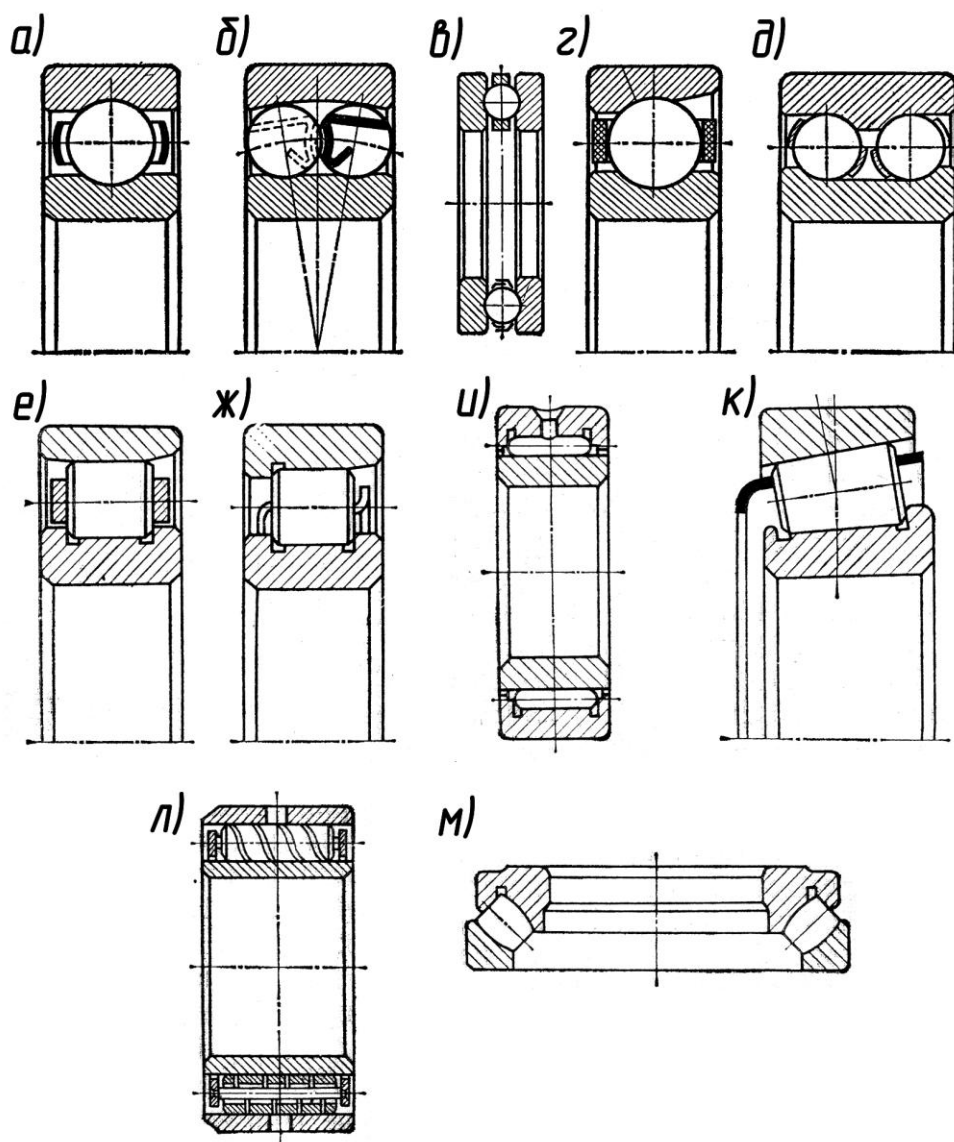
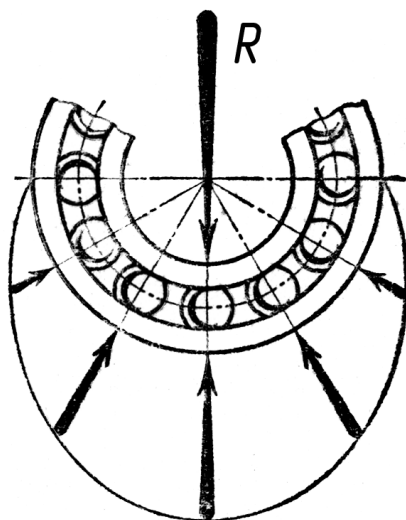


Рис.14.4. Конструкции некоторых типов подшипников.

а-радиальный шариковый однорядный; б-радиальный сферический двухрядный; в-упорный шариковый однорядный; г-радиально-упорный шариковый однорядный; д-радиальный шариковый двухрядный; е-радиальный роликовый однорядный; ж-радиально-упорный роликовый однорядный; и-игольчатый радиальный; к-конический радиально-упорный роликовый; л-радиальный с витыми роликами; м-упорно-радиальный с бочкообразными роликами

Вследствие радиального зазора между кольцами и телами качения в восприятии радиальной нагрузки участвуют только тела качения, расположенные на дуге не более 180° со стороны, противоположной действию нагрузки (рис.14.5). Наибольшая величина нагрузки на тело качения

$$F_{\max} = \frac{KR}{Z}$$



где $K = 4 \dots 6$ в зависимости от вида подшипника;
 R - радиальная нагрузка на подшипник;
 Z - число тел качения подшипника.

Рис.14.5. Действие радиальной нагрузки.

14.7. Причины выхода из строя подшипников качения:

- вмятины на рабочих поверхностях дорожек качения: результат больших статических нагрузок;

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей: следствие действия больших переменных контактных напряжений, обычно выкрашиваться начинают беговые дорожки внутренних колец;

- скалывание буртиков, раздавливание колец: следствие погрешностей монтажа, больших динамических нагрузок;

- абразивный износ колец и тел качения: следствие работы в абразивной среде, возможно плохой защищённости от действия этой среды;

- разрушение сепаратора: следствие действия на него тел качения и центробежных сил, характерно для быстроходных подшипников.

Подбор подшипников при проектировании сборочных единиц производится по усталостной прочности рабочих поверхностей колец.

14.8. Основные характеристики подшипников качения.

14.8. Основные характеристики подшипников качения.

14.8.1. Статическая грузоподъёмность C_0

Это такая постоянная нагрузка на подшипник, при которой общая деформация тел качения и колец не превышает $10^{-4}d$. Здесь d - диаметр тела качения. Деформация определяется по контактным напряжениям, которые приняты для шарикоподшипников 3000 МПа, для роликоподшипников 5000 МПа.

14.8.2. Динамическая грузоподъёмность C .

Это такая радиальная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая для упорных и упорно-радиальных, которую подшипник выдерживает в течение одного миллиона оборотов. При этом у радиальных и радиально-упорных подшипников вращается внутреннее кольцо, а у упорных и упорно-радиальных – одно из колец.

Обозначается эта нагрузка C .

При определении динамической грузоподъёмности C приняты такие значения контактных напряжений, при которых один миллион оборотов без признаков усталости должны отработать не менее 90% подшипников данной группы. Таким образом, вероятность безотказной работы для подшипников качения принята 0.9.

14.8.3. Эквивалентная динамическая нагрузка P .

Так как в реальных условиях на подшипник действуют и радиальная, и осевая нагрузки в каком-то сочетании, необходимо ввести ещё один параметр: эквивалентная (приведённая) нагрузка P . Это такая постоянная радиальная (осевая для упорных и упорно-радиальных подшипников) нагрузка, которая, будучи приложена к радиальному или радиально-упорному подшипнику с вращающимся внутренним кольцом, обеспечит такую же долговечность, как и реальная нагрузка.

В общем случае эквивалентная нагрузка

$$P = (XVR + YF)K_{\sigma}K_T$$

где X, Y - коэффициенты, характеризующие долю радиальной и осевой нагрузок; определяются по данным каталога для выбранного подшипника;

R, F - радиальная и осевая нагрузки на подшипник; определяются из расчёта передач и валов;

V - коэффициент вращения: если вращается внутреннее кольцо, то $V=1$, если вращается наружное кольцо $V=1.2$;

K_{σ} - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки: спокойная $K_{\sigma}=1$; умеренные толчки $K_{\sigma}=1.3 \dots 1.5$; сильные толчки $K_{\sigma}=2.5 \dots 3$;

K_T - температурный коэффициент; если рабочая температура подшипника не превышает 100°C , то $K_T=1$; при $t=125 \dots 250^{\circ}\text{C}$ $K_T=1.05 \dots 1.4$.

Так как для упорных подшипников радиальная нагрузка $R=0$, то для них эквивалентная нагрузка будет равна

$$P = F K_{\sigma} K_T$$

Ещё одно обстоятельство: вследствие радиального зазора в подшипнике (см. п. 14.6.2) при отсутствии осевой силы радиальная нагрузка на тела качения распределена неравномерно. При небольшой осевой силе зазор выбирается и все тела качения оказываются под нагрузкой, поэтому нагрузка на одно тело качения уменьшается. Так происходит до тех пор, пока выполняется

соотношение $\frac{F}{VR} \leq e$. В этом случае принимают $X=1, Y=0$.

Значения e находятся из таблиц каталога для соответствующего подшипника по соотношению $\frac{F}{C_0}$.

14.8.4. Связь между основными характеристиками подшипника.

Исходным для расчёта подшипников на долговечность является уравнение кривой контактной выносливости. В этом уравнении число циклов нагружения измеряется числом миллионов оборотов L , которое сделал подшипник

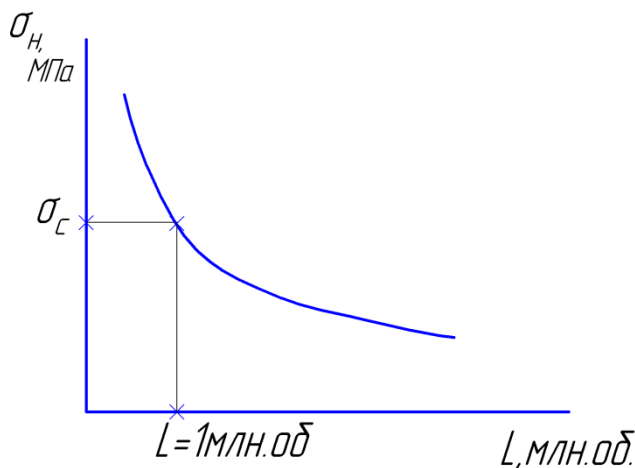


Рис.14.6. Кривая выносливости подшипников качения.

$$\sigma_H^m L = \text{const} \text{ (рис.13.6).}$$

Исходя из определения динамической грузоподъёмности, можно записать

$$\sigma_H^m L = \sigma_c^\alpha 1_{\text{млн.}} = C^\alpha$$

Здесь принято, что $\sigma_c^\alpha = C^\alpha$.

С учётом определения эквивалентной нагрузки можно продолжить

$$\sigma_H^m L = \sigma_c^\alpha 1_{\text{млн.}} = C^\alpha = P^\alpha L.$$

Отсюда $L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha$, где P – эквивалентная нагрузка на подшипник.

На основании теоретических и экспериментальных исследований установлено, что показатель степени в этом выражении $\alpha = 3$ для шарикоподшипников и $\alpha = 10/3 \approx 3.33$ для роликоподшипников.

От числа миллионов оборотов можно перейти к часам работы

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}, \text{ часов.}$$

Здесь размерность частоты вращения вала n – об/мин.

Формула работает при $10 \leq n \leq n_{\text{пред}}$, где $n_{\text{пред}}$ – максимальная для данного подшипника частота вращения.

14.9. Особенность определения осевой нагрузки для радиально-упорных подшипников.

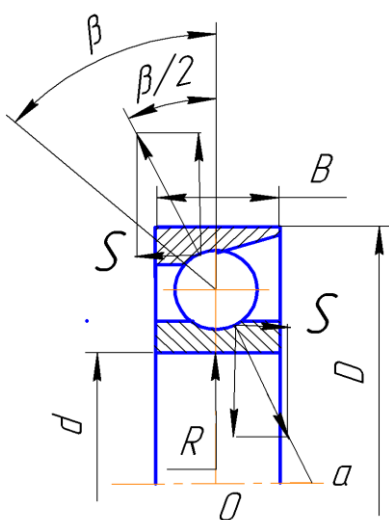


Рис.14.7. Схема действия силы S .

Предположим, что шариковый радиально-упорный подшипник нагружен только радиальной силой R со стороны вала (рис.14.7). Эта нагрузка передаётся внутреннему кольцу подшипника, от кольца – телу качения, от тела качения – наружному кольцу и от наружного кольца на корпус сборочной единицы. Угол контакта наружного кольца и тела качения β . Равнодействующую сил взаимодействия кольца и тела качения можно приложить по биссектрисе этого угла. Но каждому действию есть равное и противоположно направленное противодействие. Поэтому, в результате действия только радиальной нагрузки на подшипник, в нём появляются силы, расталкивающие тела качения и кольца.

Точка приложения опорных реакций к валу в этом случае это точка пересечения нормали к поверхности тела качения с осью вала (**a** на рис.14.7).

Величина Oa зависит от геометрических размеров и типа подшипника. Например, для шариковых радиально-упорных подшипников (см. рис.14.7)

$$Oa = 0.5 \left[\frac{D}{\cos \beta} + 0.5(D + d) \tan \beta \right]$$

Для нормальной работы подшипника необходимо, чтобы кольца были прижаты к телам качения. Поэтому на радиально-упорный подшипник всегда должна действовать осевая сила $F_{xp} \geq S$ независимо от осевой нагрузки, возникающей вследствие работы передач.

Так как вал устанавливается на двух подшипниках, то для определения составляющих F_{xp1} и F_{xp2} имеем только одно уравнение ($\sum x=0$)

$$F - F_{xp1} + F_{xp2} = 0,$$

где за ось X принята ось вала.

Кроме этого принимаем, что в одном из подшипников осевая сила равна минимально возможной по условию нераздвижения колец, то есть принимаем, что $F_{xpi} = S_i$. Так как неизвестно, в каком из подшипников выполняется это условие, задачу определения составляющих F_{xp1} и F_{xp2} решаем методом подбора. Например, полагаем, что на опоре один $F_{xp1} = S_1$. Тогда должно быть

$$F_{xp2} = S_1 - F \geq S_2.$$

Если это неравенство выполняется, то осевые силы определены правильно. Если же $F_{xp2} < S_2$, то этот вариант отбрасываем, принимаем $F_{xp2} = S_2$ и находим

$$F_{xp1} = S_2 + F.$$

В этом случае должно быть $F_{xp1} \geq S_1$.

Полученные осевые нагрузки используются при определении эквивалентной нагрузки P .

14.10. Подбор подшипников.

Невращающиеся или медленно вращающиеся подшипники с частотой вращения $n \leq 10$ об/мин подбирают по статической грузоподъемности C_0 , так чтобы $P_0 \leq C_0$. Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 R + Y_0 F_x.$$

Коэффициенты X_0 и Y_0 определяются по каталогам.

Подшипники, вращающиеся с частотой $1 < n \leq 10$ об/мин, рассчитывают по частоте вращения $n = 10$ об/мин. При этом рекомендуется следующий порядок работы.

14.10.1. Выбрать тип подшипника по характеру и соотношению нагрузок. Рекомендации здесь такие:

- если $F_x < 0.3 R$, можно принять шариковый радиальный подшипник;
- если $0.3R = F_x \leq 1.5R$, можно принимать шариковый радиально-упорный подшипник с углом контакта β тем большим, чем ближе F_x к 1.5 ;
- если $F_x > 1.5R$, то нужно принимать роликовый радиально-упорный подшипник.

14.10.2. По диаметру вала установить размеры подшипника выбранного типа и выписать для него габаритные размеры и параметры C_0 и C .

14.10.3. Найти соотношение F_x / C_0 и по этому соотношению найти в каталоге e .

14.10.4. Определить $\frac{F_x}{VR}$ и сравнить с e .

14.10.5. В зависимости от выполнения неравенства $\frac{F_x}{VR} \leq e$ определить эквивалентную нагрузку с учётом осевой силы или без неё.

Примечания:

- для радиально упорных подшипников предварительно найти необходимую осевую нагрузку;
- все расчёты вести для наиболее нагруженного подшипника.

14.10.6. Определить потребную динамическую грузоподъёмность

$$C_{тр} = P \alpha \sqrt[L_{тр}]{} ,$$

где $L_{тр}$ - потребное число миллионов оборотов подшипника, определяется по заданному сроку службы.

14.10.7. Сравнить полученные значения динамической грузоподъёмности, должно быть $C_{тр} \leq C$.

Если это неравенство выполняется, то задача решена.

Если $C_{тр} > C$, то нужно либо брать подшипник более тяжелой серии, либо переходить к валу большего диаметра и повторять подбор подшипников.

Если $C_{тр} \ll C$, то можно применить в рассматриваемой конструкции подшипники более лёгкой серии или меньшего диаметра.

14.11.Пример П21.

14.11.1. Проверить работоспособность подшипника 305 по ГОСТ 8335-75, ориентировочно выбранного для ведущего вала примера №19 при составлении компоновки.

Для этого подшипника:

из расчёта валов $F_x = 704, Н$, (см.п.13.1.4);

опорные реакции: первая опора: $R_{c1} = 771, Н$; $R_{e1} = 1801, Н$;

вторая опора: $R_{c2} = 217, Н$; $R_{e2} = 816, Н$ (см.рис.П19.2);

динамическая грузоподъёмность- $C = 22500, Н$;

статическая грузоподъёмность- $C_0 = 11400, Н$ (гл.2, табл.2,[20]);

14.11.2. Наиболее нагружена первая опора. Для неё суммарная радиальная нагрузка $R_1 = \sqrt{771^2 + 1801^2} \approx 1960, Н$.

14.11.3. Параметр осевого нагружения e

$$\frac{F_x}{C_0} = \frac{704}{11400} = 0.0617 \text{ поэтому } e = 0.256 \text{ (гл.1, табл.18, [20], интерполяция).}$$

14.11.4. Соотношение осевой и радиальной нагрузок в реальном нагружении

$$\frac{F_x}{VR_1} = \frac{704}{1 \times 1960} = 0.359$$

14.11.5. Значение X и Y для выбранного подшипника в реальном нагружении

Так как $\frac{F_x}{VR_1} = 0.359 > e = 0.256$, то $X = 0.56$ и $Y = 1.62$

(гл.1, табл.18, [20], интерполяция).

14.11.6. Эквивалентная нагрузка

$$P = (XVR + YF)K_\sigma K_T = (0.56 \times 1 \times 1960 + 1.62 \times 704) \times 1.3 \times 1 = 2645, \text{ Н}$$

Здесь принято: $K_\sigma = 1.3$ -коэффициент безопасности;

$K_m = 1$ - температурный коэффициент.

14.11.7. Количество миллионов оборотов вала за срок службы привода

$$L_{\text{тр}} = \frac{60tn}{1000000} = \frac{60 \times 6570 \times 1460}{1000000} = 575.532, \text{ млн.об.}$$

14.11.8. Потребная динамическая грузоподъёмность

$$C_{\text{тр}} = P \sqrt[3]{L_{\text{тр}}} = 2645 \times \sqrt[3]{575.532} \approx 22000, \text{ Н}$$

Так как потребная динамическая грузоподъёмность меньше, чем та, которую имеет подшипник, то задача решена.

Контрольные вопросы.

1. В чём принципиальная разница между подшипниками качения и подшипниками скольжения?
2. Из каких элементов состоит подшипник качения в общем случае?
3. Зачем нужен сепаратор в подшипнике качения?
4. Достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
5. Классификация и примеры конструкций подшипников качения.
6. Общая характеристика шариковых и роликовых подшипников качения.
7. Маркировка подшипников качения.
8. Материалы элементов подшипников качения.
9. Распределение осевой нагрузки по телам качения.
10. Распределение радиальной нагрузки по телам качения.
11. Причины выхода из строя подшипников качения.
12. Статическая и динамическая грузоподъёмности подшипников качения.
13. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника качения.
14. Связь между основными характеристиками подшипника качения.
15. Особенность работы радиально-упорных подшипников качения.

15. Подшипники скольжения.

15.1. Назначение, основные элементы и разновидности подшипников.

Это опоры вращающихся или поступательно движущихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения контактирующих поверхностей. Например, цапфа вала и направляющие металлорежущего станка.

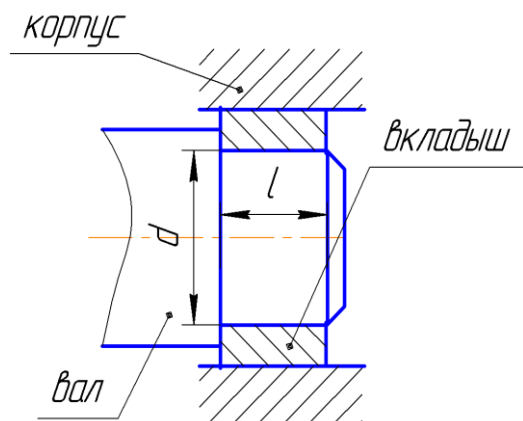


Рис.15.1. Подшипник скольжения.

Основным элементом подшипника скольжения для вращающихся деталей является вкладыш, по внутренней поверхности которого скользит цапфа вала. Вкладыш устанавливается либо в специальном корпусе, либо непосредственно в несущей конструкции машины (рис.15.1).

Конструкции подшипников скольжения разнообразны и определяются требованиями машины. Основная нагрузка, для восприятия которой они служат, радиальная. Для восприятия осевой нагрузки выполняют подпятники (см. рис.13.2).

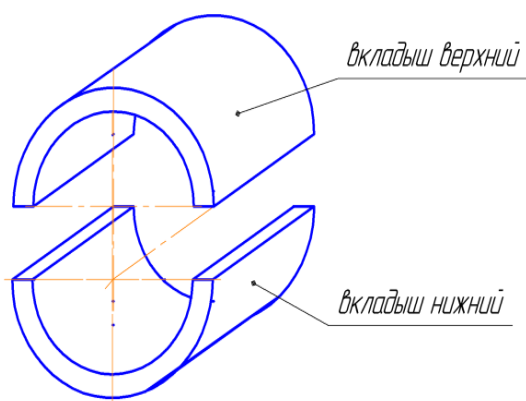


Рис.15.2. Вкладыши разъемного подшипника.

Подшипники скольжения могут быть разъемные и неразъемные. У неразъемных подшипников основным элементом является вкладыш, представляющий собой цельную втулку (см. рис.15.1). В случае разъемного подшипника вкладыш состоит из двух половинок: верхнего и нижнего вкладышей (рис.15.2.).

Такая конструкция облегчает монтаж валов, что является большим достоинством этих подшипников и одной из причин их широкого применения.

15.2. Режимы трения в подшипниках скольжения.

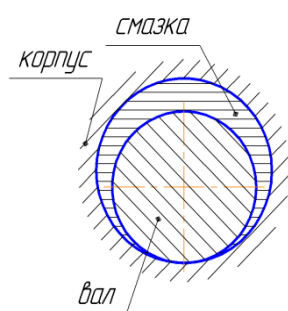


Рис.15.3. Подшипник скольжения в покое.

В покое цапфа вала лежит на внутренней поверхности вкладыша (рис.15.3). Между ними возникает в это время непосредственный металлический контакт. При пуске, в начале движения, относительная скорость ещё мала и цапфа трётся по внутренней поверхности вкладыша – **сухое** трение.

По мере разгона скорость движения цапфы возрастает, смазка затягивается в клиновидный зазор между цапфой и рабочей поверхностью вкладыша, толщина масляного слоя увеличивается и цапфа

всплывает. Но отдельные выступы остаются ещё не разделёнными смазкой. Это - **полужидкостное** трение.

При дальнейшем возрастании скорости появляется сплошной устойчивый слой смазки, полностью разделяющий поверхности трения – это **жидкостное** трение. Оно возникает в специальных подшипниках при соблюдении определённых условий.

Большинство подшипников работает в условиях полужидкостного трения.

15.3. Области применения подшипников скольжения.

В настоящее время подшипники скольжения применяются:

- для особо быстроходных валов;
- для особо точного направления валов, так как они могут быть изготовлены значительно точнее подшипников качения;
- для особо тяжёло нагруженных валов;
- при ударной и вибрационной нагрузках;
- когда по условиям сборки подшипники необходимо выполнять разъёмными;
- при необходимости получения малых радиальных размеров;
- в особых условиях, когда подшипники качения неспособны (в воде, в агрессивных средах);
- во вспомогательных тихоходных механизмах.

15.4. Причины выхода из строя подшипников скольжения.

Абразивный износ.

Возникает вследствие попаданий со смазкой абразивных частиц и неизбежного сухого трения при пусках и остановках.

Заедание.

Возникает при перегреве подшипника, так как вследствие трения вкладыш и цапфа нагреваются. С повышением температуры понижается вязкость масла, масляная плёнка разрушается, образуется непосредственный металлический контакт. Как следствие этого вкладыши выплавляются или полностью захватываются разогретой цапфой.

Усталостное выкрашивание.

Происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках.

15.5. Материалы вкладышей.

Поскольку цапфы скользят по вкладышам, чтобы уменьшить потери на трение, применяют антифрикционные материалы. Валы всегда из стали. Для вкладышей применяют:

- бронзы: используют при средних скоростях и больших нагрузках;
- баббиты: подшипниковые сплавы на основе олова или свинца, для них характерна низкая твёрдость, хорошая прирабатываемость; наносятся тонким слоем на рабочую поверхность вкладыша, применяются при высоких скоростях контактирующих поверхностей;
- чугуны: применяются в малоответственных тихоходных механизмах;
- металлокерамика: вкладыши изготавливают прессованием и затем спе-

канием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца, полученный пористый материал пропитывается маслом и работает без дополнительного подвода смазки; применяются в тихоходных слабонагруженных механизмах;

- неметаллические материалы: пластмассы, древесные материалы и т.п.; устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазке водой и в агрессивных средах.

15.6. Условный расчёт подшипников скольжения для режима полужидкостного трения.

15.6.1. Общие положения.

Основным критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость, т.е. способность противостоять износу и заеданию.

Для определения срока службы по износу в формулы должна входить величина износа за определённую наработку, которая зависит от коэффициента трения. Но коэффициент трения - величина, зависящая от очень большого числа факторов (иногда таких, которые учесть невозможно). Для учёта этих факторов требуется много довольно дорогих и протяженных во времени экспериментов. В результате получим выражения, пригодные лишь для исследованных размеров подшипников в исследованных условиях.

В машиностроении, поэтому, основное применение имеют условные расчёты, которые в простейшей форме позволяют использовать опыт конструирования и эксплуатации машин. Для оценки работоспособности подшипников в режиме полужидкостного трения служат среднее удельное давление p на трущихся поверхностях и оценка удельной работы сил трения pV (здесь V - окружная скорость цапфы вала, м/с). Оба эти параметра дают косвенную оценку возможностей подшипника: расчёт по удельному давлению гарантирует невыдавливание смазки, а расчёт по произведению pV - нормальный тепловой режим, а значит и отсутствие заедания.

Для подшипников жидкостного трения выполняется специальный расчёт, один из вариантов которого приведен в следующем разделе.

15.6.2. Расчёт по удельным давлениям.

Считаем, что удельные давления распределены равномерно на половине диаметра цапфы (рис.15.4). Расчёт ведут по нагрузке, отнесённой к проекции цапфы на плоскость, перпендикулярную нагрузке

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

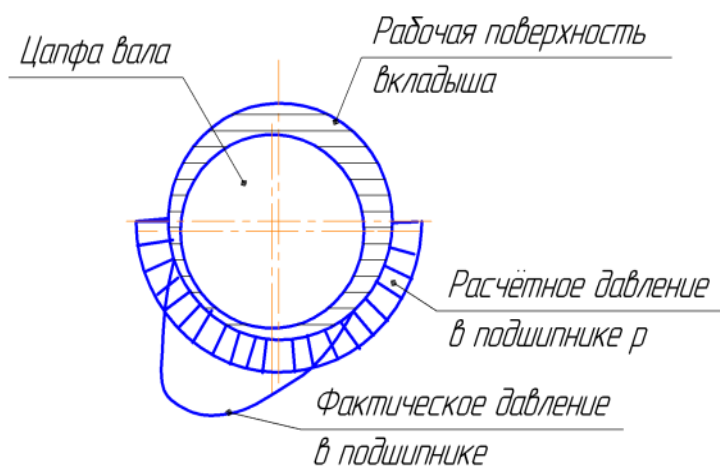


Рис.15.4. Эпюра давлений.

где R – опорная реакция вала или оси;
 d и l – диаметр цапфы и длина втулки.

В подшипниках большинства стационарных машин при отсутствии особых требований к габаритам $p \approx 1 \dots 15$ МПа.

Расчёт обычно ведётся как проверочный. Однако можно задаться отношением $\phi = \frac{l}{d}$ откуда $l = \phi d$ и $d = \sqrt{\frac{R}{\phi p}}$.

Отношение l/d колеблется в широких пределах: для большинства машин $\phi = 0.5 \dots 0.9$, в трансмиссионных самоустанавливающихся подшипниках $\phi = 1 \dots 2$.

15.6.3. Оценка удельной работы сил трения.

Произведение $p v$ в некоторой степени характеризует теплообразование в подшипнике, т.е. косвенным образом оценивает работу в нём сил трения.

В подшипниках большинства стационарных машин:

$p v \approx 2 \dots 15$, МПа \times м/с. При хорошем охлаждении эта величина может быть повышена. Например, в автомобильных двигателях $p v \approx 25 \dots 35$ МПа \times м/с, а в турбинах до 100 МПа \times м/с.

Расчёт подпятников аналогичен расчётам, которые описаны выше. Поскольку подпятники находятся в худших условиях теплоотвода, допускаемые значения удельных давлений p и произведения $p v$ для них принимают на 20...30% меньше, чем для радиальных подшипников.

15.7. Подшипники жидкостного трения.

15.7.1. Общие сведения и условия появления жидкостного трения

При жидкостном трении рабочие поверхности цапфы вала и вкладыша разделены слоем смазки, толщина которого h больше суммы высот R_z шероховатостей поверхностей. Внешнюю нагрузку воспринимает масляный слой. Сопротивление движению определяется только внутренним трением в этом слое смазки. Значение коэффициента жидкостного трения $0.001 \dots 0.005$.

Переход к жидкостному трению происходит при некоторой скорости, которую называют критической. При этом должны быть соблюдены следующие три условия:

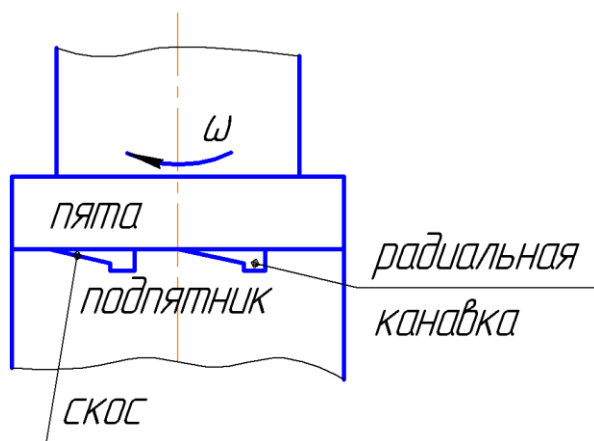
- между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновой формы;
- масло соответствующей вязкости μ должно непрерывно заполнять зазор между скользящими поверхностями;
- скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создавалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

В радиальных подшипниках скольжения клиновой зазор образуется за счёт смещения центров вала и вкладыша. При увеличении угловой скорости центр цапфы сближается с центром вкладыша, но полного совпадения цен-

тров быть не может, так как исчезнет режим жидкостного трения.

Опорным поверхностям подпятников придают такую форму, чтобы образовавшийся зазор имел форму клина (рис.15.5).

Для подшипников жидкостного трения могут использоваться жидкие и газообразные масла. Наиболее распространены минеральные масла (продукты переработки нефти). Важнейшее свойство масел, определяющее их сма-



зочную способность в условиях жидкостного трения – вязкость μ .

Различают вязкость динамическую и кинематическую.

Динамическая вязкость – сопротивление слоя смазки относительному сдвигу.

Кинематическая вязкость – отношение динамической вязкости μ к плотности жид-

$$\nu = \mu / \rho$$

Рис.15.5. Подпятник для работы в режиме жидкостного трения.

На практике вязкость масла оценивают косвенным методом по времени истечения определённого количества масла из вискозиметра.

Вискозиметры – приборы для измерения вязкости жидкости. По принципу действия могут быть различных типов. Чаще всего основаны на протекании некоторого объёма исследуемой жидкости через тарированное калиброванное отверстие. На вискозиметры и методы работы с ними имеются стандарты.

Смазочные свойства масел сильно зависят от температуры смазочного слоя. При критической температуре, характерной для каждого сорта масла, смазочная плёнка неизбежно разрушается.

При движении масла в клиновом зазоре жидкость как бы запрессовывается в него и проталкивается через зазор. Возникает давление слоя масла на вал, которое и уравнивает внешнюю нагрузку. Очевидно, что для того, чтобы масло проталкивалось через зазор, нужна определённая скорость движения контактирующих деталей и смазки.

15.7.2. Расчёт подшипников жидкостного трения (гидродинамических подшипников).

Исходные данные:

- R, H – радиальная нагрузка, известна из расчёта валов;
- $n, \text{об/мин}$ – частота вращения, известна из кинематического расчёта привода;
- $d, \text{мм}$ – диаметр цапфы вала, известен из расчёта и конструирования валов;
- условия и режим работы, известны из технического задания на проек-

тирование привода.

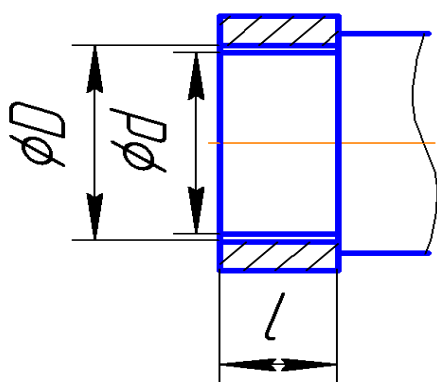
15.7.2.1. Задаться отношением l/d . Получить и принять значение l и проверить принятые параметры подшипника по удельным давлениям p и по произведению pV .

Короткие цапфы ($l/d \leq 0.4$) обладают малой грузоподъемностью. Длинные ($l/d > 1$) требуют повышенной жесткости и точности валов.

Эта проверка выполняется так же, как и для подшипников полужидкостного трения. Она предупреждает возможность заедания и повышенного износа в случаях кратковременного нарушения жидкостного трения (пуски, перебои в нагрузке, подаче масла и т.п.).

$p = 0.5 \dots 15 \text{ МПа}$ и $pV = 2.5 \dots 15 \text{ МПа} \times \text{м/с}$ – принимаются из опыта конструирования и эксплуатации в зависимости от материала вкладыша.

15.7.2.2. Выбрать относительный зазор ψ



D – рабочий диаметр вкладыша;
 d – диаметр цапфы;
 $S = D - d$ – диаметральный зазор;
 $\delta = S/2$ – радиальный зазор;
 $\psi = S/d$ – относительный зазор.

Используют либо рекомендации для аналогичных конструкций, либо эмпирическую формулу

$$\psi \approx 0.8 \times 10^{-3} \times v^{0.25}$$

15.6. Цапфа вала.

где v – окружная скорость цапфы.

Обычно для валов диаметром до 250 мм используют для сопряжения цапфы и вкладыша одну из следующих посадок

$$\frac{H7}{h7}; \frac{H9}{e8}; \frac{H7}{e8}; \frac{H9}{d9}.$$

Поэтому ψ желательно согласовать с одной из них.

15.7.2.3. Выбрать сорт масла и его среднюю рабочую температуру.

Средняя рабочая температура принимается в диапазоне $45 \dots 75^\circ\text{C}$. По стандартным характеристикам масла, которые приводятся в координатах $t_{\text{ср}} - \mu$, выбрать сорт масла, обеспечивающий требуемую работоспособность при назначенной температуре (т.е. установить требуемую вязкость масла μ).

15.7.2.4. Определить коэффициент нагруженности подшипника

$$C_R = \frac{R\psi^2}{\mu\omega ld}.$$

15.7.2.5. Определить относительный эксцентриситет.

По графику в координатах $\chi - C_R$, для принятого ранее соотношения

l/d , определить требуемую величину относительного эксцентриситета χ .

15.7.2.6. Определить минимальную толщину масляного слоя

$$h_{\min} = 0.5S(1 - \chi)$$

15.7.2.7. Определить критическое значение толщины масляного слоя.

При этом значении нарушается режим жидкостного трения.

$$h_{\text{кр}} = R_{z1} + R_{z2},$$

где R_{z1} и R_{z2} - шероховатости поверхностей цапфы и вкладыша.

Принимаются по ГОСТ 2789-73 в пределах 6.3...0.2 мкм.

Можно ориентироваться на такие параметры.

Цапфа вала:

- тонкое точение $R_{z1} = 6.3 \dots 1.6$ мкм;

- шлифование $R_{z1} = 3.2 \dots 0.4$ мкм;

- полирование $R_{z1} = 1.6 \dots 0.05$ мкм.

Вкладыш:

- протягивание или развёртывание $R_{z2} = 10 \dots 1.6$ мкм;

- шабрение $R_{z2} = 10 \dots 3.2$ мкм;

- тонкое растачивание $R_{z2} = 6.3 \dots 1.6$ мкм.

Рекомендуется цапфу обрабатывать не ниже $R_{z1} = 3.2$ мкм, а вкладыш - не ниже $R_{z2} = 6.3$ мкм.

15.7.2.8. Коэффициент запаса надёжности подшипника

$$k = \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} \geq 1.$$

Рекомендуется:

- при $v > 0.5$ м/с $k \geq 2$;

- при $v < 0.5$ м/с - можно допустить k несколько меньше, до

1.8, так как касание выступов микронеровностей в этом случае не приводит к заметному нагреву и износу подшипников.

15.7.2.9. Проверка температурного режима подшипников.

Проверка выполняется по уравнению теплового баланса

$$Q_{\text{отд}} \geq Q_{\text{выд}}$$

Выделяется в секунду

$$Q_{\text{выд}} = RfV, \text{ Дж},$$

где f - коэффициент трения.

Коэффициент трения можно определить по соответствующим таблицам, используя принятые раньше значения l/d , χ , ψ .

Количество отдаваемого тепла определяется выражением

$$Q_{\text{отд}} = Q_1 + Q_2, \text{ Дж},$$

где Q_1 - количество тепла, отводимое от подшипника маслом;

Q_2 - количество тепла, отводимое через корпус и вал в окружающую среду.

$$Q_1 = cV\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \text{ Дж},$$

где c - удельная теплоёмкость масла; для нефтяных смазочных масел можно принимать $c=1.92 \times 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C})$;

V - объём масла, протекающего через подшипник в одну секунду, можно определить по соответствующим графикам по принятым ранее величинам l/d , χ , ψ , ω ;

ρ - плотность масла; для нефтяных масел можно принимать $\rho \approx 900 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$t_{\text{вых}}, t_{\text{вх}}$ - температура на выходе и на входе подшипника, $^\circ\text{C}$.

Отвод теплоты через вал обычно не учитывается, так как очень мал. Поэтому Q_2 - это только теплота, отводимая через корпус подшипника.

$$Q_2 = K_T A(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \text{ Дж},$$

где $K_T=9 \dots 16, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$ - коэффициент теплопередачи в ситуации, когда нет обдува подшипника;

$K_T = 16 \sqrt{v_{\text{обд}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$ - коэффициент теплопередачи в ситуации, когда есть обдув со скоростью $v_{\text{обд}}$;

A - площадь наружной поверхности подшипника, омываемая воздухом, м^2 .

Если уравнение теплового баланса не выполняется, то изменяют геометрические параметры подшипника, выбирают для смазки масло с большей динамической вязкостью, назначают для рабочих поверхностей цапфы и вкладыша меньшие шероховатости. Можно менять всё одновременно, чтобы улучшить температурный режим.

Контрольные вопросы

1. Принцип работы подшипника скольжения?
2. Конструкция подшипника скольжения.
3. Режимы трения в подшипниках скольжения.
4. Области применения подшипников скольжения.
5. Причины выхода из строя подшипников скольжения.
6. Материалы вкладышей подшипников скольжения.
7. Почему расчёты подшипников скольжения для режима полужидкостного трения являются условными?
8. Какие условные расчёты подшипников скольжения полужидкостного трения выполняются при проектировании сборочной единицы?

9. Условия появления жидкостного трения в подшипниках скольжения.
10. Порядок расчёта подшипников скольжения жидкостного трения.

16. Муфты.

16.1. Назначение и расчетный момент.

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и т.д. В этом курсе рассматриваются только муфты для соединения валов. Такие муфты служат для обеспечения кинематической и силовой связи отдельных узлов и механизмов машин. С их помощью передаётся крутящий момент между валами, являющимися как бы продолжением один другого или между валом и сидящими на нём деталями. При этом муфты передают крутящий момент без изменения его величины и направления.

Таким образом, передаваемый крутящий момент – основная характеристика муфты. Подбор и расчёт муфт и их элементов производится по расчётному моменту.

Расчётный момент T_p определяется выражением

$$T_p = KT$$

где T - номинальный, длительно действующий момент;

K – коэффициент динамичности.

Для машин с небольшими разгоняемыми массами и при спокойной работе $K=1 \dots 1.5$.

Для машин со средними массами и переменной нагрузкой $K=1.5 \dots 2$.

Для машин с большими массами и ударной нагрузкой $K=2.5 \dots 3$ и более.

В случае применения двигателя внутреннего сгорания значения K повышают на 20...30 % (большие значения при малом числе цилиндров).

16.2. Классификация муфт.

Существует много различных классификаций.

По характеру работы муфты можно разделить на следующие группы:

- муфты постоянные, осуществляющие постоянное соединение валов;
- муфты сцепные управляемые, соединяющие или разъединяющие валы по команде оператора;
- муфты самоуправляемые, автоматически соединяющие или разъединяющие валы при определённом изменении условий работы.

В этом курсе изучаются только механические муфты. Муфты, в которых используют принципы сцепления за счёт электромагнитных или гидродинамических сил, изучают в соответствующих специальных курсах.

16.3. Постоянные муфты.

Они постоянно соединяют валы и могут быть:

- глухие;
- компенсирующие.

16.3.1. Глухие муфты

Соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Требуют при монтаже идеальной соосности валов и, часто, достаточно строгого равенства их диаметров. Так как соединение жесткое, то передают не только вращающий момент, но и изгибающий, и осевые усилия.

Глухие муфты могут быть:

- втулочные;
- продольно-свёртные;
- поперечно-свёртные или фланцевые.

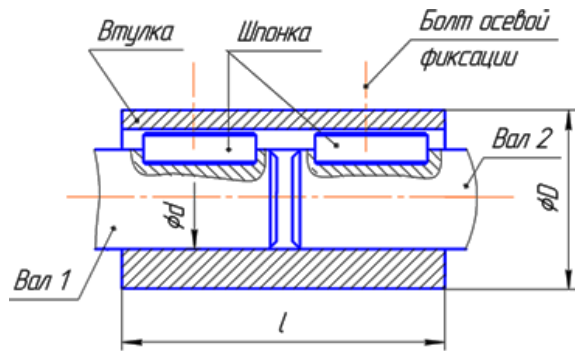


Рис. 16.1. Втулочная муфта на шпонках.

16.3.1.1. Втулочная муфта

Представляет собой втулку, насаженную на оба вала. Крутящий момент передаётся с помощью шпонок (рис.16.1) или шлицев, или штифтов. Применяются для небольших крутящих моментов. Существенный недостаток – необходимость при монтаже осевого смещения втулки вдоль одного из соединяемых валов.

Материал втулки – конструкционная сталь. Обычно принимают (см.рис.16.1): $D \approx (1.5 \dots 1.8)d$, $l =$

$(2 \dots 4)d$, а затем проверяют втулку на кручение и изгиб. Применяют такие муфты в лёгких машинах при диаметрах валов до 60...70мм. Работоспособность обеспечивается расчётом шпоночного, шлицевого или штифтового соединений (см. соответствующие разделы курса) и проверкой втулок на изгиб и кручение.

16.3.1.2. Продольно-свёртная муфта.

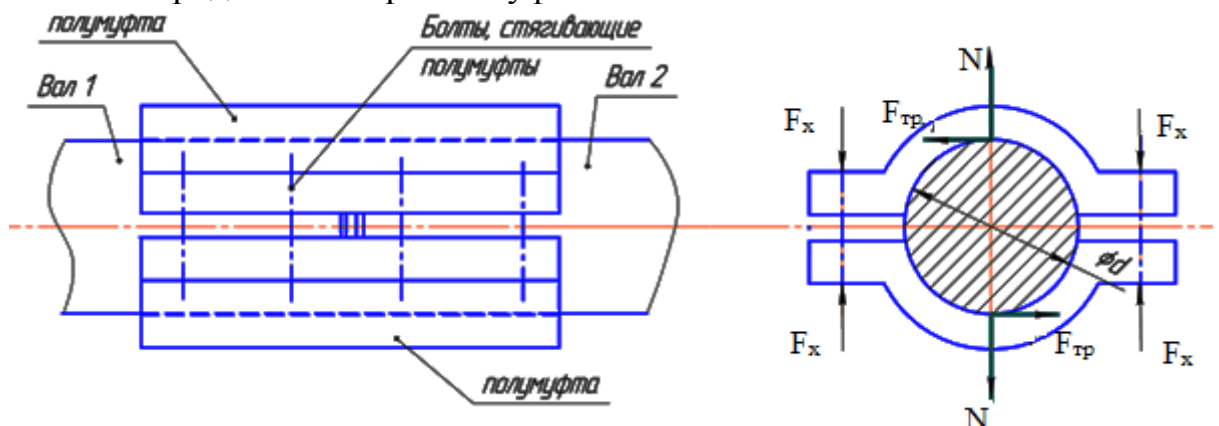


Рис.16.2. Продольно-свёртная муфта.

Муфта представляет собой две одинаковые полумуфты, прижатые стяжными болтами к валам (рис.16.2). Вследствие затяжки болтов усилиями F_x на поверхности контакта полумуфт с валами появляются силы трения $F_{тр}$, которые обеспечивают передачу крутящего момента. Таким образом, условие

работоспособности муфты $T_{тр} \geq T$ можно представить выражением

$$0.5F_x zfd \geq T_p,$$

где z – число болтов, зажимающих один вал;

f – коэффициент трения между валом и полумуфтами;

d – диаметр вала.

Достоинство муфт такого типа в том, что они не требуют осевого сдвига валов

При проектировании этих муфт либо задаются числом болтов и определяют их диаметр, либо задаются размером болта и определяют необходимое количество таких болтов для передачи требуемого момента. Применяются для передачи моментов тихоходными валами, так как балансировка их весьма затруднительна. Муфты стандартизованы.

Название связано с расположением плоскости разъёма полумуфт – вдоль оси валов.

16.3.1.3. Поперечно-свёртная (фланцевая) муфта.

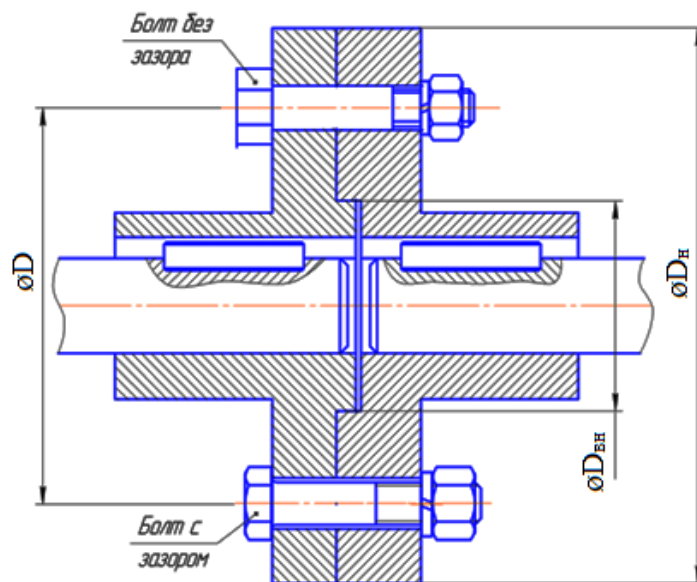


Рис.16.3. Фланцевая муфта.

Муфта состоит из двух полумуфт, стянутых болтами.

Для центрирования на одной из полумуфт выполнен выступ, а на другой – расточка. Крутящий момент передаётся от валов к полумуфтам с помощью шпонок. Способ передачи момента между полумуфтами зависит от того, как установлены болты. Если болты установлены с зазором (рис.16.3 внизу), то момент передаётся за счёт сил трения между полумуфтами, возникающими

вследствие предварительной затяжки болтов, а стержни болтов рассчитываются на растяжение с

кручением. Если болты установлены без зазора (рис.16.3.вверху), то момент передаётся за счёт прочности стержня болта, работающего на срез. В этом случае отверстие под болт должно обрабатываться совместно в обеих полумуфтах, под развёртку, т.е. очень чисто. Соответственно чисто должна быть обработана боковая поверхность стержня болта.

Часто из общего количества болтов половину (не меньше двух) ставят в отверстие без зазора и проверяют их на срез и смятие по полному расчётному моменту. Вторую половину болтов ставят с зазором и не проверяют вообще, так как момент от сил трения, возникающий вследствие затяжки болтов, в расчёт не принимается. Расчёты болтов рассмотрены ранее. Муфты стандартизованы.

16.3.2. Компенсирующие муфты.

Машины собираются из отдельных агрегатов и сборочных единиц. Взаимная установка их так, чтобы валы были соосны идеально точно (рис.16.4.а) достаточно дорога, да и не всегда её можно реализовать. Чаще всего валы соединяемых агрегатов и узлов не соосны.

Отклонения от соосности могут быть радиальными – δ (рис.16.4.б), угловыми – α (рис.16.4.в), осевыми – λ (рис.16.4.г). В реальных конструкциях очевидно, возможны различные комбинации из этих смещений.

Компенсационные муфты предназначены для соединения валов с учётом

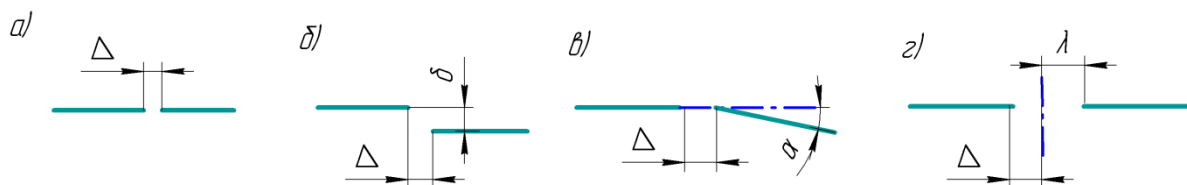


Рис.16.4. Возможные отклонения от соосности валов.

возможной несоосности их. Они могут быть жесткие и упругие.

К жестким компенсирующим муфтам относятся:

- зубчатые муфты;
- цепные муфты;
- крестовые муфты;
- шарнирные муфты.

16.3.2.1. Зубчатые муфты

Муфта состоит из двух обоев 3 и 4 (рис. 16.5.а) с внутренними эвольвентными зубьями, которые входят в зацепление с наружными зубьями втулок 5 и 6, насаженных на валы 1 и 2.

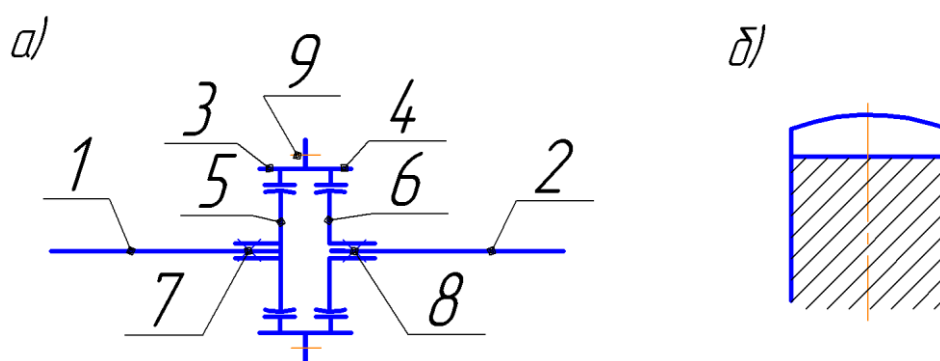


Рис.16.5. Зубчатая муфта.

Для того чтобы передавался крутящий момент от втулок к валам и наоборот, между втулками и валами установлены шпонки 7 и 8. Обоймы стянуты в одно целое стяжными болтами 9, посаженными в отверстия без зазора.

Муфта компенсирует радиальные, осевые, и угловые смещения валов за счёт зазоров между зацепляющимися зубьями. Для увеличения возможно-

сти компенсации смещений радиальные и боковые зазоры выполняют увеличенными, а зубчатые венцы обрабатывают по сфере (рис.16.5.б). Допустимый угол перекося оси каждой втулки относительно оси обоймы не более чем $0^{\circ}30'$. Допускаемое радиальное смещение зависит от диаметра вала, угла перекося и расстояния между втулками. При монтаже элементов машин на разных фундаментах оно не должно превышать 0.7мм.

Практика эксплуатации зубчатых муфт показала, что основным критерием работоспособности этих муфт является износ боковых поверхностей зубьев. Для его уменьшения в обоймы заливается жидкая смазка.

Муфты стандартизованы. Подбор стандартных муфт выполняют по расчётному моменту

$$T_p = k_1 k_2 T,$$

где T - передаваемый крутящий момент;

k_1 - коэффициент безопасности:

- $k_1=1$, если поломка муфты не вызывает аварии машины;
- $k_1=1.2$, если поломка муфты ведёт к аварии машины;
- $k_1=1.5$, если поломка муфты ведёт к аварии ряда машин;
- $k_1=1.8$, если поломка муфты может привести к человеческим жертвам.

k_2 - коэффициент условий работы муфты:

- $k_2=1$ при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов;
- $k_2=1.1 \dots 1.3$ при работе неравномерно нагруженных механизмов;
- $k_2=1.3 \dots 1.5$ при работе с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов.

После подбора выполняется проверка на прочность элементов муфты при действии максимального момента $T_{\max} \leq 2T_p$.

При расчёте валов необходимо учесть дополнительный изгибающий момент $M_{\text{и}} \approx 0.1T$ от сил трения в зубчатом зацеплении, действующий в плоскости осей валов.

16.3.2.2. Цепные муфты.

Муфта представляет собой две одинаковые цепные звёздочки, насаженные на соединяемые валы и охваченные однорядной или двухрядной роликовой или зубчатой цепью. За счёт зазоров между цепью и зубьями звёздочек компенсируют радиальные (до 1.2 мм) и угловые (до 1°) смещения валов. Из-за больших окружных зазоров между зубьями звёздочек и цепью такие муфты нельзя рекомендовать для реверсивных передач.

Основное применение имеют муфты с однорядной цепью, Такие муфты стандартизованы.

16.3.2.3. Крестовые муфты.

Существуют кроме этого ещё несколько равноценных названий: кулачково-дисковая, муфта Ольдгема, плавающая муфта.

Муфты предназначены для соединения валов со значительным - до $0.04d$, где d -диаметр вала - радиальным смещением. При этом они допускают небольшие осевые и угловые смещения.

Муфта состоит из трёх элементов (рис.16.6): двух одинаковых полумуфт 1 и 2 и крестовины 3 между ними.

На фланцах полумуфт имеется по одному диаметральному пазу, а на крестовине – по одному выступу-кулачку с каждой стороны, которые расположены крестообразно под углом 90° . Пазы на фланцах служат направляющими для кулачков. При передаче движения кулачки скользят в пазах, чтобы

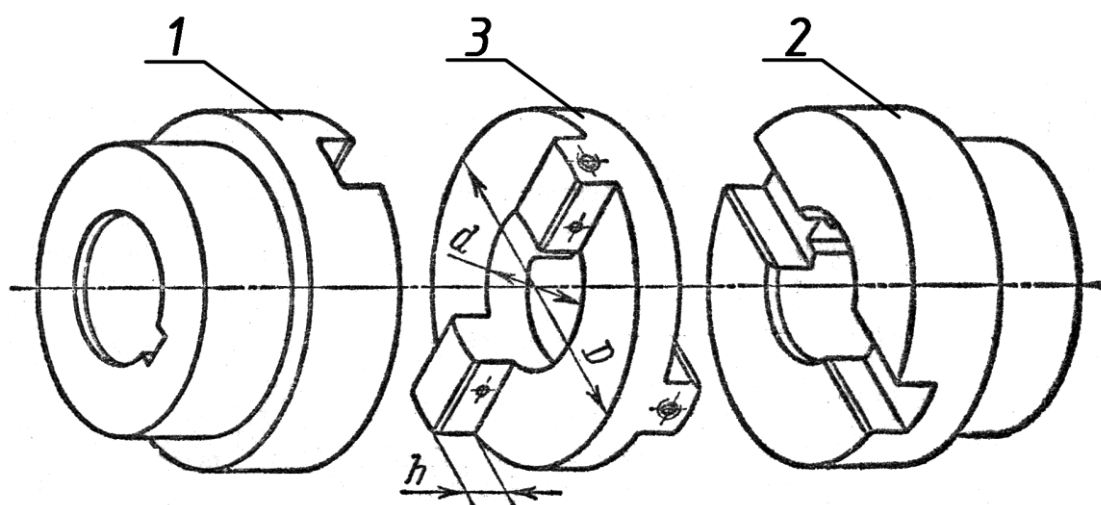


Рис.16.6. Крестовая муфта.

компенсировать радиальное смещение валов. Отсюда износ боковых - рабочих поверхностей кулачков и необходимость применять смазку с противозадирными присадками.

Муфту подбирают по расчётному моменту и проверяют на износостойкость поверхностей трения по давлению p , которое распределяется на поверхности кулачка по закону треугольника (рис.16.7).

Если заменить распределённую нагрузку равнодействующей, то нагрузка на один кулачок

$$P = \frac{1}{2} p \frac{D-d}{2} h = p \frac{D-d}{4} h.$$

Усилие P приложено в центре тяжести треугольной эпюры, поэтому расстояние от оси вращения до равнодействующей

$$a = \frac{d}{2} + \frac{2}{3} \frac{(D-d)}{2}$$

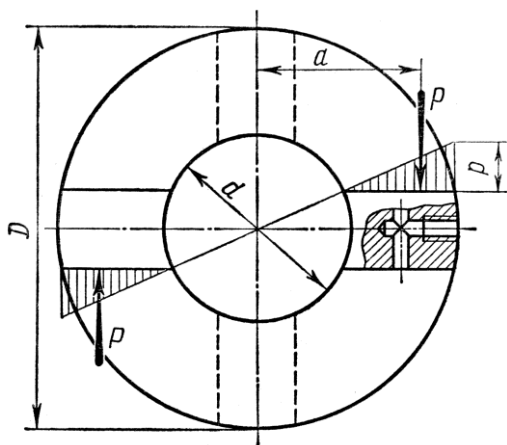


Рис.16.7. К расчёту крестовой муфты.

Момент пары сил (т.е. момент, передаваемый муфтой)

$$T_p = P \times 2a = p \frac{D-d}{4} h \times 2 \times \left\{ \frac{d}{2} + \frac{2}{3} \frac{(D-d)}{2} \right\} = \frac{(2D+d)(D-d)ph}{12}.$$

Отсюда условие износостойкости муфты

$$p = \frac{12T_p}{(2D+d)(D-d)h} \leq [p].$$

Допускаемые давления для муфт с закалёнными поверхностями трения принимаются $[p] = 15 \dots 30$ МПа.

16.3.2.4. Шарнирные муфты.

Муфта состоит из двух вилок 1 и 2, и крестовины 3 (рис. 16.8).

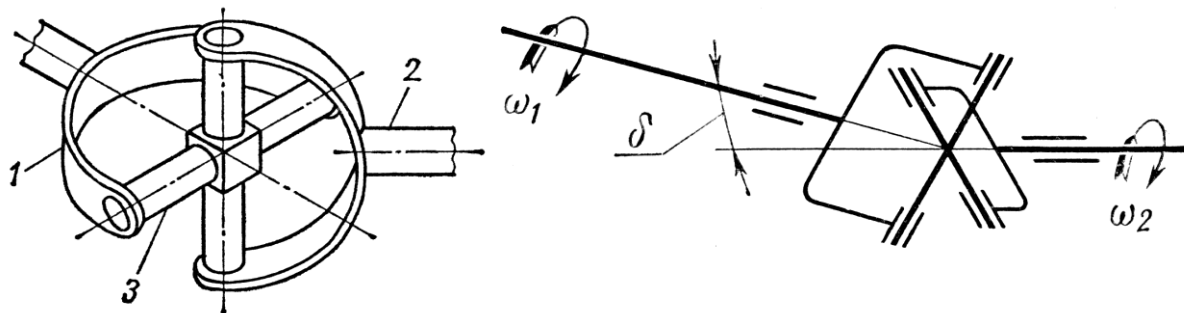


Рис.16.8. Шарнирная муфта.

Это одинарный шарнир Гука. Применяется для соединения валов, оси вращения которых расположены под углом $\delta \leq 45^\circ$. Недостаток в том, что при постоянной угловой скорости ведущего вала шарнирная муфта передаёт вращение ведомому валу с переменной в течение одного оборота скоростью. Чем больше угол δ , тем больше неравномерность вращения ведомого вала.

Чтобы избежать этого применяют сдвоенную шарнирную муфту или карданную передачу (предложена в 16 веке итальянским учёным Дж. Кардано), состоящую из двух шарнирных муфт (рис.16.9).

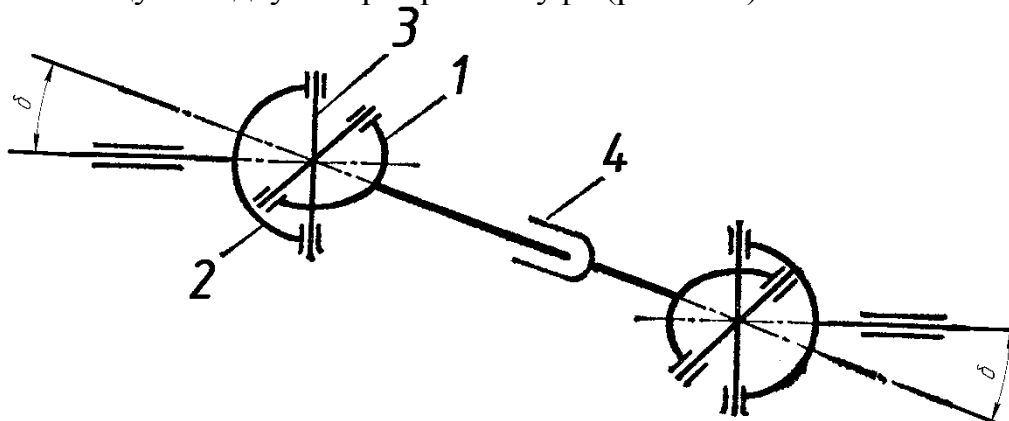


Рис.16.9. Карданная передача.

В этом случае обязательно вилки 1 промежуточного вала должны быть в одной плоскости, оси ведущего и ведомого валов параллельны, а угол отклонения их относительно оси промежуточного вала должен быть одинаковым. Для возможности осевого смещения во время работы используют при соединении валов телескопический промежуточный вал 4, втулка одной части которого перемещается по шлицам его второй части.

Шарнирные муфты применяют при необходимости:

- компенсации неточности взаимного расположения узлов из-за погрешностей сборки, деформирования основания, деформирования рессор и т.п.;
- передачи вращения переставным валам;
- передачи вращения закономерно перемещающимся во время работы сборочным единицам.

Муфты рассчитываются по удельному давлению в шарнирах, а вилки и крестовины - по максимальному усилию, возникающему в муфте.

Быстроходные валы с шарнирными муфтами проверяют на критическую угловую скорость, принимая коэффициент запаса не менее 1.5.

16.3.3. Упругие компенсирующие муфты.

Муфта представляет собой две полумуфты, между которыми установлен упругий элемент. Этот упругий элемент при переменных нагрузках аккумулирует и частично рассеивает энергию. Такая связь полумуфт позволяет:

- снизить динамическую нагрузку;
- предотвратить опасные колебания, изменяя жесткость приводной системы при переменном нагружении;
- компенсировать некоторую несоосность валов.

Кроме крутящего момента эти муфты характеризуются ещё жёсткостью (или податливостью) упругого элемента. Могут быть муфты постоянной и переменной жесткости.

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, например резиновыми. Эти материалы не подчиняются закону Гука. Переменную жесткость можно придать и муфтам с металлическими упругими элементами, конструируя так, чтобы их жесткость менялась в зависимости от величины деформации.

Ещё одна важная характеристика таких муфт – их демпфирующая способность. Под демпфирующей способностью муфты понимают её способность рассеивать, т.е. превращать в тепло, энергию при деформировании. Это может происходить за счёт внешнего трения на поверхности упругих элементов или за счёт внутреннего трения в их материале. В муфтах с металлическими упругими элементами основное – внешнее трение, в муфтах с неметаллическими упругими элементами основное – внутреннее трение. При этом резина и полиуретан обладают способностью аккумулировать энергию и рассеивать её на единицу массы больше, чем стальные пружины, но ресурс таких элементов меньше, чем стальных. Основной материал неметалличес-

ких упругих элементов муфт – резина. Упругий элемент может быть один в виде оболочки, звёздочки, диска или упругих элементов может быть несколько, например, в виде наборов отдельных колец. Муфты с упругими элементами из неметаллических материалов применяются для передачи средних и малых моментов. Конструкции таких муфт разнообразны.

Металлические упругие элементы муфт представляют собой различные стальные пружины или пружинные стержни, пластины, пакеты пластин.

16.3.3.1. Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП).

Муфта упругая втулочно-пальцевая (рис.16.10.а) состоит из двух полумуфт 1 и 2, стальных пальцев 3, закреплённых в одной из полумуфт гайками 4 с посадкой пальцев на конус, и упругих резиновых втулок 5, надетых на цилиндрическую часть пальца. Вместо втулок могут быть наборы упругих колец из того же материала. Муфта стандартизована.

Муфта подбирается по расчётному крутящему моменту, а затем проверяются пальцы на изгиб, как консольные балки

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{T_p \ell_{\text{п}}}{zD \times 0.1d_{\text{п}}^3} \leq [\sigma]_{\text{и}},$$

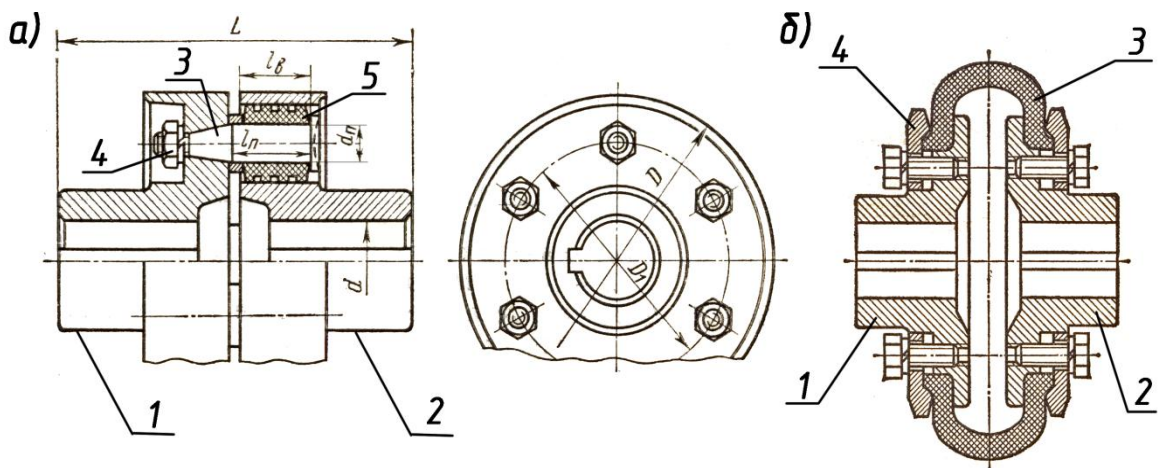


Рис.16.10. Упругие муфты .

а резиновые кольца (или втулка) – на смятие

$$p = \frac{2T_p}{zD \ell_{\text{в}} d_{\text{п}}} \leq [p],$$

где Z – количество пальцев;

D – диаметр установки пальцев;

$\ell_{\text{в}}$ – длина набора упругих колец или длина упругой втулки.

Допускаемое напряжение в расчётах на изгиб обычно принимается

$$[\sigma]_{\text{и}} = (0.4 \dots 0.5) \sigma_{\text{Т}},$$

а допускаемое давление для резиновых втулок $[p] = 3 \text{ МПа}$.

Допускаемые радиальные смещения валов $0.2 \dots 0.6 \text{ мм}$, угол перекоса не

более 1° .

16.3.3.2. Муфта с упругим элементом в виде оболочки.

Муфта с тороидальной оболочкой (рис.16.10.б) состоит из двух одинаковых полумуфт 1 и 2, и упругой оболочки 3, прижатой к полумуфтам с помощью колец 4. Муфта легко собирается – разбирается для замены упругого элемента. Она допускает компенсацию значительных смещений валов: осевого 2...6 мм, радиального 1...5 мм, углового 2...4°. Муфта стандартизована.

Торовые оболочки таких муфт работают на кручение. Муфты подбираются по расчётному моменту. Нужно учитывать, что такие муфты передают на вал радиальную нагрузку $F_B \approx 0.45T/D$, где D - наружный диаметр тора.

16.4. Сцепные управляемые муфты.

Сцепные управляемые муфты служат для быстрого соединения или разъединения валов в покое или на ходу с помощью механизма управления. Такие муфты могут быть кулачковые или фрикционные.

16.4.1. Кулачковые сцепные муфты.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт 1 и 2 с кулачками на торцевых поверхностях (рис.16.11). При включении кулачки 4 одной полумуф-

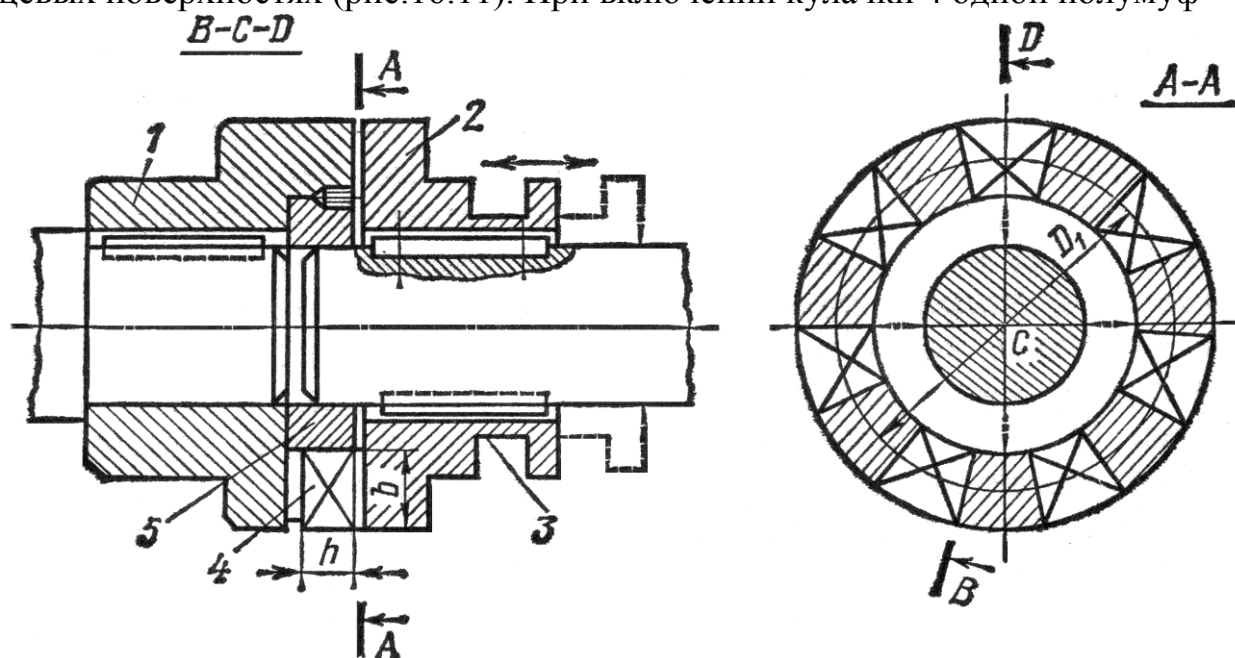


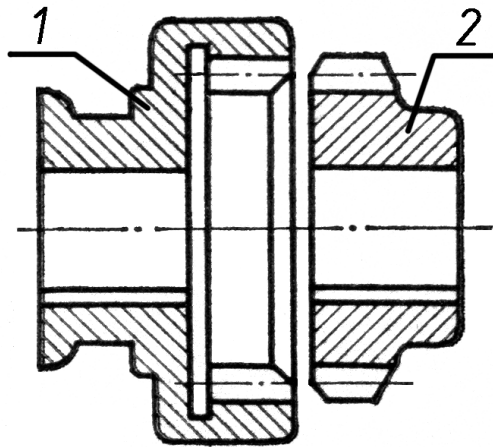
Рис.16.11. Кулачковая сцепная муфта.

ты входят во впадины другой, создавая жёсткое сцепление. Для переключения одна полумуфта должна в осевом направлении жестко закрепляться на своём валу, а вторая перемещаться с помощью специального устройства – отводки вдоль оси второго вала. Вилку отводки располагают в пазу 3 полумуфты ведомого вала. Несоосность валов резко снижает работоспособность муфт, поэтому в конструкциях используется кольцо 5, обеспечивающее их центровку. Чаще всего такие муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей.

Профиль кулачков может быть треугольным, прямоугольным, трапецидальным. Для включения неревверсивных механизмов применяют кулачки с асимметричным профилем.

Включение кулачковых муфт всегда сопровождается ударами, поэтому их включают в покое без нагрузки или при очень маленьких относительных скоростях движения полумуфт.

Разновидностью кулачковых муфт являются сцепные зубчатые муфты (рис.16.12), у которых подвижная полумуфта 1 имеет внутренние зубья, а неподвижная 2 – наружные при одном и том же



модуле и одинаковом числе зубьев.

Расчёт кулачковых муфт заключается в проверочных расчётах кулачков на износостойкость и, при необходимости, на прочность при изгибе, в предположении равномерной нагрузки. Расчёт на износостойкость выполняется по удельным давлениям на рабочих поверхностях p_H . При этом рекомендуется

принимать: - для муфт, включаемых на ходу, $p_H = 30...40$ МПа; - для муфт, включаемых при неподвижных валах, $p_H = 80...120$ МПа.

Рис.16.12. Зубчатая сцепная муфта.

Допускаемое напряжение на изгиб для кулачков можно принимать $\sigma_{из} = 80...120$ МПа.

16.4.2. Фрикционные сцепные муфты.

У этих муфт передача крутящего момента осуществляется силами трения между контактирующими поверхностями деталей муфты. Меняя силу прижатия трущихся поверхностей друг к другу, можно регулировать силы трения, т.е. передаваемый момент. Поэтому такие муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой и на ходу.

По форме рабочих поверхностей фрикционные муфты могут быть:

- дисковые, рабочие поверхности у которых – боковые поверхности дисков, могут быть однодисковые муфты и многодисковые (рис.16.13.а);
- конусные, рабочие поверхности у которых – конические (рис.16.13.б);
- цилиндрические, рабочие поверхности у которых – цилиндрические (рис.16.13.в).

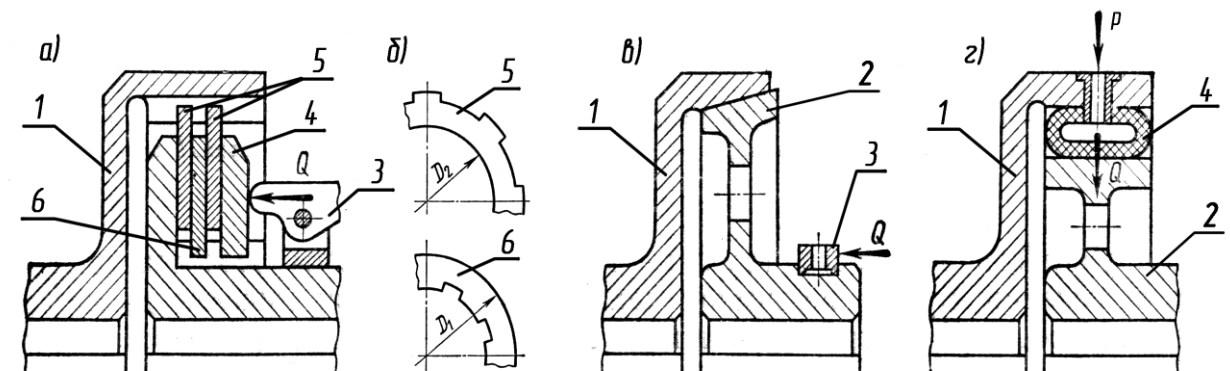


Рис. 16.13. Фрикционные сцепные муфты.

По условиям смазки фрикционные муфты могут быть:

- сухие;
- масляные, т.е. работающие в масляной ванне.

По конструкции механизма управления различают муфты:

- нормально разомкнутые, которые при освобождённом (неработающем) механизме управления расцеплены;
- нормально замкнутые, которые при освобождённом механизме управления сцеплены под действием пружин, и для расцепления муфты необходимо с помощью механизма управления преодолеть силы этих пружин.

Основное применение имеют нормально разомкнутые муфты. Нормально замкнутые применяют в тех случаях, когда в машинах осуществляются только кратковременные выключения (как, например, в автомобиле).

Для непосредственного управления оператором наибольшее распространение получили пружинно-рычажные механизмы. При необходимости дистанционного управления муфтой удобны гидравлические, пневматические или электромагнитные устройства.

Основными критериями работоспособности фрикционных муфт являются:

- способность передавать требуемый момент;
- износостойкость поверхностей трения;
- теплостойкость.

В сухих муфтах основное применение имеют пары – закалённая сталь по металлокерамическим или по фрикционным материалам на асбестовой основе. В этом случае коэффициент трения до 0.4 и до 0.3 соответственно, а допускаемое удельное давление до 0.3МПа в обоих случаях.

При работе со смазкой применяют пары – сталь закалённая по металлокерамическим материалам или сталь закалённая по стали (чугуну). В этом случае коэффициент трения до 0.1 и до 0.06 (0.08), а допускаемое удельное давление до 2...3МПа и 0.5...0.7МПа соответственно.

16.4.2.1. Дисковые фрикционные сцепные муфты.

Эти муфты широко распространены в машиностроении. Они при малых габаритах могут иметь большую поверхность трения, у них невелика потребляемая сила включения. Применяют однодисковые муфты (с двумя поверхностями трения) и многодисковые (с несколькими поверхностями трения).

В однодисковых муфтах диск, связанный с одним валом, сжимается между двумя фланцами, связанными с другим валом. Такие нормально замкнутые муфты широко применяются в автомобилях.

Многодисковая муфта (см.рис.16.13.а) состоит из полумуфты 1(корпуса), с которым жестко связаны наружные кольца 5, и полумуфты 2, с которой жестко связаны внутренние кольца 6. Для этого наружные кольца имеют выступы на наружном диаметре, а внутренние – на внутреннем (рис.16.13.б). Весь набор можно сжать нажимным диском 4 с помощью отводки 3, перемещаемой вдоль полумуфты 2. В результате такого сжатия уси-

лием Q на поверхностях контакта дисков появятся силы трения $F_{\text{тр}}$, создающие моменты, противодействующие передаваемому T_p . Работоспособность муфты обеспечивается при условии выполнения следующих зависимостей:

$$T_p \leq F_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}}{2} i, \quad F_{\text{тр}} = Qf, \quad Q = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot \dots,$$

где T_p - расчётный момент муфты;

f - коэффициент трения рабочих поверхностей муфты;

i - число поверхностей трения (например, на рис.15.13.а $i = 4$);

$d_{\text{ср}}$ - средний диаметр поверхности контакта дисков;

$$d_{\text{ср}} = 0.5(D + d),$$

здесь D и d наружный и внутренний диаметры контактирующих поверхностей.

Можно воспользоваться выведенным в п. 2.2.4 выражением для момента трения кольцевых контактирующих поверхностей

$$T_p \leq \frac{1}{3} Qf \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} i.$$

16.4.2.2. Конусные фрикционные сцепные муфты.

Одну из полумуфт выполняют с внутренней конической поверхностью (см.рис.15.13.в. поз.1), а вторую с наружной (поз.2). Механизмом отводки 3 создаётся необходимое усилие прижатия Q . Во избежание samozахватывания угол наклона образующей конуса принимают больше угла трения покоя. Обычно при металлических материалах конусов угол наклона образующей $8...10^\circ$, а при накладках на асбестовой основе $12...15^\circ$ и более.

Муфта имеет значительные радиальные габариты и требует высокой соосности валов, поэтому в настоящее время применяется весьма ограниченно.

16.4.2.3. Цилиндрические шинно-пневматические фрикционные муфты.

Трение в этих муфтах создаётся при подаче давления p в резиновый баллон, связанный с одной из полумуфт (например, 1 на рис.15.13.г). Колодки связаны с баллоном и теплоизолированы от него паронитовой прокладкой. На них закреплены фрикционные накладки, выполненные из асботканевой ленты.

Такие муфты применяют в основном в тяжелом машиностроении: в буровых лебёдках, в приводах судовых двигателей, в экскаваторах и др. тяжёлых машинах. К недостаткам их относят: значительную стоимость баллона, старение резины, чувствительность её к попаданию масла, щелочей и кислот.

16.5. Муфты самоуправляемые (автоматические).

Это муфты, которые автоматически срабатывают в определённых условиях. В зависимости от того, при изменении какого параметра срабатывает муфта, различают:

- предохранительные муфты для защиты машины или механизма от перегрузок;
- обгонные или муфты свободного хода для передачи момента только в одном направлении;
- центробежные для автоматического соединения (рассоединения) валов

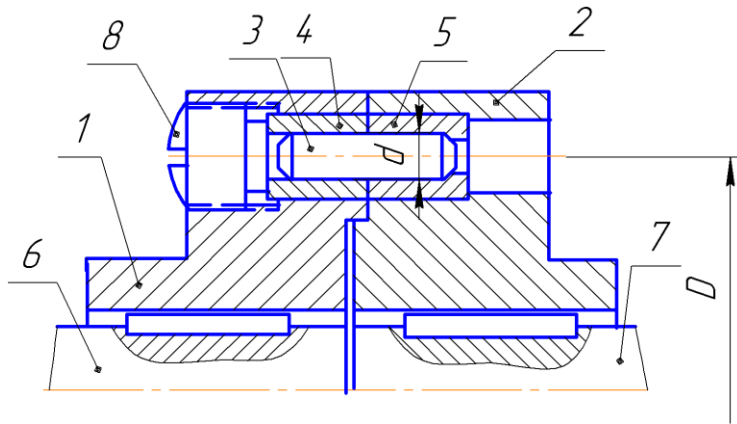


Рис.16.14. Предохранительная муфта со срезным штифтом.

при достижении ведущим валом заданной частоты вращения.

16.5.1. Предохранительные муфты.

Предназначены для защиты механизма или машины от перегрузок. Они подразделяются на муфты с разрушаемым или не разрушаемым элементами.

Муфты с разрушаемым элементом применяют при редких перегрузках. Они обладают невысокой точностью срабатывания и требуют замены предохранительного элемента после него.

Из муфт такого типа в основном применяется муфта со срезными штифтами (рис.16.14). Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2, соединённых между собой стальным штифтом 3. При перегрузке штифт срезается, и кинематическая цепь между валами 6 и 7 разрывается. Для того чтобы штифт был срезан в нужном месте и при этом не повреждались полумуфты, в них вставлены закалённые втулки 4 и 5. Вся система закрыта заглушкой 8, предотвращающей выпадение элементов штифта после среза. Чаще всего в таких муфтах используется один штифт. Реже два или три.

Во избежание случайных выключений за расчётный принимают момент

$$T_p = 1.25T_{max}$$

Штифты изготавливают из среднеуглеродистой улучшенной стали. Обычно в месте среза выполняют канавку, которая повышает точность срабатывания.

Штифты располагают в удобном для замены месте.

Предохранительные муфты с неразрушающимся элементом могут быть кулачковые, шариковые и фрикционные. Все они стандартизованы. Во всех этих муфтах ведущая полумуфта связана со своим валом неподвижно, а ведомая, скользя по шпонке или шлицам, имеет возможность осевого перемещения вдоль оси своего вала. Эта полумуфта постоянно прижата к ведущей одной или несколькими пружинами, сила давления которых на полумуфту может регулироваться. Таким образом устанавливается величина передаваемого момента.

Сцепление полумуфт осуществляется в кулачковой муфте – невысокими торцевыми кулачками, в шариковой – шариками, установленными в торцах полумуфт, во фрикционной – силами трения, возникающими между дисками

под действием силы прижатия пружины (или пружин).

Эти муфты по принципу работы очень похожи на сцепные управляемые, только вместо механизма управления у них механизм установки величины момента срабатывания.

Например, кулачковая предохранительная муфта (рис.16.15). Шестерня 1 свободно вращается на валу 4 на подшипнике скольжения 3. На торце шестерни 1 имеются кулачки, трапецеидального профиля небольшой высоты с углом наклона рабочих граней $\alpha = 45 \dots 60^\circ$. Эти кулачки входят в зацепление

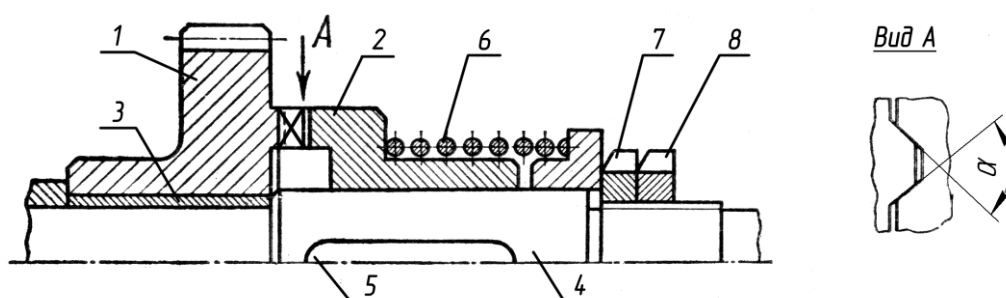


Рис.16.15. Кулачковая предохранительная муфта.

с такими же кулачками на полумуфте 2. Полумуфта 2 связана с валом 4 шпонкой 5 для передачи крутящего момента, но под действием пружины 6 может скользить вдоль вала. С помощью гайки 7 регулируется усилие нажатия пружины 6, т.е. величина момента срабатывания муфты. Чтобы во время работы гайка самопроизвольно не открутилась, её фиксируют контргайкой 8. При перегрузке сумма осевых составляющих на гранях кулачков становится больше прижимного усилия пружины и муфта срабатывает. При этом разрывается кинематическая цепь между шестерней 1 и валом 4, муфта многократно прощёлкивается кулачками, подавая звуковой сигнал о перегрузке.

Предохранительные муфты подбирают по соответствующим стандартам.

16.5.2. Обгонные муфты.

Обгонные муфты или муфты свободного хода предназначены для передачи момента только в одном направлении. В велосипедах, например, они передают крутящий момент с педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно крутиться при неподвижных педалях.

Простейшая такая муфта – храповой механизм (рис.16.16).

Одна полумуфта 1 имеет храповое колесо.

Вторая 2 – собачки 3 с пружинками 4, которые заставляют собачки прижиматься к скошенным зубьям храпового колеса.

Вследствие неравномерного нагружения

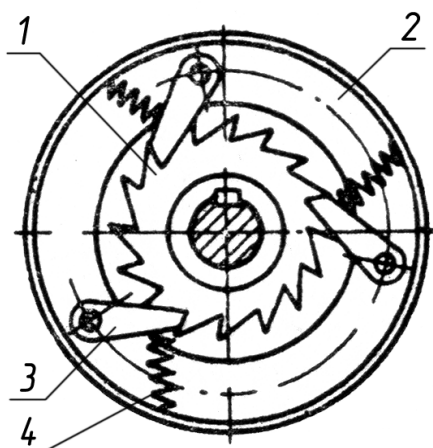


Рис.16.16. Храповая обгонная муфта.

собачек храповые муфты создают значительные поперечные нагрузки на валы. При больших скоростях неизбежны удары при включении, чем меньше число кулачков, зубьев и собачек, тем больше сила удара. Во время работы создаётся шум (прощёлкивание собачек) при холостом ходе. Хорошо работают такие муфты лишь при

$n < 100 \dots 150, \text{об/мин.}$

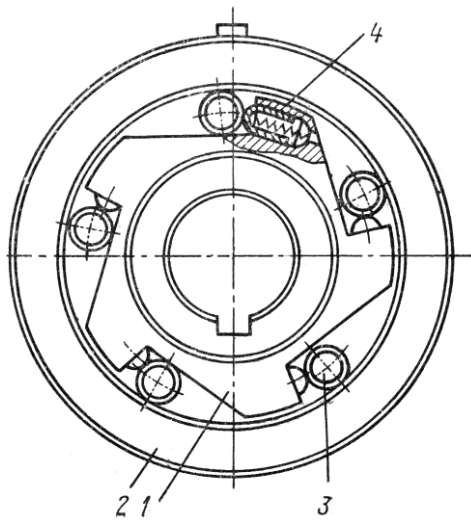


Рис.16.17. Обгонная роликовая муфта.

Более распространены роликовые обгонные муфты (рис.16.17). Если ведущая деталь звёздочка 1 и она вращается по часовой стрелке, то ролики 3 затягиваются силами трения в узкую часть паза и здесь заклиниваются. Обойма 2 оказывается связанной со звёздочкой 1.

Если скорость обоймы 2 больше, чем скорость звёздочки 1, или звёздочка стоит, то ролик оказывается в широкой части паза и обойма со звёздочкой разъединены. Пружинки 4 выполняют вспомогательную роль. Они способствуют постоянному контакту ролика с обоймой. Если ведущая

деталь – обойма, то всё происходит наоборот. Эти муфты бесшумны, могут работать при больших скоростях, имеют очень малый люфт. Для снижения габаритов обойму, ролики и звёздочку выполняют с твёрдостью не менее 60HRC.

16.5.3. Центробежные муфты.

Центробежные муфты служат для автоматического соединения и разъединения валов при достижении определённой частоты вращения.

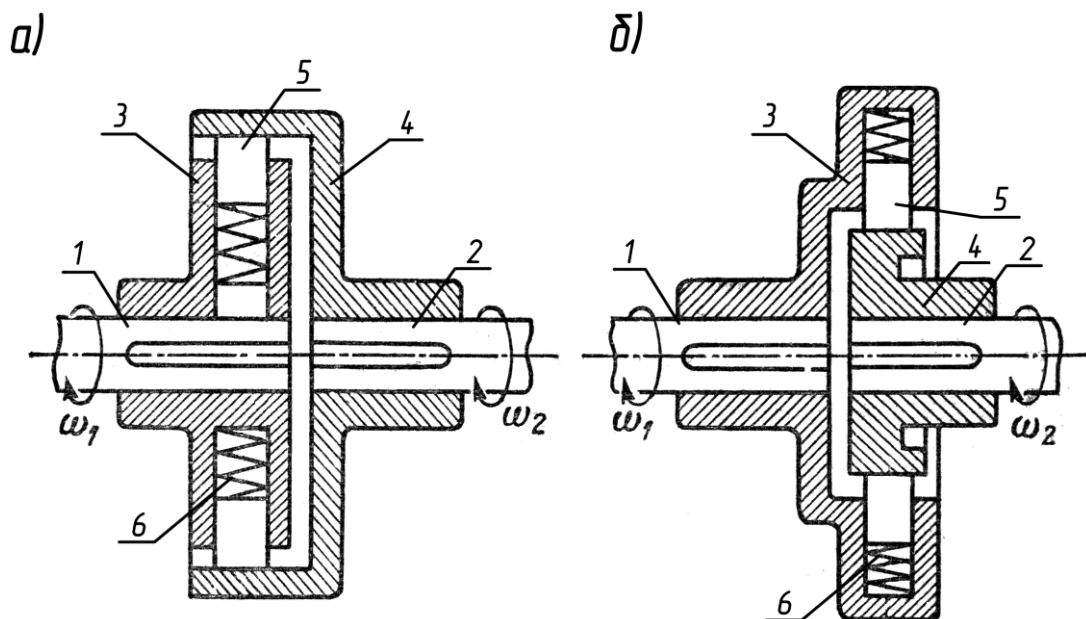


Рис.16.18. Центробежные муфты (схема устройства).

На рис. 16.18 показаны принципиальные схемы колодочных центробежных муфт. По принципу действия эти муфты являются фрикционными, автоматически управляемыми центробежными силами и пружинами. Первоначально колодки 5 или разжаты (рис.16.18.а, пружина 6 втягивает колодки), или сжаты (рис.16.18.б, пружины 6 прижимают колодки к ведомой полумуфте 4). При определённой частоте вращения ведущего вала под действием центробежных сил муфты соответственно включаются или выключаются, т.е. колодки 5 прижимаются к ведомой полумуфте 4 (см.рис.16.18.а) или отходят от ведомой полумуфты 4, разрывая кинематическую цепь между полумуфтами 3 и 4 (см.рис.16.18.б).

Нормально разомкнутые муфты используются в качестве пусковых для облегчения разгона машин двигателями с малыми пусковыми моментами (например, асинхронные двигатели) и получения плавной характеристики пускового режима.

Нормально замкнутые муфты используются для ограничения чрезмерного возрастания скорости рабочей машины.

Контрольные вопросы

- 1. Назначение муфт, рассматриваемых в курсе ДМиОК.*
- 2. Расчётный момент для подбора и проверки работоспособности муфт.*
- 3. Классификация муфт.*
- 4. Постоянные муфты и их разновидности.*
- 5. Глухие муфты: назначение, втулочная муфта.*
- 6. Глухие муфты: назначение, продольно-свёртная муфта.*
- 7. Глухие муфты: назначение, поперечно-свёртная муфта.*
- 8. Возможные отклонения от соосности валов, агрегатов, составляющих машину или механизм.*
- 9. Необходимость применения и разновидности жестких компенсирующих муфт.*
- 10. Необходимость применения и разновидности упругих компенсирующих муфт.*
- 11. Муфта кулачково-дисковая.*
- 12. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП).*
- 13. Кулачковые сцепные муфты.*
- 14. Дисковые фрикционные сцепные муфты.*
- 15. Назначение и разновидности автоматических муфт.*
- 16. Ломающиеся предохранительные муфты.*
- 17. Предохранительные муфты с неразрушающимся элементом.*
- 18. Обгонные муфты.*
- 19. Центробежные муфты.*

Список литературы

1. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие./Под общ. ред. А.А.Андросова. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2002.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х тт. М.: Машиностроение, 1992.
3. Борисов В.И. Общая методология конструирования машин М.: Машиностроение, 1978.
4. Воробьев Н.В. Цепные передачи. М.: Машгиз, 1962.
5. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982.
6. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982.
7. Детали машин. Расчёт и конструирование, Справочник. Под ред. Ачеркана Н.С. В 3-х тт. М.: Машиностроение 1968-1969.
8. Детали машин и основы конструирования/ Под ред. Ерохина М.Н. М.: КолосС, 2004.
9. Дмитриев В.А. Детали машин. Л.: Судостроение, 1970.
10. Добровольский В.А., Заблонский К.И., Мак С.Л. и др. Детали машин. М.: Машиностроение, 1972.
11. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высш. Шк., 2000.
12. Зубчатые передачи : Справочник/ Под общ. ред. Гинзбурга Е.Г. Л.: Машиностроение, 1980.
13. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностр. спец. вузов/ Иванов М.Н., Финогенов В.А. М.: Высш.шк., 2002.
14. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностр. спец. вузов. М.: Машиностроение, 1988.
15. Конструирование и расчёт элементов трансмиссий транспортных машин: Учеб. пособие/Бойков А.В., Ефимов Ю.Т., Павлов В.Ю. и др. под общ. ред. Харченко А.П. СПб.: Изд.СПбГТУ, 2002.
16. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1980.
17. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К. Детали машин. М.: Высшая школа, 2005.
18. Орлов П.Н. Основы конструирования . В 3-х тт.- М.: Машиностроение, 1977.
19. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. Кудрявцева В.Н. и Кирдяшева Ю.Н. Л.: Машиностроение, 1977.
20. Подшипники качения. Справочник. Под ред. Нарышкина В.Н. и Коросташевского Р.В.- М.: Машиностроение, 1984.
21. Реймерс А.Н. Основы конструирования машин. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1965.

22. Решетов Д.М. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1974.
23. Решетов Д.Н. Работоспособность и надёжность деталей машин: Учебн. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1974.
24. Таленс Я.Ф. Работа конструктора. Л.: Машиностроение. 1987.
25. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. М. Машгиз, 1963.