

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Смоленская государственная сельскохозяйственная академия»**

В.А. Драбов, И.Н. Скобеев.

**СБОРНИК ПРИМЕРОВ,
МЕТОДИК РАСЧЕТА И
ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ**

Учебное пособие
*по дисциплине: детали машин и
основы конструирования*

Направление подготовки: 35.03.06 Агроинженерия

Направленность (профиль) подготовки: Эксплуатация и ремонт
агротехнических систем

Смоленск 2021 г.

УДК 621:631.300.я(075.8)
ББК 34:39.33:39.34я73
Т38

Рецензент: Волосенков В.О. Профессор кафедры автоматизированных систем боевого управления ВА В ПВО ВС РФ им. маршала Советского Союза А.М.Василевского, доктор технических наук, профессор

Т38 Сборник примеров, методик расчета и лабораторных работ. Учебное пособие по дисциплине: детали машин и основы конструирования/ В.А. Драбов, И.Н. Скобеев, – Смоленск: ФГБОУ ВО Смоленская ГСХА, 2021г. – 167 с.

В учебном пособии освещены основы технологии автотракторного машиностроения и их использование при проектировании технологических процессов изготовления, ремонта и сборки деталей машин. Рассмотрены типы производств и виды организации производственных процессов. Рассмотрены вопросы технологического нормирования и пути сокращения затрат времени на выполнение операций, а так же обеспечения заданной точности при обработке типовых деталей автотракторной техники и выбор наиболее экономического варианта технологического процесса. Освещены вопросы проектирования технологических процессов и оформление рабочей документации. Представлен справочный материал и основные положения из стандартов ЕСКД.

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов очного и заочного отделения, обучающихся по направлению подготовки Направление подготовки: 35.03.06 Агроинженерия. Направленность (профиль) подготовки: Эксплуатация и ремонт агротехнических систем, а так же может быть использован студентами общетехнических специальностей вузов машиностроительных направлений.

Печатается по решению методического совета ФГБОУ ВО «Смоленской государственной сельскохозяйственной академии»:
(протокол № 2 от 24 декабря 2021 г.)

УДК 621:631.300.я(075.8)
ББК 34:39.33:39.34я73

© Драбов В.А., Скобеев И.Н. 2021
©ФГБОУ ВО Смоленская
ГСХА, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Раздел 1 Соединения.....	16
Раздел 2 Механические передачи.....	55
Раздел 3 Валы и оси	136
Раздел 4 Подшипники.....	153

ВВЕДЕНИЕ

Цель дисциплины – изучение основ проектирования машин и механизмов.

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

Любая машина (механизм) состоит из деталей.

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

Узел – представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т. п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т. п. Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т. п.). Эти детали (узлы) называют *детальями общего назначения* и изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали, применяющиеся только в одном или нескольких типах машин (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т. п.), относят к деталям специального назначения и изучают в специальных курсах.

Детали общего назначения применяют в машиностроении в очень больших количествах (например, в РФ ежегодно изготавливается более миллиарда зубчатых колес). Поэтому любое усовершенствование методов расчета и конструкции этих деталей, позволяющее уменьшить затраты материала, понизить стоимость производства, повысить долговечность, приносит большой экономический эффект.

Общие положения. Основные требования к конструкции деталей машин

Совершенство конструкции детали оценивают по ее *надежности и экономичности*. Под надежностью понимают *свойство изделия сохранять во времени свою работоспособность*. Экономичность определяют стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин: *прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость*. Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы. Например, для крепежных винтов главным критерием является прочность, а для ходовых винтов – износостойкость. При конструировании деталей их работоспособность обеспечивают в основном выбором соответствующего материала, рациональной конструктивной формой и расчетом размеров по одному или нескольким критериям.

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

Различают разрушение деталей вследствие потери *статической прочности* или *сопротивления усталости*. Потеря статической прочности происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел статической прочности материала (например, σ_{σ}). Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т. п.). Потеря сопротивления усталости происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала (например, σ_{-1}). Сопротивление усталости значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, канавки и т. п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Основы расчетов на прочность изучают в курсе сопротивления материалов. В курсе деталей машин общие методы расчетов на прочность рассматривают в приложении к конкретным деталям и придают им форму *инженерных расчетов*.

Жесткость характеризуется изменением размеров и формы детали под нагрузкой.

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

Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации и расчетов. Значение расчетов на жесткость возрастает в связи с широким внедрением высокопрочных сталей, у которых увеличиваются характеристики прочности (σ_{σ} и σ_{-1}), а модуль упругости E (характеристика жесткости) остается почти неизменным. При этом чаще встречаются случаи, когда размеры, полученные из расчета на прочность, оказываются недостаточными по жесткости.

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

Интенсивность изнашивания и срок службы детали зависят от давления, скорости скольжения, коэффициента трения и износостойкости материала. Для уменьшения изнашивания широко используют смазку трущихся поверхностей и защиту от загрязнения, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химикотермической обработки поверхностей и т. д.

Следует отметить, что изнашивание выводит из строя большое число деталей машины. Оно значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтных работ. Высокая стоимость ремонта обусловлена значительными затратами ручного, высококвалифицированного труда, который трудно механизировать и автоматизировать. Для многих типов машин за весь период их эксплуатации затраты на ремонт и техническое обслуживание в связи с изнашиванием в несколько раз превышают стоимость новой машины. Износостойкость деталей машин существенно уменьшается при наличии коррозии. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин. Из-за коррозии ежегодно теряется до 10 % выплавленного металла. Для защиты от коррозии применяют антикоррозийные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов. При этом особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот, щелочей и других агрессивных сред.

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

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

Вибростойчивость. Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрации снижают качество работы машин. Например, вибрации в металлорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания. Вредное влияние вибраций проявляется также и вследствие увеличения шумовых характеристик механизмов. В связи с повышением скоростей движения машин опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

Особенности расчета деталей машин. Для того чтобы составить математическое описание объекта расчета и по возможности просто решить задачу, в инженерных расчетах реальные конструкции заменяют

идеализированными моделями или расчетными схемами. Например, при расчетах на прочность по существу несплошной и неоднородный материал деталей рассматривают как сплошной и однородный, идеализируют опоры, нагрузки и форму деталей. При этом *расчет становится приближенным*. В приближенных расчетах большое значение имеет правильный выбор расчетной схемы, умение оценить главные и отбросить второстепенные факторы.

Погрешности приближенных расчетов существенно снижаются при использовании опыта проектирования и эксплуатации аналогичных конструкций. В результате обобщения предшествующего опыта вырабатывают нормы и рекомендации, например нормы допускаемых напряжений или коэффициентов запасов прочности, рекомендации по выбору материалов, расчетной нагрузки и пр. Эти нормы и рекомендации в приложении к расчету конкретных деталей приведены в соответствующих разделах данного конспекта лекций. Здесь отметим, что *неточности расчетов на прочность компенсируют в основном за счет запасов прочности*. При этом *выбор коэффициентов запасов прочности становится весьма ответственным этапом расчета*. Заниженное значение запаса прочности приводит к разрушению детали, а завышенное — к неоправданному увеличению массы изделия и перерасходу материала. В условиях большого объема выпуска деталей общего назначения перерасход материала приобретает весьма существенное значение.

Факторы, влияющие на запас прочности, многочисленны и разнообразны: степень ответственности детали, однородность материала и надежность его испытаний, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, влияние качества технологии, условий эксплуатации и пр. Если учесть все разнообразие условий работы современных машин и деталей, а также методов их производства, то станут очевидными большие трудности в раздельной количественной оценке влияния перечисленных факторов на значение запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, основываясь на своем опыте, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей. Нормы запасов прочности не являются стабильными. Их периодически корректируют по мере накопления опыта и роста уровня техники.

В инженерной практике встречаются два вида расчета:

- 1 – проектный;
- 2 – проверочный.

Проектный расчет – предварительный, упрощенный расчет, выполняемый в процессе разработки конструкции детали (машины) в целях определения ее размеров и материала.

Проверочный расчет – уточненный расчет известной конструкции, выполняемый в целях проверки ее прочности или определения норм нагрузки.

При проектном расчете число неизвестных обычно превышает число расчетных уравнений. Поэтому некоторыми неизвестными параметрами

задаются, принимая во внимание опыт и рекомендации, а некоторые второстепенные параметры просто не учитывают. Такой упрощенный расчет необходим для определения тех размеров, без которых невозможна первая чертежная проработка конструкции. В процессе проектирования расчет и чертежную проработку конструкции выполняют параллельно. При этом ряд размеров, необходимых для расчета, конструктор определяет по эскизному чертежу, а проектный расчет приобретает форму проверочного для намеченной конструкции. В поисках лучшего варианта конструкции часто приходится выполнять несколько вариантов расчета. В сложных случаях поисковые расчеты удобно выполнять на ЭВМ. То обстоятельство, что конструктор сам выбирает расчетные схемы, запасы прочности и лишние неизвестные параметры, *приводит к неоднозначности инженерных расчетов, а следовательно, и работоспособности конструкций.* В каждой конструкции отражаются творческие способности, знание и опыт конструктора. Внедряются наиболее совершенные решения.

Расчетные нагрузки

При расчетах деталей машин различают расчетную и номинальную нагрузку. Расчетную нагрузку, например вращающий момент T , определяют как произведение номинального момента T_n на динамический коэффициент режима нагрузки

$$K \cdot T = T_n \cdot K.$$

Номинальный момент соответствует паспортной (проектной) мощности машины. Коэффициент K учитывает дополнительные динамические нагрузки, связанные в основном с неравномерностью движения, пуском и торможением. Значение этого коэффициента зависит от типа двигателя, привода и рабочей машины. Если режим работы машины, ее упругие характеристики и масса известны, то значение K можно определить расчетом. В других случаях значение K выбирают, ориентируясь на рекомендации. Такие рекомендации составляют на основе экспериментальных исследований и опыта эксплуатации различных машин.

При расчете некоторых механизмов вводят дополнительные коэффициенты нагрузки, учитывающие специфические особенности этих механизмов, например, зубчатые передачи (раздел 2).

Выбор материалов для деталей машин является ответственным этапом проектирования. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом. При изложении этого вопроса предполагают, что изучающим известны основные сведения о свойствах машиностроительных материалов и способах их производства из курсов материаловедения, технологии материалов, сопротивления материалов.

Выбирая материал, учитывают в основном следующие факторы: соответствие свойств материала главному критерию работоспособности (прочность, износостойкость и др.); требования к массе и габаритам детали и

машины в целом; другие требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации (противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т. д.); соответствие технологических свойств материала конструктивной форме и намечаемому способу обработки детали (штампуемость, свариваемость, литейные свойства, обрабатываемость резанием и пр.); стоимость и дефицитность материала.

Рекомендации по выбору материалов и их механические характеристики приведены в соответствующих разделах курса в конкретном приложении к различным деталям.

Черные металлы, подразделяемые на чугуны и стали, имеют наибольшее распространение. Это объясняется прежде всего их высокой прочностью и жесткостью, а также сравнительно невысокой стоимостью. Основные недостатки черных металлов – большая плотность и слабая коррозионная стойкость.

Цветные металлы – медь, цинк, свинец, олово, алюминий и некоторые другие – применяют главным образом в качестве составных частей сплавов (бронз, латуней, баббитов, дюралюминия и т. д.). Эти металлы значительно дороже черных и используются для выполнения особых требований: легкости, антифрикционности, антикоррозийности.

Неметаллические материалы – дерево, резина, кожа, асбест, металлокерамика и пластмассы также находят широкое применение.

Пластмассы и композитные материалы – сравнительно новые, но уже хорошо освоенные выпуском, применение которых в машиностроении все более расширяется. Современное развитие химии высокомолекулярных соединений позволяет получить материалы, которые обладают ценными свойствами: легкостью, прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью и т. д.

Пластмассы технологичны. Они обладают хорошими литейными свойствами и легко обрабатываются пластическим деформированием при сравнительно невысоких температурах и давлениях. Это позволяет получать из пластмасс изделия почти любой сложной формы высокопроизводительными методами: литьем под давлением, штамповкой, вытяжкой или выдуванием. Другим преимуществом пластмасс и композитных материалов является сочетание легкости и высокой прочности. По этому показателю некоторые их виды могут конкурировать с лучшими сортами стали и дюралюминия. Высокая удельная прочность позволяет, использовать данные материалы в конструкциях, уменьшение массы которых имеет особо важное значение.

Основные потребители пластмасс в настоящее время – электрорадиотехническая и химическая промышленность. Здесь из пластмасс изготавливают корпуса, панели, колодки, изоляторы, баки, трубы и другие детали, подвергающиеся действию кислот, щелочей и т. п. В других отраслях машиностроения пластмассы применяют, главным образом, для

производства корпусных деталей, шкивов, вкладышей подшипников, фрикционных накладок, втулок, маховичков, рукояток.

Технико-экономическая эффективность применения пластмасс и композитных материалов в машиностроении определяется в основном значительным снижением массы машин и повышением их эксплуатационных качеств, а также экономией цветных металлов и сталей. Замена металла пластмассами значительно снижает трудоемкость и себестоимость машиностроительной продукции. При замене черных металлов пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5...6 раз, а себестоимость – в 2...6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4...10 раз.

Порошковые материалы получают методом *порошковой металлургии*, сущность которой состоит в изготовлении деталей из порошков металлов путем прессования и последующего спекания в пресс-формах. Применяют порошки однородные или из смеси различных металлов, а также из смеси металлов с неметаллическими материалами, например с графитом. При этом получают материалы с различными механическими и физическими свойствами (например, высокопрочные, износостойкие, антифрикционные и др.).

В машиностроении наибольшее распространение получили детали на основе железного порошка. Детали, изготовленные методом порошковой металлургии, не нуждаются в последующей обработке резанием, что весьма эффективно при массовом производстве. В условиях современного массового производства развитию порошковой металлургии уделяется большое влияние.

Использование вероятностных методов расчета

Основы теории вероятности изучают в специальных разделах математики. В курсе деталей машин вероятностные расчеты используют в двух видах: принимают табличные значения физических величин, подсчитанные с заданной вероятностью (к таким величинам относятся, например, механические характеристики материалов σ_b , σ_l , твердость H и др., ресурс наработки подшипников качения и пр.); учитывают заданную вероятность отклонения линейных размеров при определении расчетных значений зазоров и натягов, например в расчетах соединений с натягом и зазоров в подшипниках скольжения при режиме жидкостного трения.

Установлено, что отклонения диаметров отверстий D и валов d подчиняются нормальному закону распределения (закону Гаусса). При этом для определения вероятностных зазоров S_p и натягов N_p получены зависимости:

$$S_{pmin-max} = S \pm C\sqrt{T_D^2 + T_d^2}, N_{pmin-max} = N \pm C\sqrt{T_D^2 + T_d^2},$$

где верхние и нижние знаки относятся соответственно к минимальному и максимальному зазору или натягу, $S = 0,5(S_{min} + S_{max})$, $N = 0,5(N_{min} + N_{max})$;

допуски $T_D = ES - EJ$ и $T_d = es - ei$;

ES, es – верхние, а EJ, ei – нижние предельные отклонения размеров.

Коэффициент C зависит от принятой вероятности P обеспечения того, что фактическое значение зазора или натяга располагается в пределах $S_{Pmin} \dots S_{Pmax}$ или $N_{Pmin} \dots N_{Pmax}$:

P	0.99	0.99	0.98	0.97	0.95	0.99;
C	0.5	0.39	0.34	0.31	0.27	0.21.

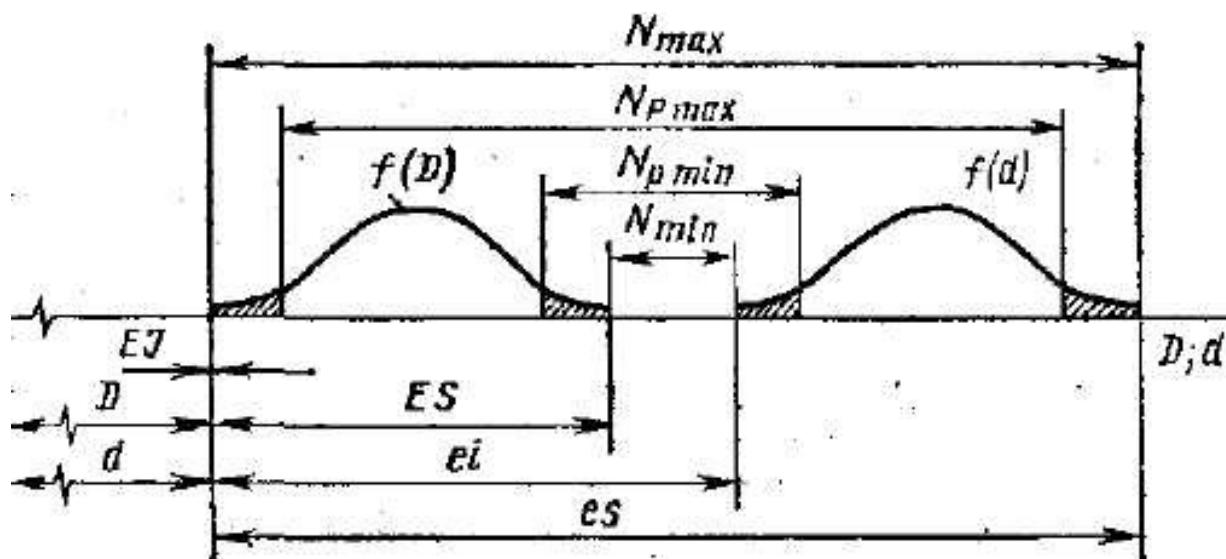


Рисунок 1 Диаграмма параметров

На диаграмме представлено графическое изображение параметров формулы для соединения с натягом. Здесь $f(D)$ и $f(d)$ плотности распределения вероятностей случайных величин D и d . Заштрихованы участки кривых, которые не учитывают как маловероятные при расчетах с принятой вероятностью P .

Применение вероятностных расчетов позволяет существенно повысить допускаемые нагрузки при малой вероятности отказов. В условиях массового производства это дает большой экономический эффект.

Надежность машин

Приняты следующие показатели надёжности: показатели безотказности и показатели долговечности.

Показатели безотказности

Вероятность безотказной работы – вероятность того, что в пределах заданной наработки, отказ не возникнет.

Средняя наработка до отказа – математическое ожидание наработки до отказа невосстанавливаемого изделия.

Средняя наработка на отказ – отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Интенсивность отказов – показатель надёжности невосстанавливаемых изделий, равный отношению среднего числа

отказавших в единицу времени объектов к числу объектов, оставшихся работоспособными.

Параметр потока отказов – показатель надёжности восстанавливаемых изделий, равный отношению среднего числа отказов восстанавливаемого объекта за произвольную малую его наработку к значению этой наработки (соответствует интенсивности отказов для неремонтируемых изделий, но включает повторные отказы).

Показатели долговечности

Технический ресурс (ресурс) – наработка объекта от начала его эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта до предельного состояния работоспособности. Ресурс выражается в единицах времени работы (обычно в часах), или длины пути пробега (в километрах), или в количестве единиц выпускаемой продукции.

Срок службы – календарная наработка до предельного состояния работоспособности (в годах).

Показатели ремонтпригодности и сохраняемости

Среднее время восстановления до работоспособного состояния.

Вероятность восстановления до работоспособного состояния в заданное время.

Сроки сохраняемости: средний и γ – процентный.

Комплексные показатели (для сложных машин и поточных линий.)

Различают три периода, от которых зависит надёжность: периоды проектирования, производства, эксплуатации.

При проектировании закладываются основы надёжности. Плохо продуманные, неотработанные конструкции не бывают надёжными. Конструктор должен отразить в расчетах, чертежах, технических условиях и другой технической документации все факторы, обеспечивающие надёжность.

При производстве обеспечиваются все средства превышения надёжности, заложенные конструктором. Отклонения от конструкторской документации нарушают надёжность. В целях исключения влияния дефектов производства все изделия необходимо тщательно контролировать.

При эксплуатации реализуется надёжность изделия. Такие понятия надёжности, как *безотказность* и *долговечность*, проявляются только в процессе работы машины и зависят от методов и условий ее эксплуатации, принятой системы ремонта, методов технического обслуживания, режимов работы и пр.

Основные причины, определяющие надёжность, содержат элементы случайности. Случайны отклонения от номинальных значений характеристик прочности материала, номинальных размеров деталей и прочих показателей, зависящих от качества производства; случайны отклонения от расчетных режимов эксплуатации и т. д. Поэтому для описания надёжности используют теорию вероятности.

Надёжность оценивают вероятностью сохранения работоспособности в течение заданного срока службы. Утрату

работоспособности называют **отказом**. Если, например, вероятность безотказной работы изделия в течение 1000 ч. равна 0,99, то это значит, что из некоторого большого числа таких изделий, например из 100, один процент или одно изделие потеряет свою работоспособность раньше чем через 1000 ч. Вероятность безотказной работы (или коэффициент надежности) для нашего примера равна отношению числа надежных изделий к числу изделий, подвергавшихся наблюдениям:

$$P(t)=99/100=0,99.$$

Значение коэффициента надежности зависит от периода наблюдения t , который включен в обозначение коэффициента. У изношенной машины $P(t)$ меньше, чем у новой (за исключением периода обкатки, который рассматривают особо).

Коэффициент надежности сложного изделия выражается произведением коэффициентов надежности составляющих элементов:

$$P(t)=P_1(t)P_2(t)...P_n(t).$$

Анализируя эту формулу, можно отметить следующее: *надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно не допускать в систему ни одного слабого элемента. Чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность.*

Если, например, система включает 100 элементов с одинаковой надежностью $P_n(t) = 0,99$, то надежность $P(t) = 0,99^{100} \approx 0,37$. Такая система, конечно, не может быть признана работоспособной, так как она больше простаивает, чем работает. Это позволяет понять, почему проблема надежности стала особенно актуальной в современный период развития техники по пути создания сложных автоматических систем. Известно, что многие такие системы (автоматические линии, ракеты, самолеты, математические машины и др.) включают десятки и сотни тысяч элементов. Если в этих системах не обеспечивается достаточная надежность каждого элемента, то они становятся непригодными или неэффективными.

Изучением надежности занимается самостоятельная отрасль науки и техники.

Ниже излагаются основные пути повышения надежности на стадии проектирования, имеющие общее значение при изучении настоящего курса.

1. Из предыдущего ясно, что разумный подход к получению высокой надежности состоит в *проектировании по возможности простых изделий с меньшим числом деталей*. Каждой детали должна быть обеспечена достаточно высокая надежность, равная или близкая к надежности остальных деталей.

2. Одним из простейших и эффективных мероприятий по повышению надежности является уменьшение напряженности деталей (повышение

запасов прочности). Однако это требование надежности вступает в противоречие с требованиями уменьшения габаритов, массы и стоимости изделий. Для примирения этих противоречивых требований *рационально использовать высокопрочные материалы и упрочняющую технологию*: легированные стали, термическую и химико-термическую обработку, наплавку твердых и антифрикционных сплавов на поверхность деталей, поверхностное упрочнение путем дробеструйной обработки или накатки роликами и т. п. Так, например, путем термической обработки можно увеличить нагрузочную способность зубчатых передач в 2 – 4 раза. Хромирование шеек коленчатого вала автомобильных двигателей увеличивает срок службы по износу в 3 – 5 и более раз. Дробеструйный наклеп зубчатых колес, рессор, пружин и прочее повышает срок службы по усталости материала в 2 – 3 раза.

3. Эффективной мерой повышения надежности является *хорошая система смазки*: правильный выбор сорта масла, рациональная система подвода смазки к трущимся поверхностям, защита трущихся поверхностей от абразивных частиц (пыли и грязи) путем размещения изделий в закрытых корпусах, установки эффективных уплотнений и т. п.

4. Статически определяемые системы более надежны. В этих системах меньше проявляется вредное влияние дефектов производства на распределение нагрузок.

5. Если условия эксплуатации таковы, что возможны случайные перегрузки, то в конструкции следует предусматривать *предохранительные устройства* (предохранительные муфты или реле максимального тока).

6. Широкое использование стандартных узлов и деталей, а также стандартных элементов конструкций (резьб, галтелей и пр.) повышает надежность. Это связано с тем, что стандарты разрабатывают на основе большого опыта, а стандартные узлы и детали изготавливают на специализированных заводах с автоматизированным производством. При этом повышаются качество и однородность изделий.

7. В некоторых изделиях, преимущественно в электронной аппаратуре, для повышения надежности применяют не последовательное, а *параллельное соединение элементов и так называемое резервирование*. При параллельном соединении элементов надежность системы значительно повышается, так как функцию отказавшего элемента принимает на себя параллельный ему или резервный элемент. В машиностроении параллельное соединение элементов и резервирование применяют редко, так как в большинстве случаев они приводят к значительному повышению массы, габаритов и стоимости изделий. Оправданным применением параллельного соединения могут служить самолеты с двумя и четырьмя двигателями. Самолет с четырьмя двигателями не терпит аварии при отказе одного и даже двух двигателей.

8. Для многих машин большое значение имеет *ремонтпригодность*.

9. Отношение времени простоя в ремонте к рабочему времени является одним из показателей надежности. Конструкция должна *обеспечивать легкую доступность к узлам и деталям для осмотра или замены*. Сменные

детали должны быть взаимозаменяемыми с запасными частями. В конструкции желательно выделять так называемые ремонтные узлы. Замена поврежденного узла заранее подготовленным значительно сокращает ремонтный простой машины.

Перечисленные факторы позволяют сделать вывод, что надежность является одним из основных показателей качества изделия. По надежности изделия можно судить о качестве проектно-конструкторских работ, производства и эксплуатации.

Раздел 1 Соединения

Сварные соединения

Эти соединения относятся к типу неразъемных, то есть таких, которые не могут быть разобраны без повреждения деталей.

По сравнению с заклепочными соединениями сварные соединения обладают следующими достоинствами:

1) значительно меньшим весом конструкций. При замене заклепочных соединений сварными экономия в весе получается за счет отказа от применения различных накладок, необходимых в заклепочных соединениях, а также части веса самих заклепок; при замене литых деталей сварными конструкциями вес их уменьшается за счет более высоких механических свойств прокатного металла.

2) меньшей трудоемкостью, обусловленной сравнительной простотой технологического процесса сварки.

К недостаткам сварных соединений следует отнести:

1) хорошо свариваются только малоуглеродистые стали;
2) зависимость качества шва от исполнителя и трудность контроля;
3) склонность к образованию трещин в местах перехода от шва к цельному металлу вследствие термических напряжений, возникающих при остывании. Трещины особенно опасны при динамических нагрузках, поэтому в таких случаях сварные швы должны выполняться по специально разработанной технологии.

Термические напряжения могут быть частично или полностью устранены термообработкой сварного соединения (низкотемпературным отжигом). Термическая обработка исключает также последующее коробление сварных конструкций.

Применение различных видов сварки

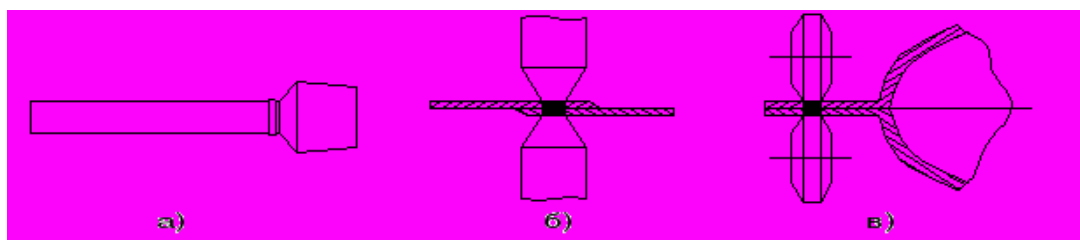


Рисунок 1.1 Виды сварки

1. Электродуговая сварка – наиболее распространенный вид. Применяется везде, где есть источники электроэнергии.

2. Газовая сварка применяется в основном там, где нет источников электроэнергии, например, при ремонте в полевых условиях.

3. Контактная сварка находит применение в основном, в массовом и крупносерийном производстве; имеет следующие подвиды:

а) стыковая (рисунок 1.1 а) служит для соединения деталей встык, причем эти детали могут быть изготовлены из разных марок сталей;

б) точечная (рисунок 1.1 б) служит для соединения сварными точками деталей из листовой стали;

в) шовная (рисунок 1.1 в) служит для соединения деталей сплошным герметичным швом.

4. Применяются и другие виды сварки: индукционная, электрошлаковая, электроннолучевая, диффузионная, ультразвуковая, лазерная, термитная, сварка трением, печная, кузнечная.

При электродуговой сварке температура в зоне дуги достигает 3000°C . При контакте с окружающей средой кромки свариваемого металла неизбежно окисляются, и шов теряет прочность, поскольку состоит из окислов металла. Для защиты от окружающей среды применяют флюсы, которые при ручной сварке выполняются в виде обмазки электродов, а при автоматической сварке это инертные защитные газы, подаваемые в очаг сварки. При ручной сварке сила тока $200 - 500\text{A}$, при автоматической $1000 - 3000\text{A}$, при контактной $10000 - 20000\text{A}$.

Типы сварных швов и их расчет

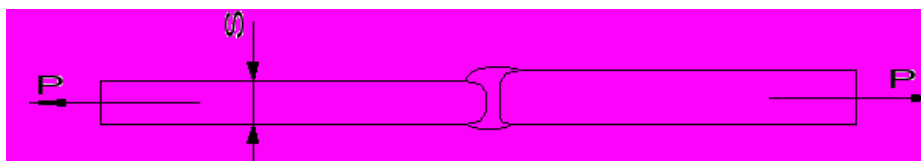


Рисунок 1.2 Стыковой шов

1. Стыковой шов

Расчет шва:

$$\sigma = \frac{P}{Sl} \leq [\sigma];$$

где σ – нормальное напряжение в шве;

P – нагрузка;

S – минимальная толщина детали;

L – периметр шва;

$[\sigma]'$ – допускаемое нормальное напряжение для металла шва.

Для увеличения периметра шов иногда выполняют косым тавровым или фигурным.

2. Швы внахлестку

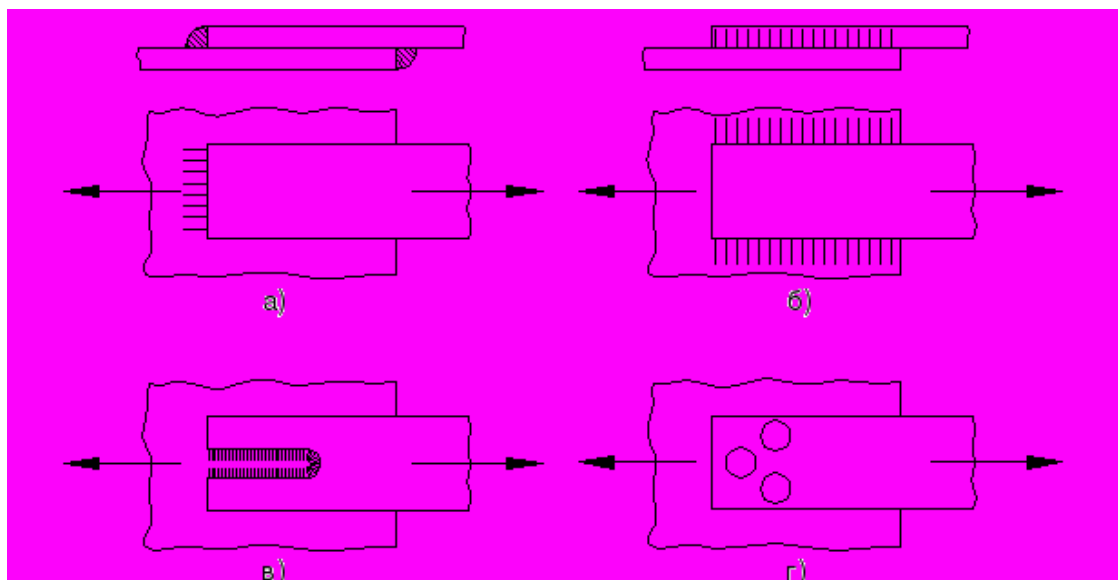


Рисунок 1.3 Швы: а) лобовой; б) фланговый;
в) прорезной; г) пробочный

Расчет швов

Опасными принято считать касательные напряжения в сечении под углом 45° к основанию шва (рисунок 1.4), там, где они достигают максимального значения.

Касательное напряжение (рисунок 1.4):

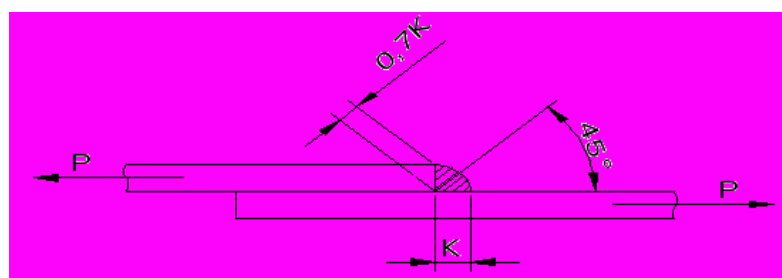


Рисунок 1.4 Касательное напряжение

$$\tau = \frac{P}{0.7Kl} \leq [\tau];$$

где $[\tau]'$ – допускаемое касательное напряжение для металла шва;
 K – катет шва.

Как это видно из рисунка 1.5, эпюра распределения нагрузок по длине флангового шва неравномерна, поэтому фланговые швы не рекомендуется делать длинными. При большой длине их делают прерывистыми.

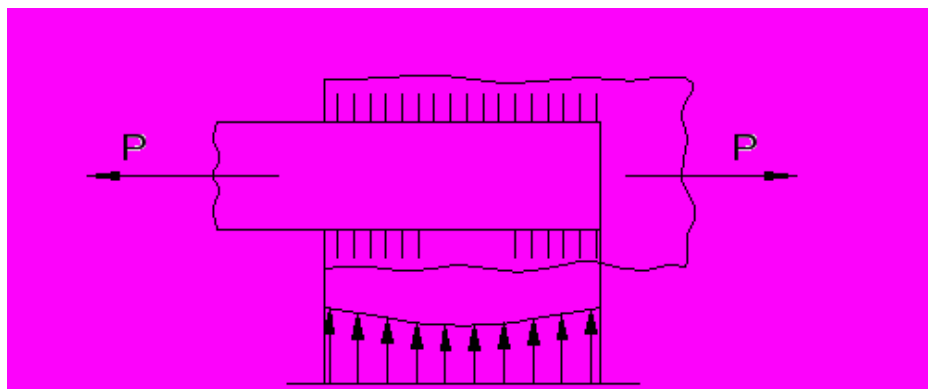


Рисунок 1.5 Эпюра распределения нагрузки во фланговом шве

3. Угловые и тавровые швы

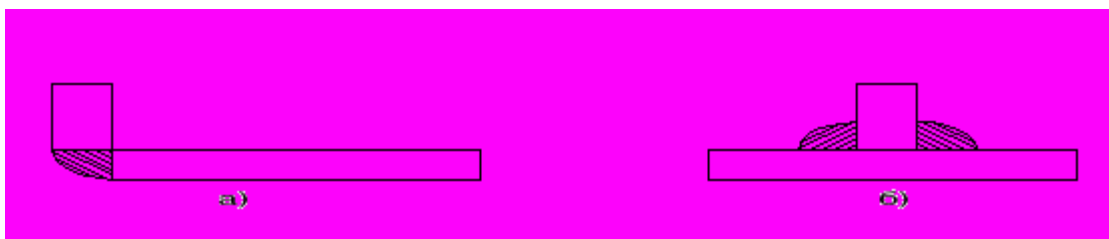


Рисунок 1.6 Угловой (а) и тавровый (б) швы

Расчет тавровых швов

Рассматриваются наиболее характерные случаи нагружения тавровых швов, которые могут встречаться также и в комбинациях

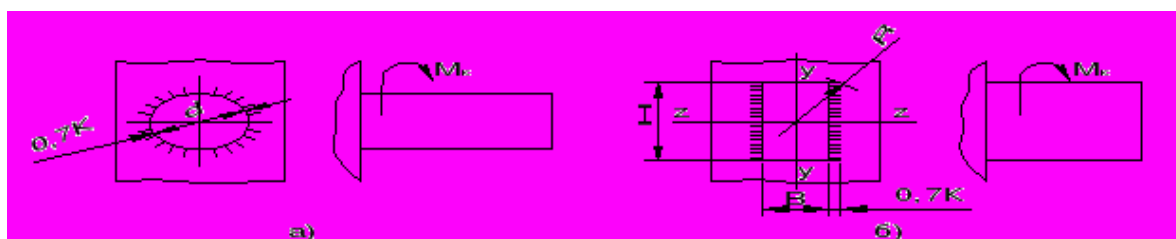


Рисунок 1.7 Пример привариваемой детали

а) нагрузка моментом в плоскости шва

Если привариваемая деталь круглая (рисунок 1.7а) (шов круглый кольцевой), то расчет шва проводится на кручение в кольцевом сечении, расположенном под углом 45° к основанию шва $\tau = \frac{M_K R}{J_p} \leq [\tau]$,

где J_p полярный момент инерции расчетного сечения $J_p = 0.1(D^4 - d^4)$; $D = d + 2 \cdot 0.7K$;

R – расстояние до наиболее удаленного от центра волокна, сечения шва.

Если сечение шва не круглое (рисунок 1.7б), то оно всё же условно рассчитывается по уравнение кручения для круглых стержней. В этом случае принято пренебрегать возникающим при такой расчетной схеме короблением сечения и нелинейный характером эпюр напряжений:

$$\tau = \frac{M_k R}{J_p} \leq [\tau];$$

где J_p – условный полярный момент инерции сечения;
 $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения для наплавленного металла шва.

Для указанного на рисунок 1.7б примера:

$$\begin{aligned} J_p &= J_y - J_z; \\ J_z &= 2 \frac{0.7KH^3}{12}; \\ J_y &= 2 \left(\frac{B}{2}\right)^2 0.7KH. \end{aligned}$$

б) внецентренно приложенная нагрузка или нагрузка моментом (рисунок 1.8).

Нагрузка состоит из изгибающего момента $M = M_0$ или $M = Pl$ и перерезывающей силы P (при нагрузке только моментом M_0 перерезывающая сила отсутствует).

Шов рассчитывается на изгиб и срез, но не по нормальным, а по касательным напряжениям в наклонных сечениях под углом 45° к основанию шва. Полное касательное напряжение равно векторной сумме напряжений от момента τ_m и перерезывающей силы τ_p :

$$\tau_m = \frac{M}{W}; \quad \tau_p = \frac{P}{F}.$$

$$\text{В данном примере } \tau_m = 2 \frac{\frac{Pl}{0.7KH^2}}{6}; \quad \tau_p = \frac{P}{20.7KH}.$$

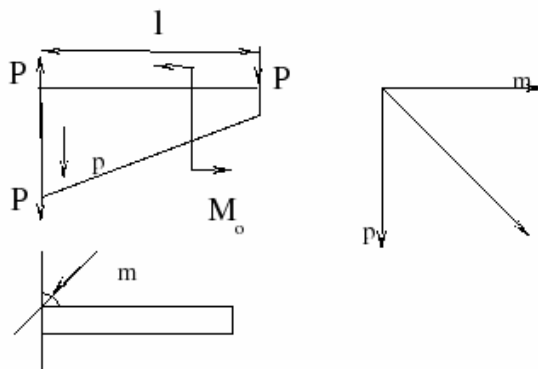


Рисунок 1.8 Нагрузка моментом

Выбор допускаемых напряжений

Если правильно разработана технология процесса сварки и проведен в последствии термический отпуск всей сваренной конструкции, то сварное

соединения считается равнопрочным с основным металлом. Как правило, в большинстве случаев разрушение происходит не по сварному шву, а около него, поскольку в основном металле неизбежно возникли термические напряжения, которые полностью устранить невозможно. В большинстве случаев допускаемое напряжение на растяжение для сварного шва принимают 0,9 от основного металла. При сварке различных металлов и заготовок с большими колебаниями по толщине стыкуемых деталей, допускаемые напряжения для наплавленного металла сварных швов определяются по справочникам в зависимости от марки электрода, способа сварки (ручная или автоматическая) и характера нагрузки. При циклических нагрузках, в связи с возможностью образования опасных термических трещин, выбранные по справочникам допускаемые напряжения уменьшают ещё на 20 – 30 %.

Разъемные соединения

В большинстве случаев для получения определенного типа конструкций нецелесообразно (и даже невозможно) применение неразъемных соединений (сварочных, заклепочных и т. д. и т. п.). Это как правило бывает связано с необходимостью периодической разборки конструкции с целью обслуживания, ремонта, проведения определенных профилактических работ. В таких случаях используют разъемные соединения.

Разъемные соединения, могут быть разобраны без повреждения деталей.

Резьбовые соединения

Все резьбы стандартизированы в мировом масштабе, то есть резьбы национальных стандартов соответствующих типов взаимозаменяемы.

Типы резьбы, их применение и расчет

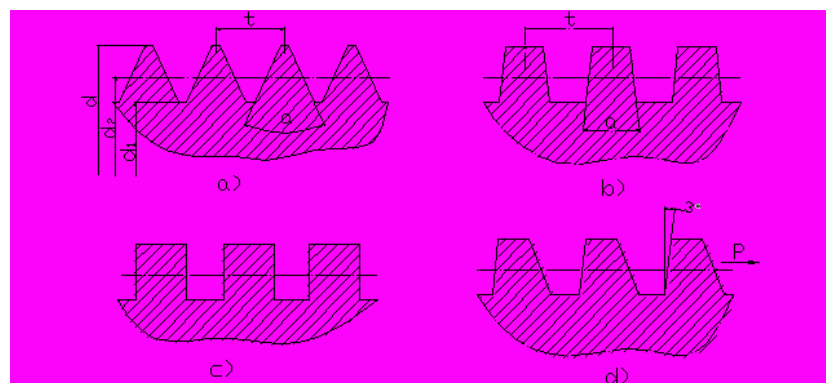


Рисунок 1.9 Типы резьбы

1. По профилю резьбы разделяются на следующие типы:

- а) остроугольная (треугольная). Основной тип крепежной резьбы. Метрическая резьба имеет угол $\alpha = 60^\circ$, дюймовая $\alpha = 55^\circ$;
- б) прямоугольная;
- в) трапецеидальная;
- г) упорная (пилообразная).

Резьбы типа (б), (в), (г) называются силовыми и применяются для тех винтовых соединений, в которых желательно иметь меньшие потери на трение (например, в домкратах, натяжных устройствах, подъемниках, винтовых прессах, ходовых винтах).

Прямоугольная резьба, вследствие технологических трудностей изготовления, применяется крайне редко и обычно заменяется резьбами типа (в) и (г). Резьба (г), как показано на рисунке, применяется только при одностороннем действии основных нагрузок; при обратном приложении нагрузки потери на трение возрастают. В некоторых случаях применяется также резьба круглого профиля (там, где имеется опасность повреждения острых кромок, например, в пожарном оборудовании, в цоколях электрических ламп).

Сравнение крепежных и силовых резьб

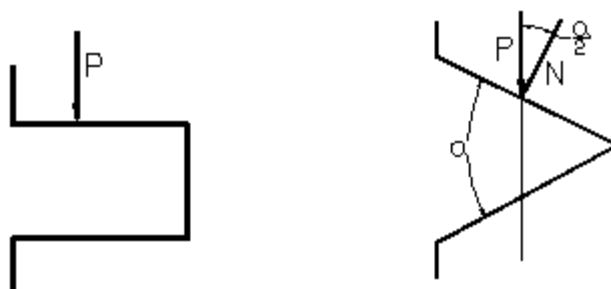


Рисунок 1.10 Крепежная и силовая резьбы

На рисунке 1.10 показаны в сравнении профили силовой (б) и крепежной (а) резьб. При равной в обоих случаях осевой нагрузке P крепежная резьба имеет большую силу трения в витках. Сила трения в силовой резьбе

$$F_6 = Pf.$$

$$\text{Сила трения в крепежной резьбе: } F_a = Nf \frac{Pf}{\cos \alpha/2} = P\hat{f}; \hat{f} = \frac{f}{\cos \alpha/2}.$$

$$\hat{f} > f; F_6 > F_a.$$

2. По шагу резьбы разделяются на основные и мелкие. Мелкие резьбы для тех же диаметров имеют меньший шаг того же профиля, что и в основной резьбе. Применение мелких резьб меньше ослабляет сечение деталей и благодаря меньшему углу спирали нарезки лучше предохраняет соединение против самоотвинчивания.

Для диаметров свыше 20 мм уже обычно применяются мелкие резьбы.

Пример обозначения резьбы:

M16x2 – основная; M6x1,5 – мелкая.

где М – метрическая;

16 – номинальный (наружной) диаметр резьбы в мм;

2 и 1,5 – шаг резьбы в мм.

3. По числу заходов нарезки

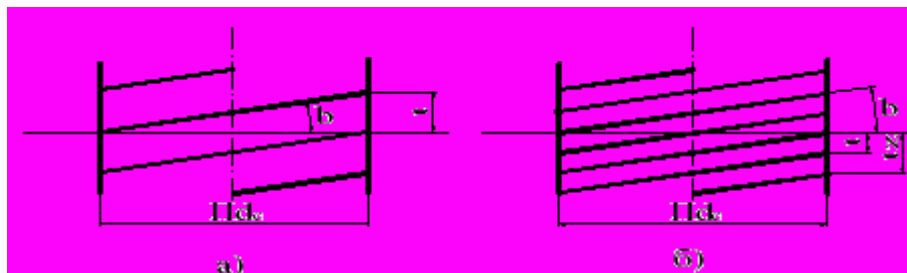


Рисунок 1.11

Однозаходные (рисунок 11а) применяются для крепежных деталей.

Многозаходные (рисунок 11б) – обычно для силовых соединений. Угол наклона спирали нарезки β определяется из формул:

$$\text{для однозаходных резьб} - tg\beta = \frac{t}{\pi d_c};$$

$$\text{для многозаходных резьб} - tg\beta = \frac{tZ}{\pi d_c}$$

где Z – число заходов;

t – шаг,

d_c – средний диаметр.

4. Цилиндрические и конусные резьбы

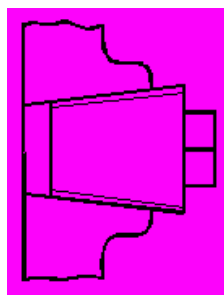


Рисунок 1.12 Конусные резьбы

Конусные резьбы (рисунок 1.12) применяется там, где необходимо герметически плотное соединение (пробки, трубы, наконечники арматуры). Применяются конусные резьбы как метрической, так и дюймовой системы измерения.

Для возможности свертывания конических резьб с цилиндрическими, биссектриса угла профиля конусной резьбы по ГОСТ перпендикулярна оси.

5. Метрические и дюймовые резьбы

Для нового проектирования резьбы дюймовой системы измерения запрещены; они применяются только для ремонтных целей.

В дюймовых резьбах шаг определяется числом ниток резьбы на дюйм.

Элементы крепежных соединений

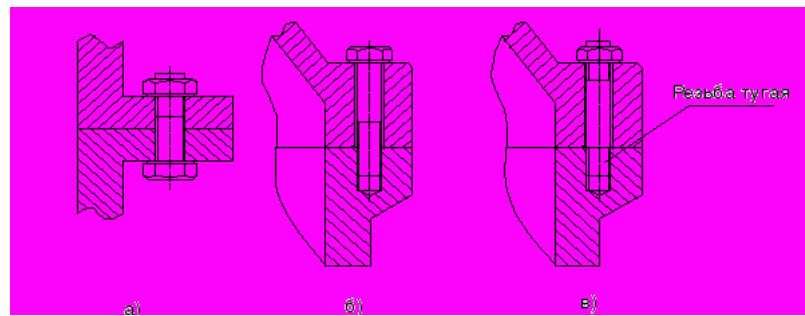


Рисунок 1.13 Элементы крепежных соединений

Болт (рисунок 1.13а) требует для размещения гайки много места что увеличивает габариты и вес конструкции. Зато, при обрыве он легко заменяется.

Винт (рисунок 1.13б) может иметь головку разной формы, в частности и шестигранную. Винт ввертывается в корпус и поэтому требует мало места для размещения, что сокращает размеры и вес конструкции. Однако, при сборке, резьба в корпусе (в особенности чугунном или алюминиевом) может быть повреждена. При обрыве трудно извлечь оставшуюся в резьбе часть винта.

Шпилька также ввертывается в корпус, для чего имеет с этой стороны тугую нарезку. При разборке свинчивается только гайка и тугая резьба в корпусе не повреждается. Шпильки рекомендуется применять при чугунных или алюминиевых корпусах.

Силовые зависимости в резьбовом соединении

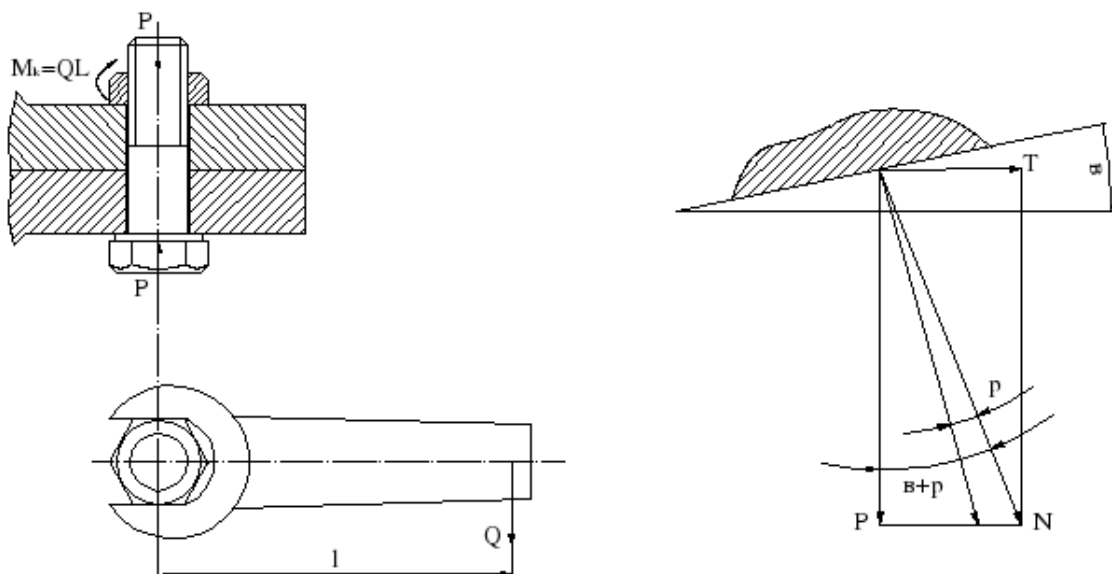


Рисунок 1.14 Зависимость между осевой силой и крутящим моментом на оси винта при закручивании гайки

Основные показатели:

D_c – средний диаметр трения по торцу головки или гайки;

d_c – средний диаметр резьбы;

M_k – крутящий момент на оси;
 P – осевое усилие;
 T – окружное усилие по среднему диаметру резьбы;
 N – нормальное усилие взаимодействия между винтом и гайкой, вектор которого смещен на угол трения ρ ;
 f – коэффициент трения в торце;
 f_l – коэффициент трения в резьбе.

$$\operatorname{tg} \rho = f_1.$$

При завинчивании возникают моменты трения в резьбе и на торце:

$$M_k = M_{\text{рез}} + M_{\text{тор}},$$

$$M_{\text{рез}} = T \frac{d_c}{2} = P \operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_c}{2};$$

$$M_{\text{тор}} = P f \frac{D_c}{2}; M_k = P \operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_c}{2} + P f \frac{D_c}{2}; M_k = P \frac{d_c}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_c}{2} + f \frac{D_c}{2} \right].$$

Определение КПД резьбы

КПД резьбы определяется отношением идеального момента (без учета сил трения) к реальному моменту (с учетом трения):

$$\text{КПД} - \eta = \frac{M_{\text{идеальн}}}{M_k};$$

$$\eta = \frac{P \frac{d_c}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + 0) + 0 \frac{D_c}{d_c} \right]}{P \frac{d_c}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho) + 0 \frac{D_c}{d_c} \right]}; \eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho) + f \frac{D_c}{d_c}}.$$

В частном случае, когда трение в опорах по торцам очень мало (например, если опорой являются подшипники качения):

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

Средства против самоотвинчивания винтов и гаек

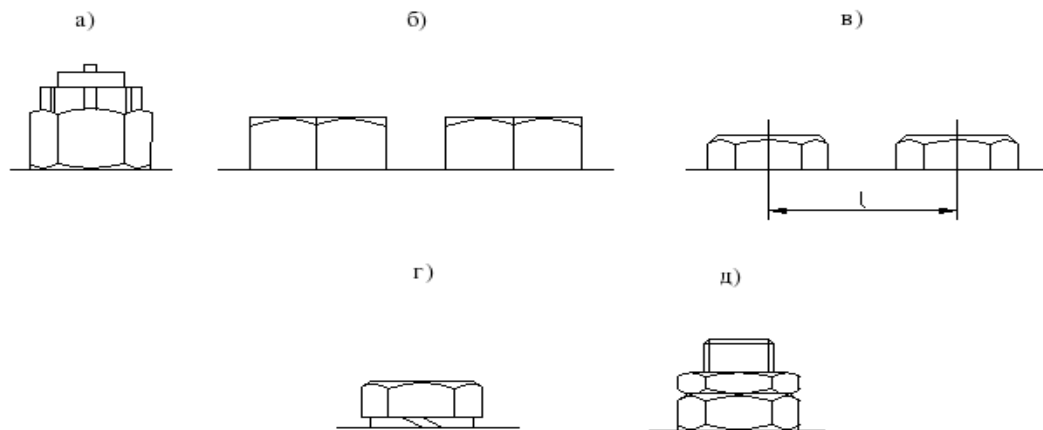


Рисунок 1.15 Крепежные соединения

В машинах, где действуют циклические нагрузки, для всех винтов и гаек должны предусматриваться средства против самоотвинчивания. В порядке убывающей надежности применяются для этой цели: корончатые гайки со шплинтом (рисунок 1.15а), отгибные шайбы (рисунок 1.15б), завязывание проволокой (рисунок 1.15в), пружинные шайбы (Гровера) (рисунок 1.15г), контргайки (рисунок 1.15д) и другие способы.

Материал винтовых соединений

Стандартные винты и гайки изготавливаются из Ст.3, иногда Ст.4 и Ст.5, а также сталей: А-12 (автоматная), Ст.20, Ст.35, Ст.45 и других.

Для более ответственных напряженных соединений применяются: СТ.40Х, СТ.40ХН и другие. Шайбы пружинные изготавливаются из Ст.65Г с термообработкой, отгибные пластины и проволока для завязывания из Ст.1.

Распределение нагрузки по виткам резьбы

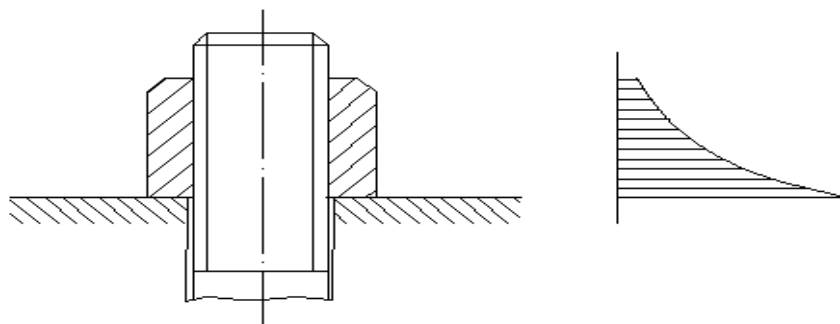


Рисунок 1.16 Эпюра по Н.Е. Жуковскому.

Распределение нагрузки по виткам резьбы вследствие большой жесткости гайки неравномерно, на рисунок 1.16 показана эпюра по Н.Е. Жуковскому.

Применив гайку переменной жесткости (показано пунктиром), можно получить более благоприятную эпюру.

Расчет винтовых соединений

Опасными напряженными состояниями для болта или винта могут быть следующие:

- а) стержень болта – на разрыв по внутреннему сечению резьбы;
- б) резьба гайки – на смятие, срез или изгиб;
- в) головка болта – на срез.

В стандартных болтах пункты (б) и (в) равнопрочны с пунктом (а), поэтому рассчитывается только стержень на разрыв. Из этих соображений высота головки $h = 0,7d$, гайки – $H = 0,8d$.

Различают следующие виды резьбовых соединений:

ненапряженные, воспринимающие только нагрузку;

напряженные, которые, кроме действующей нагрузки, воспринимают также усилие дополнительной затяжки.

Расчет ненапряженных болтов (винтов)

Напряжение разрыва в стержне болта:

$$\frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}};$$

где P – осевая нагрузка;

Z – число болтов;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

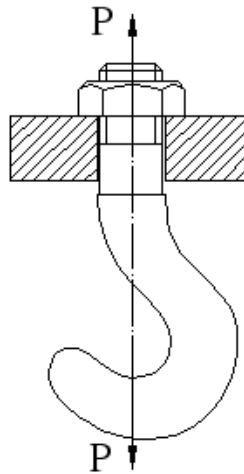


Рисунок 1.17

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

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

В этой формуле, для упрощения расчетов, приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений.

Расчет напряженных болтов при нагрузке центральной осевой силой

Это соединение осуществляется затяжкой болтов или гаек при действующей нагрузке. При этом стержень болта дополнительно нагружен касательными напряжениям от крутящего момента, для компенсации действия которых расчетная нагрузка принимается увеличенной на 30%. Усилие затяжки $P_{\text{зат}} = 1,3P$.

$$\sigma = \frac{1,3P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma].$$

Расчет болтов при нагрузке поперечной сдвигающей силой

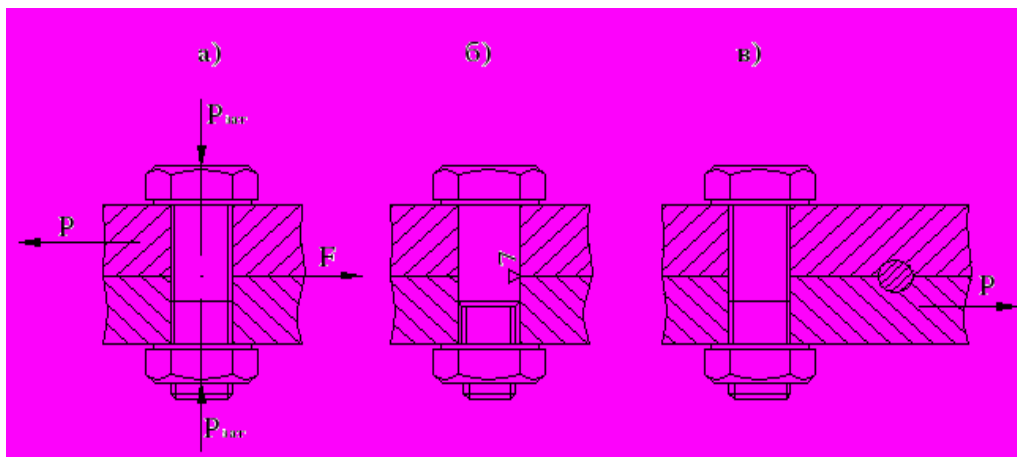


Рисунок 1.18 Варианты стандартных болтов

В этом случае возможны следующие варианты расчета:

Вариант А – стандартные болты с зазором (а).

Расчет производится на затяжку соединения осевой силой $P_{\text{зат}}$ так, чтобы возникающая в стыке сила трения – F противостояла и была равна действию поперечной нагрузки – P .

$$F = P = P_{\text{зат}} f.$$

$$\sigma = \frac{1,3P_{\text{зат}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Z f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma];$$

где f – коэффициент трения в стыке; можно принимать $f = 0,2$;

Z – число болтов;

1,3 – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений кручения, возникающих при затяжке в стержне болта.

Вариант Б – призонные болты или штифты, втулки, шпонки (б), (в).

В этом случае все крепежные отверстия должны быть обработаны (развернуты) в сборе, а болты в отверстиях установлены по плотной посадке. Только при этом обеспечивается восприятие поперечной нагрузки всеми болтами. Касательное напряжение среза:

$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau].$$

Можно принимать $[\tau] = 0,7[\sigma]$.

Достоинства варианта А в том, что применяемые при нем болты – стандартные и обеспечивается взаимозаменяемость соединения; недостаток – потребность в большом количестве болтов, которые не всегда можно разместить.

Достоинство варианта Б в малом количестве необходимых для передачи нагрузки болтов; недостаток – потеря взаимозаменяемости при замене одной из соединяемых деталей (например, вследствие износа). Для восстановления соединения необходимо совместно обработать отверстия на больший размер под болты большего диаметра.

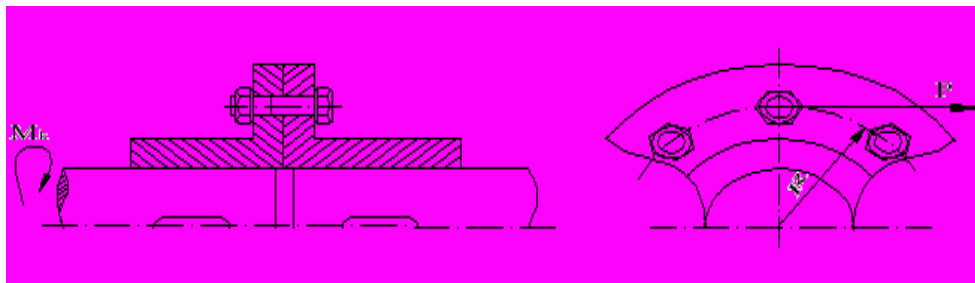


Рисунок 1.19 Соединение с крутящим моментом в плоскости стыка

Если соединение нагружено крутящим моментом в плоскости стыка (рисунок 1.19), то сначала определяется касательное усилие $P = \frac{M_k}{R}$, которое и является поперечной силой, а затем поступают так, как указано выше по варианту А или Б.

Резьбовые соединения, нагруженные центральной отрывающей силой, когда требуется гарантированная плотность стыка

При действии отрывающей силы P необходима начальная затяжка, обеспечивающая плотность и жесткость стыка. Часть нагрузки χP дополнительно нагружает винты, остальная часть $P - \chi P$ идет на разгрузку стыка. Задача распределения нагрузки между винтом и стыком – статически неопределимая и решается из условий совместной их деформации.

Совместная деформация $\delta = \chi P \lambda_b = (1 - \chi) P \lambda_c$; λ_b и λ_c – податливость винта и стыка при действии единичной силы.

Отсюда

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

Податливость винта по закону Гука $\lambda_c = \frac{l}{EF}$.

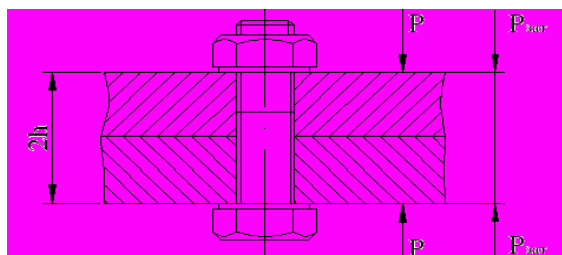


Рисунок 1.20 Конус давления

Податливость стыка определяется на основании так называемых конусов давления (рисунок 1.20) опытным путем, например, по опытной формуле:

$$\lambda_c = \frac{2h}{E_c d^2} \left[0,5 - 0,1 \frac{2h}{a} + 0,07 \left(\frac{2h}{2} \right)^2 \right].$$

Из условия сохранения плотности (нераскрытия стыка) определяется усилие затяжки:

$$KP = P_{\text{зат}} + K\chi P; P_{\text{зат}} = KP(1 - \chi),$$

где K – коэффициент затяжки.

Для статической нагрузки $K = 1,3+1,5$, для динамической – $K = 1,5+1,4$.

Расчетная нагрузка:

$$P_p = 1,3P_{\text{зат}} + \chi P.$$

Расчет болтов крепления крышек резервуаров с внутренним давлением

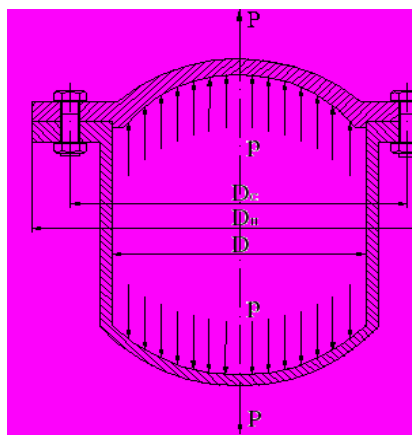


Рисунок 1.21 Крепление крышек резервуара

В этом случае (рисунок 1.21) болты должны быть затянуты так, чтобы не только преодолеть нагрузку от сил внутреннего давления, но также

дополнительно сжать прокладку для обеспечения герметичности стыка.
Усилие затяжки:

$$P_{\text{зат}} = P + P_{\text{пр}};$$

$$P_{\text{зат}} = \rho \frac{\pi D^2}{4} + K \rho \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2);$$

где ρ – внутреннее давление в резервуаре;

K – коэффициент, учитывающий сжатие прокладки;

$K = 2 - 3,5$.

Число болтов Z необходимо проверить по условию их размещения на среднем диаметре стыка D_c . Шаг размещения болтов

$$t = \frac{\pi D_c}{Z}.$$

должен быть таким, чтобы между болтами оставалось достаточно Места для ключа, завертывающего гайку или болт.

Расчет болтовых соединений при действии отрывающего момента в плоскости перпендикулярной стыку

Нагрузка P разлагается по осям и дает следующие составляющие:

нормальная сила:

$$1) \quad N = P \sin \alpha;$$

касательная сила:

$$2) \quad Q = P \cos \alpha;$$

отрывающий момент:

$$3) \quad M = Qh = Ph \cos \alpha;$$

Из условия плотности (нераскрытия) стыка:

$$4) \quad \sigma_N = \frac{N}{AB} - \text{нормальные растягивающие напряжения в стыке};$$

$$5) \quad \sigma_U = \frac{M}{W} = \frac{Qh}{\frac{BA^2}{6}} - \text{изгибающие напряжения в стыке};$$

6) $\sigma_{\text{зат}} = \frac{P_{\text{зат}}}{AB}$ – напряжения затяжки в стыке, которые должны перекрыть действие σ_N и σ_U .

$$7) \quad \sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_u + \sigma_N \geq [\sigma]_0;$$

$$8) \quad \sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_u + \sigma_N \leq [\sigma]_{\text{см}};$$

9) $[\sigma]_0$ – наименьшее допускаемое давление смятия в стыке (по таблицам);

10) $[\sigma]_{\text{см}}$ – наибольшее допускаемое давление смятия в стыке;

11) Определяем напряжение затяжки и усилие затяжки болтов

$$P_{\text{зат}}: \sigma_{\text{зат}} = [\sigma]_0 + \sigma_u + \sigma_N = [\sigma]_0 + \frac{Qh}{\frac{BA^2}{6}} - \frac{N}{AB};$$

$$P_{\text{зат}} = \sigma_{\text{зат}} AB.$$

Полагая, для упрощения расчетов, фланцы достаточно жесткими, а болты – податливыми, определяем напряжения в болтах по усилию их затяжки

$$\sigma_{\delta} = \frac{1,3P_{\text{зат}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_{\delta}].$$

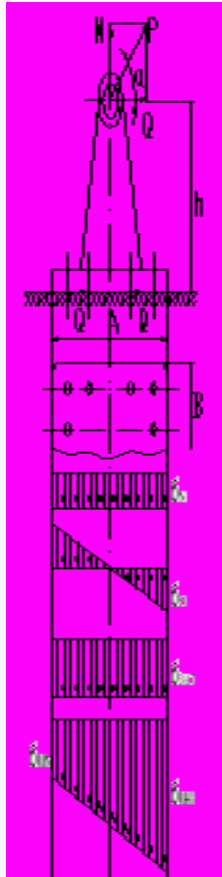


Рисунок 1.22

Проверяем стык на сдвиг касательной силой

$$Q < F = P_{\text{зат}} f$$

где F – сила трения в стыке;

f – коэффициент трения в стыке.

Расчет болтов при внецентренно приложенной силе

В этом случае (рисунок 1.23) загрузка приводится к отрывающей силе P и изгибающему моменту $M = Pl$. Полное нормальное напряжение равно сумме напряжений от этих нагрузок:

$$\delta = \delta_p + \delta_M = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{Pl}{Z 0,1 d_1^3} \leq [\delta];$$

Следует учесть, что напряжения изгиба могут в несколько раз превышать напряжения разрыва и представлять большую опасность для соединения.

Резьбовые соединения, работающие при циклических нагрузках

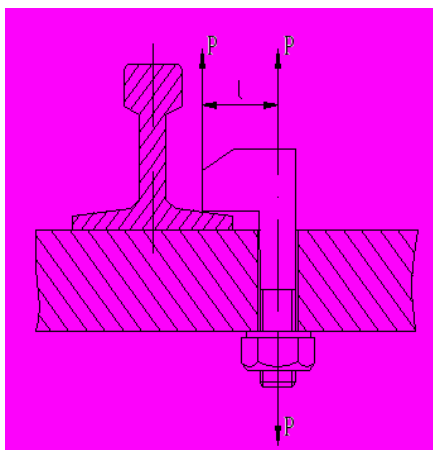


Рисунок 1.23

При циклических нагрузках (чаще всего пульсирующего цикла) большую опасность представляют усталостные явления, которые могут служить причиной аварийных разрушений. Усталостные разрушения начинаются с образования микротрещин, которые возникают в местах наибольшей концентрации напряжений, поэтому в конструкции болтов и винтов большое внимание должно быть уделено целесообразной геометрической их форме. Для оценки концентрации напряжений пользуются гидравлической аналогией, которая выражается так: если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный (вихревой), должны возникнуть местные напряжения, величина которых пропорциональна интенсивности вихрей.

Местные напряжения возникают:
в местах резкого перехода сечений;
в канавках с острыми углами;
при малых радиусах округлений;
в переходах от стержня к резьбе;
в переходах к зоне закалки ТВЧ,
при некруглых отверстиях.

С этой точки зрения на рисунке 1.24 показаны примеры нерациональной (а) и рациональной (б) конструкций болтов.

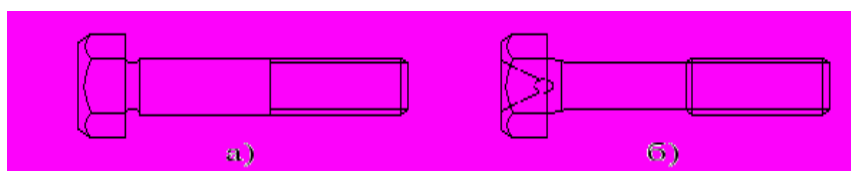


Рисунок 1.24 Примеры нерациональной и рациональной конструкции болтов

Для смягчения ударов нагрузки болты должны быть достаточно длинными.

Допускаемые напряжения в болтах и винтах

При постоянных нагрузках критерием прочности служит предел текучести материала.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{n}; \quad [\tau] = 0,7[\sigma].$$

где n – коэффициент безопасности, $n = 1,5+3$.

При циклических нагрузках критерием прочности служит предел усталости (выносливости) материала:

$$[\sigma] = \frac{1,5\xi\sigma_{-1}}{n_1K_\sigma};$$

где ξ – масштабный фактор, характеризующий механические свойства реальных болтов по сравнению с испытываемыми образцами. Для болтов небольших диаметров $\xi = 1$; σ_{-1} – предел усталости при симметричном цикле.

Для углеродистых сталей $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_b$. Для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_b + (70-120) \text{ МПа}$;

n_1 – запас прочности к пределу усталости (по таблицам);

K_σ – коэффициент концентрации напряжений (по таблицам).

Передача «винт-гайка» служит для преобразования вращательного в поступательное движение, применяется в домкратах, подъемниках, винтовых прессах, натяжных устройствах и ходовых винтах. К достоинствам передачи относятся возможность получения значительных передаточных отношений, малые габариты и бесшумная работа; недостатком является сравнительно низкий КПД в связи с большими потерями на трение в резьбе. Для уменьшения трения применяют трапецеидальную или упорную резьбу; гайка изготавливается из антифрикционного материала (обычно бронзы), винт должен иметь твердую и чисто обработанную поверхность нарезки.

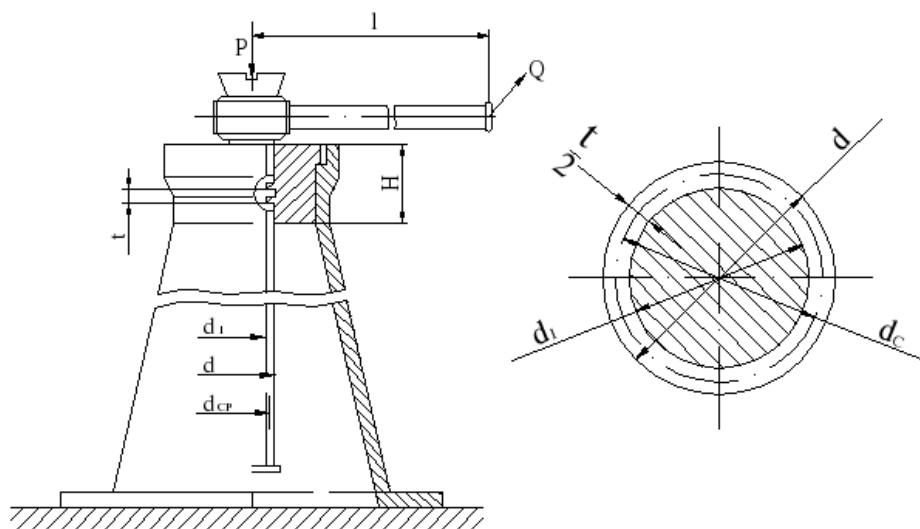


Рисунок 1.25 Винт-гайка

P – осевая сила;

$M_k = Ql$ – крутящий момент на оси винта;

d, d_c, d_i – наружный, средний и внутренний диаметры винта;

H – высота гайки;

t – шаг нарезки, $t = d - d_i$;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение смятия в резьбе гайки (по таблицам).

Диаметр винта определяется в зависимости от прочности резьбы гайки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P}{\pi d_c \frac{tH}{2t}} \leq [\sigma]_{см}.$$

Обозначив относительную высоту гайки $\psi = \frac{P}{d_c}$, получаем:

$$\sigma_{см} = \frac{2P}{\pi \psi d_c^2};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{2P}{\pi \psi [\sigma]_{см}}};$$

$$\psi = 1,5 - 2,5.$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего по таблицам резьб по ГОСТ.

Затем производится проверка винта на совместное сжатие и кручение:

$$\sigma_\rho = \sqrt{\sigma_{см}^2 + 4\tau_k^2} - \text{по III теории прочности.}$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}};$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d_1^3}.$$

Длинные винты, имеющие гибкость $\lambda > 70$, проверяются на продольный изгиб по формуле:

$$\sigma_{\text{сок}} = \frac{P}{F_1} \leq \varphi[\sigma]_{\text{сок}}.$$

где φ – табличный коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, зависящий от гибкости стержня;

F_1 – площадь сечения винта по внутреннему диаметру $\lambda = \frac{\mu l}{i}$; μl – приведенная длина стержня винта;

μ – коэффициент заделки концов стержня; для домкратов и подъемников (рисунок 1.26а) $\mu = 2$; для ходовых винтов (рисунок 1.26) $\mu = 1$;
 i – радиус инерции сечения винта по внутреннему диаметру резьбы;

J – момент инерции минимального сечения $i = \sqrt{\frac{J_1}{F_1}}$. Для круглого сечения $J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64}$; $F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$; $d_1 = \frac{d_1}{4}$.

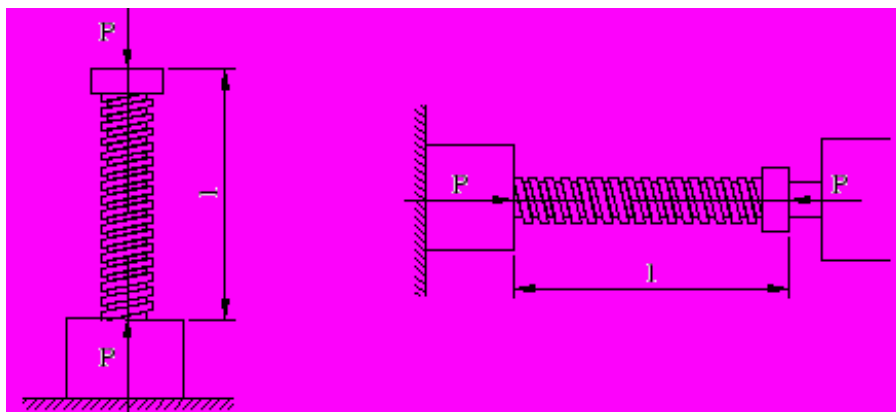


Рисунок 1.26 Пример ходовых винтов

Шпоночные соединения служат для передачи крутящего момента от вала к ступице или наоборот. Наибольшее распространение получили ненапряженные шпоночные соединения, в которых окружное усилие воспринимается боковыми поверхностями шпонок (рисунок 1.27а, б, в).

Призматические шпонки (а, б) плотно устанавливаются в фрезерованный для них на валу паз (а – для пальцевой фрезы, б – для дисковой). Сегментные шпонки Вудруфа (в) отличаются простотой изготовления (шлифовка штампованных полудисков на магнитном столе).

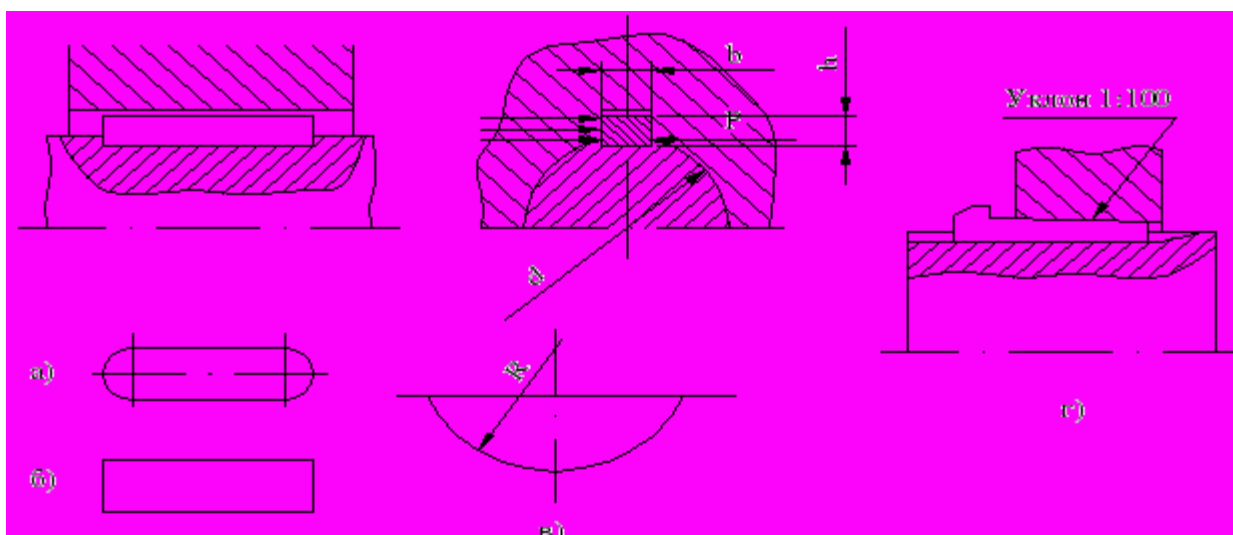


Рисунок 1.27 Ненапряженные шпоночные соединения

Для них применяются специальные дисковые фрезы. В напряженных – клиновых шпоночных соединениях, осуществляется радиальный натяг за счет клинообразной формы шпонки, который воспринимает значительную часть окружного усилия. Однако эти шпоночные соединения создают смещение ступицы относительно оси вала, следствием чего является дисбаланс вращающихся деталей. Поэтому такие шпонки в настоящее время применяются сравнительно редко, а в точном машиностроении совершенно не используются.

Призматические и сегментные шпонки стандартизованы и подбираются по таблицам ГОСТ в зависимости от диаметра вала. Длина шпонок рассчитывается. Материал шпонок Ст. 45, Ст. 50, для призматических шпонок – чистотянутая по профилю. Как правило, применяют лишь одну шпонку вследствие трудности пригонки нескольких (не более двух).

Расчет ненапряженных шпоночных соединений

Для упрощения расчета предполагается равномерная эпюра распределения нагрузок на боковую поверхность шпонки (хотя в действительности она неравномерна).

Шпонки рассчитываются на смятие и срез от действующего по диаметру вала окружного усилия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad \tau = \frac{P}{bl} \leq [\tau] \quad P = \frac{3M_{\text{к}}}{d}.$$

где h , b , l – высота, ширина и длина шпонки;

$[\sigma]_{\text{см}}$, $[\tau]$ – допускаемые напряжения смятия и среза (по таблицам).

Длина шпонки выбирается по более опасному напряженному состоянию.

Шлицевые соединения

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпонок. Этому способствует оснащение промышленности специальным оборудованием – шлицефрезерными и протяжными станками. В сравнении со шпоночными шлицевые соединения имеют большую нагрузочную способность, лучше центрируют соединение и меньше ослабляют вал.

По профилю различают следующие шлицевые соединения (рисунок 1.28):

прямобоочные (а) – число шлиц $Z = 6, 8, 10, 12$;

эвольвентные (б) – число шлиц $Z = 12, 16$ и более;

треугольные (в) – число шлиц $Z = 24, 36$ и более.

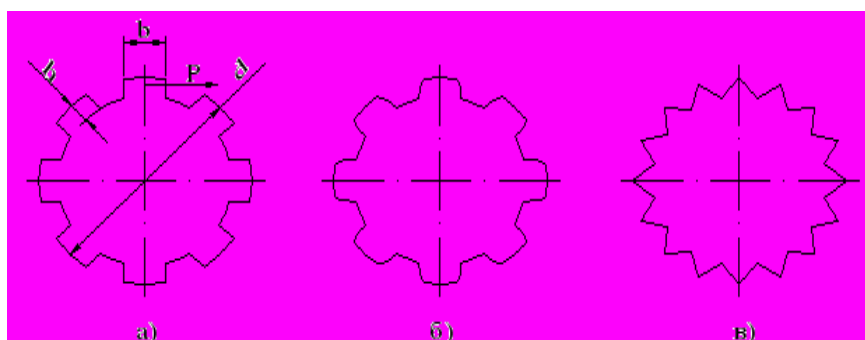


Рисунок 1.28 Шлицевые соединения

Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Треугольные шлицы мелкие, поэтому мало ослабляют вал, однако они способны передавать лишь относительно небольшую нагрузку.

Шлицевые соединения применяются с центрированием ступицы по валу (рисунок 1.29):

а) по наружному диаметру;

б) по внутреннему диаметру;

в) по боковым граням.

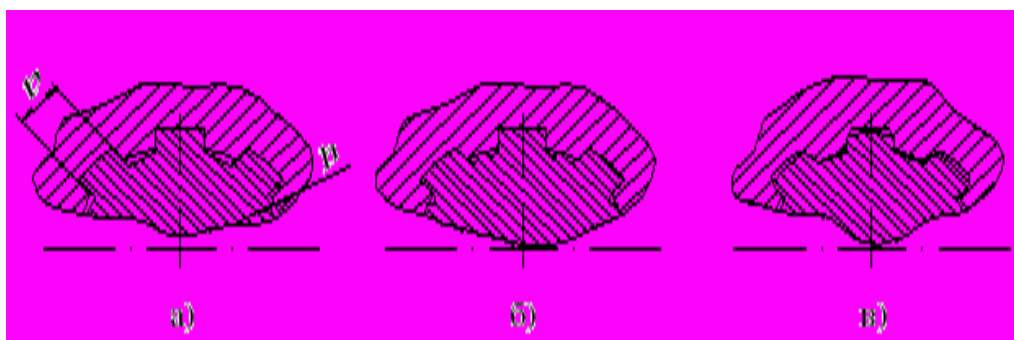


Рисунок 1.29 Шлицевые соединения с центрированием ступицы по валу

Соединение (в), во избежание термических короблений, требует чистовой протяжки ступицы после термообработки, поэтому твердость ступицы не может быть выше HRC=30. Соединение (б) требует шлифовки вала по посадочному диаметру на специальных станках, зато ступица может быть твердой, так как посадочный диаметр шлифуется на обычных внутришлифовальных станках. Соединение (в) допускает твердые шлицы на валу и на ступице, однако для обеспечения сборки, считаясь с возможных короблением шлицов при закалке, зазоры в соединении должны быть увеличенными.

Расчет шлицевых соединений

Как и шпонки, шлицы рассчитывается на смятие и срез:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{Zlh} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad \tau = \frac{P}{Zlh} \leq [\tau] \quad P = \frac{M_k}{R_c};$$

где R_c – средний радиус шлицов;

M_k – крутящий момент на оси вала.

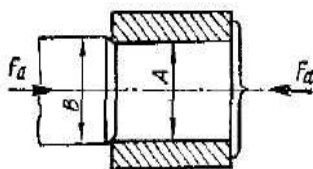
Соединение деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)

Общие сведения

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рисунок 1.30)

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия, $N=B-A$.

Перед запрессовкой



После запрессовки

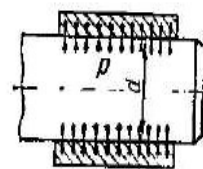


Рисунок 1.30 Натяг посадки

После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом. В инженерной практике такое соединение называют *прессовым*.

Нагрузочная способность прессового соединения прежде всего *зависит от натяга*, значение которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически расчетный натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и

не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию натяга и, следовательно, к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок.

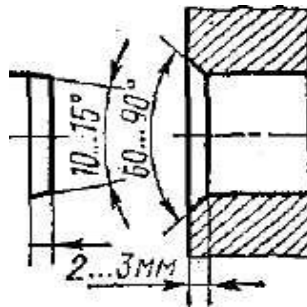


Рисунок 1.31 Образование натяга

Сборку любого прессового соединения выполняют одним из трех способов: *прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала*.

Прессование – распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки; смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением. Для облегчения сборки и уменьшения шабровки концу вала и краю отверстия рекомендуют придавать коническую форму (рисунок 1.31).

Шабровка поверхностей контакта устраняется полностью при *сборке по методу нагревания втулки* (до 200...400°C) или *охлаждения вала* (твердая углекислота – 79°C, жидкий воздух – 196°C). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла, появление окалина и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Необходимую разность температур t нагрева втулки или охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, подсчитывают по формуле

$$t = \frac{(N_{max} + S_0)}{ad},$$

где N_{max} – наибольший натяг посадки;

S_0 – минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки $H7/g6$);

a – температурный коэффициент линейного расширения (для стали и чугуна $a \approx 10 \cdot 10^{-6} \text{°C}^{-1}$);

d – номинальный диаметр посадки.

Прочность соединения

Стандартную посадку выбирают по условиям неподвижности соединения при заданной нагрузке без каких-либо дополнительных

скреплений. Однако возможны случаи, когда назначенная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, т. к. её натяг вызывает их разрушение или чрезмерные деформации. Поэтому при расчёте прочности прессовых посадок *необходимо рассматривать как условия прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности деталей.*

Расчет прочности деталей является проверкой возможности применения намеченной посадки.

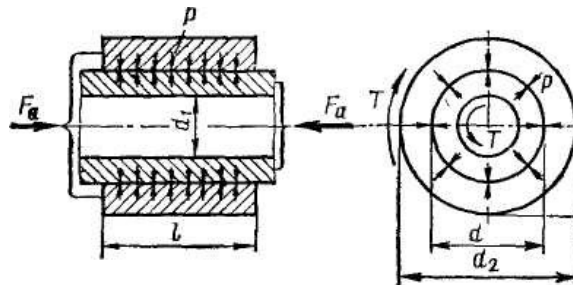


Рисунок 1.32 Расчетная схема прессового соединения

Расчет прочности соединения с натягом

На рисунке 1.32 приведена расчетная схема прессового соединения.

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой

$$KF_a < fpndl,$$

где p – давление на поверхность контакта;

K – коэффициент запаса равен 1,5...2.

Условие прочности соединения при погружении крутящим моментом

$$KT \leq fp\pi d^2 l / 2.$$

При совместном действии T и F_a

$$K\sqrt{F_1^2 + F_a^2} \leq fp\pi dl,$$

где $F_t = 2T/d$ – окружная сила.

По теории расчета толстостенных цилиндров, изучаемой в курсе сопротивления материалов, удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = N / \left[d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \right];$$

где N – расчетный натяг;

C_1 и C_2 – коэффициенты:

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

где E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки:

для стали $E = (21...22) \cdot 10^4$ МПа и $\mu = 0,3$,

для чугуна $E = (12...14) \cdot 10^4$ МПа и $\mu = 0,25$,

для бронзы $E = (10...11) \cdot 10^4$ МПа и $\mu = 0,33$.

При расчете прочности соединения расчетный натяг N определяют по минимальному табличному или вероятностному натягу с поправкой u на срезание и сглаживание шероховатости поверхности при запрессовке (если сборку выполняют нагреванием или охлаждением, $u = 0$):

$$N = N_{min} - u, \quad u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты шероховатостей посадочных поверхностей. Наиболее распространенные значения R_{z1} для поверхностей прессовых соединений: 10...6,3; 3,2...1,6 мкм, что соответствует 6 - 8 классам шероховатости. Экспериментальные исследования показали, что значение коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов: способа сборки, удельного давления p , шероховатости поверхности, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей, скорости запрессовки и пр. Поэтому точное значение коэффициента трения может быть определено только испытаниями при заданных конкретных условиях. В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей принимают: $f \approx 0,08 ... 0$ – сборка прессованием; $f \approx 0,12 ... 0,14$ – сборка с нагревом или охлаждением.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов (рисунок 1.33). Действие момента ($M = FL$) вызывает в соединении такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравнивается моментом внутренних сил $M_R = Rx$.

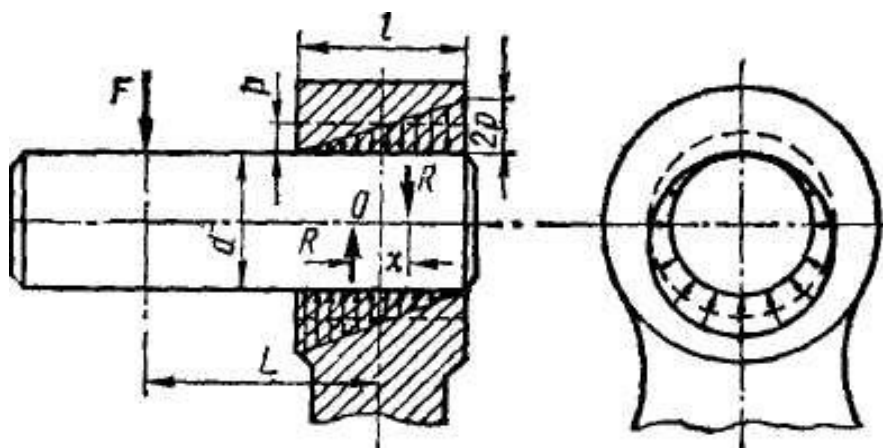


Рисунок 1.33 Схема поворота шипа

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот шипа происходит вокруг центра тяжести соединения – точки O , а первоначальная равномерная эпюра давлений (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, как показано на рисунок 1.33 или трапецеидальную. Кроме того, не учитывают действие силы F , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимально давление изменяется в плоскости действия нагрузки. При некотором значении нагрузки эпюра давления из трапеции превращается в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2p$. Этот случай является предельным, так как дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению зазора (раскрытие стыка). Учитывая принятые положения, можно написать: $M = FL = Rx$, где R – равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров. Значение этой равнодействующей определяется давлением p прессовой посадки и не изменяется от действия изгибающего момента $R = pld$. Плечо пары $x = l/3$. Подставляя, получаем $M = pld^2/3$. Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают $M < 0,2pdl^2$. При этом давление в наиболее нагруженных точках соединения не должно вызывать пластических деформаций. Изменение давлений, вызванное действием изгибающего момента, не отражается на способности соединения воспринимать осевую силу и крутящий момент, так как суммарное значение сил трения остается постоянным.

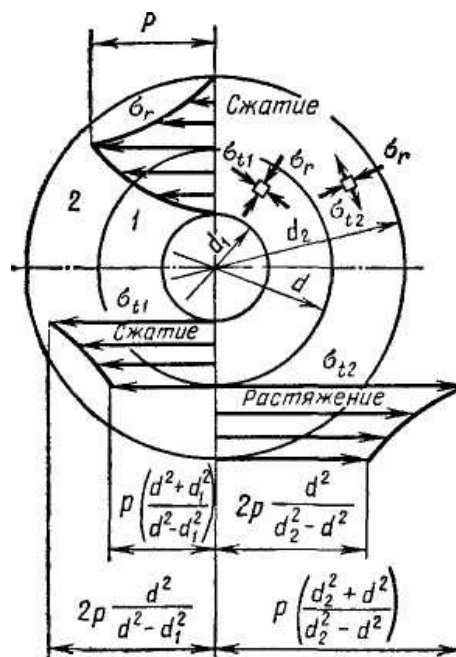


Рисунок 1.34 К расчету прочности

Расчет прочности и деформаций деталей прессового соединения выполняют по формулам для толстостенных цилиндров. Эпюры напряжений в деталях 1 и 2 показаны на рисунке 1.34, где σ_r – напряжения сжатия в радиальном направлении; σ_{t1} и σ_{t2} – напряжения сжатия и растяжения в тангенциальном направлении; (осевые напряжения малы, их не учитывают).

Давление p при расчете прочности деталей определяют по максимальному натягу $N = N_{max} - u$.

Приведенные зависимости справедливы только в пределах упругих деформаций. Условие, при котором в деталях не будет пластических деформаций (по теории наибольших касательных напряжений):

$$\sigma_{\text{эк}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 – максимальное, а σ_3 – минимальное нормальные напряжения, считая растяжение положительным; σ_T – предел текучести материала.

Нетрудно установить, что наибольшие эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эк}}$ имеют место в точках внутренних поверхностей втулки и вала. При этом для втулки $\sigma_1 = \sigma_{t2}$; $\sigma_{t3} = -\sigma_r = -p$ и условия отсутствия пластических деформаций

$$\sigma_{\text{экв2}} = p \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right) - (-p) = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{T2},$$

или

$$p \leq \frac{\sigma_{T2}(d_2^2 - d^2)}{2d_2^2}.$$

где σ_{T2} – предел текучести материала втулки;

для вала $\sigma_1 = 0$, $\sigma_3 = -\sigma_{T1}$ и $\sigma_{\text{экв1}} = \sigma_{T1}$

или

$$p \leq \frac{\sigma_{T1}(d^2 - d_1^2)}{2d^2}.$$

Появление пластических деформаций не является во всех случаях недопустимым. Опыт применения прессовых посадок свидетельствует о том, что надежные соединения могут быть получены и при наличии некоторой кольцевой пластической зоны вблизи внутренней поверхности втулки. Давление на поверхности контакта при наличии пластических деформаций можно определять по приближенным формулам:

$$N \leq 1.5N_T p = p_T \left(2N_T - \frac{N}{N_T} \right);$$

при

$$N \geq 1.5N_T; \quad p = 0.5p_T,$$

где N_T и p_T – расчетный натяг и давление, соответствующие пределу текучести.

Давление p_T определяют как меньшее из двух значений. При известном p_T по формуле определяют N_T .

Увеличение наружного диаметра втулки, вызванное растяжением от посадки, можно оценить по формуле

$$\delta d_2 = \frac{2pd^2d_2}{[E_2(d_2^2 - d^2)]}$$

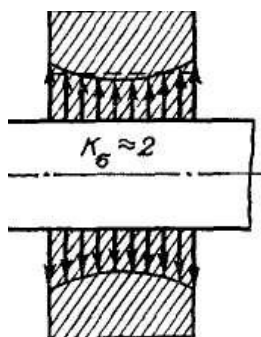


Рисунок 1.35

Дополнительные указания к расчетам



Рисунок 1.36 Примеры специальной формы вала и втулки

1. Приведенные выше формулы для расчета прочности деталей основаны на предположении, что давление распределяется равномерно по поверхности контакта. Действительная эпюра давлений в направлении длины втулки представляется некоторой кривой, приближенный характер которой изображен на рисунке 1.36. Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого материала от середины отверстия в обе стороны.

Эффект концентрации напряжений можно уменьшить изготовлением деталей специальной формы. Примеры специальной формы вала и втулки показаны на рисунке 1.36. Значение коэффициента концентрации напряжений K_a в прессовом соединении зависит от многих факторов: характеристик механической прочности материалов, размеров деталей, давления, рода нагрузки и т. д. В качестве примера на рисунках 1.35 и 1.36 указаны значения $K\sigma$ при $d = 50$ мм, $\sigma_b = 500$ МПа, $p > 30$ МПа.

2. Расчеты по наименьшему и наибольшему табличным натягам приводят в большинстве случаев к чрезмерно большим запасам прочности

соединения и деталей. Так, например, для посадки диаметра 60H7/u7 (рисунок 1.36 и пример расчета) наибольший натяг (105 мкм) в два с лишним раза превышает наименьший натяг (45 мкм). Во столько же раз могут изменяться действительные нагрузочные способности соединения и напряжений деталей. Пределы рассеивания натяга уменьшаются с повышением классов точности изготовления деталей. Вероятность минимальных и максимальных отклонений размеров мала. Поэтому в массовом производстве выгодно применять *вероятностные методы расчета, допуская ту или иную вероятность отказа*. В индивидуальном и мелкосерийном производстве целесообразно проверять расчет) по замеренному натягу. Так же, как и в зубчатом соединении, в прессовом соединении *наблюдается коррозионно-механическое изнашивание*, связанное с циклическими относительными микроперемещениями поверхностей посадки. Не трудно понять, что изгиб вала моментом M и кручение вала моментом T распространяются внутрь ступицы, как изображено на эпюрах M и T . При вращении вала деформации изгиба – растяжения (+) и сжатия (–) поверхностных слоев вала циклически изменяются (при повороте на 180° знаки меняются на обратные) и сопровождаются микросдвигами относительно поверхности ступицы. Кручение вала также вызывает микросдвиги, но в отличие от изгиба эти микросдвиги цикличны только при переменном крутящем моменте.

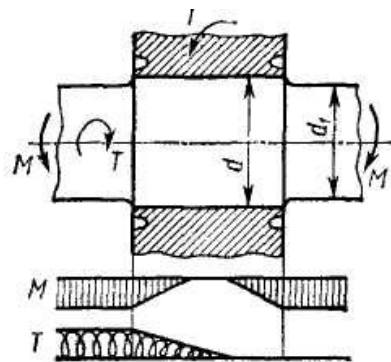


Рисунок 1.37

Расчет прессовых соединений на коррозионно-механическое изнашивание пока не разработан, но известны методы снижения или даже устранения этого вида изнашивания: повышение твердости поверхностей посадки; уменьшение напряжений σ и τ путем увеличения диаметра в месте посадки; увеличение давления посадки p , а следовательно, и сил трения, которое сокращает распространение деформаций внутрь ступицы и уменьшает относительные перемещения; образование кольцевых проточек по торцам ступицы (рисунок 1.37). Эти проточки увеличивают податливость ступицы, позволяют ей деформироваться вместе с валом и уменьшают микросдвиги.

Оценка и область применения

Из рассмотренного следует, что прессовое соединение относится к

группе неразъемных и предварительно напряженных. Разборка соединения затруднена, связана с применением специальных приспособлений и сопровождается повреждением посадочных поверхностей. Однако в зависимости от натяга и технологии сборки могут быть получены соединения, сохраняющие свою работоспособность при повторных сборках.

Основное положительное свойство прессового соединения – *его простота и технологичность*. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошая центровка деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать прессовое соединение для скрепления деталей современных высокоскоростных машин.

Существенный недостаток прессового соединения – *зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету*: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения и т. д. К недостаткам соединения относится также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия. Влияние этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию прессового соединения.

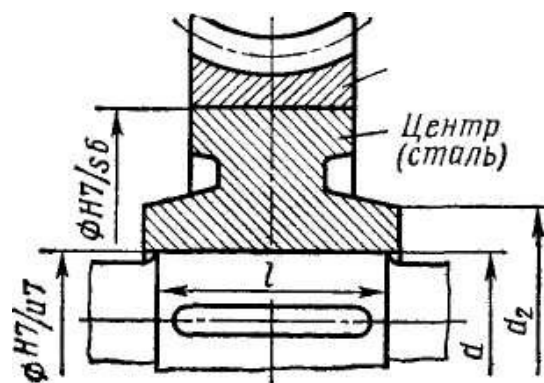


Рисунок 1.38 Составные коленчатых валов

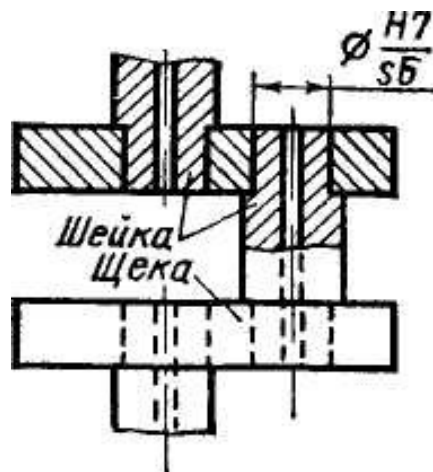


Рисунок 1.39 Венец – бронза

Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. С помощью прессовых посадок с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. п. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов (рисунок 1.38), червячных колес (рисунок 1.39) и т. д. На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным (рисунок 1.39). При этом прессовое соединение может быть основным или вспомогательным. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается прессовой посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае прессовую посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центровки деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений. Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением – прессовым или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допускаемых напряжений для шпоночных соединений при прессовых посадках.

Соединение посадкой на конус

Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов (рисунок 1.40). Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединение подобно прессовому. В отличие от прессового соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это удобно для соединений узлов, монтаж и демонтаж которых производят не только при сборке изделия на заводе, но и в процессе эксплуатации.

Задачей расчета является определение момента T , который может передавать соединение при заданных размерах и силе $F_{зат}$ затяжки гайки:

$$\frac{F_{зат} f 0.5 d_{ср}}{\sin \alpha + \cos \alpha} \geq KT.$$

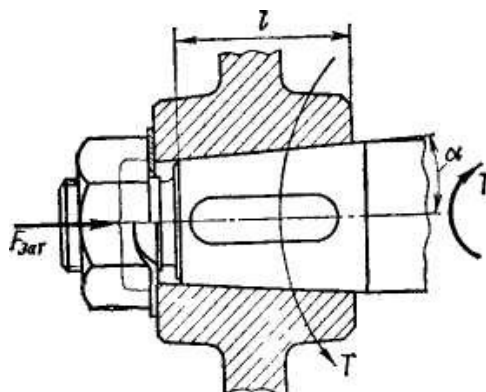


Рисунок 1.40 Посадка на конус

Обычно принимают стандартную конусность 1/10. При этом $\alpha = 2^\circ 51' 40''$, $\alpha = 2^\circ 51' 40''$; коэффициент трения $f \approx 0,11 \dots 0,13$; коэффициент запаса $K \approx 1,3 \dots 1,5$. За расчетный момент T принимают максимальный; $F_{зат}$ определяют по формуле, в которой $T_{зав} = F_K l_K$, где $l_K \approx 15d$ – длина стандартного ключа (d – диаметр резьбы), $F_K \approx 150 \dots 200 \text{ Н}$ – сила на ключе.

При необходимости, соединение усиливают шпонкой. Расчет шпоночного соединения выполняют по полному моменту нагрузки T . Влияние посадки на конус учитывают, как и в прессовых посадках, при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_{см}]$.

Клеммовые соединения

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д. Один из примеров клеммового соединения (закрепление рычага на валу) изображен на рисунок 1.41.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений:

а) со ступицей, имеющей прорезь (рисунок 1.41а);

б) с разъемной ступицей (рисунок 1.41б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других расположенных на валу деталей. При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($T = Fl$), так и осевой силой F_a . Ранее отмечалось, что передача нагрузки только силами трения недостаточно надежна. Поэтому не рекомендуют применять клеммовые соединения для передачи больших нагрузок. К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. п.).

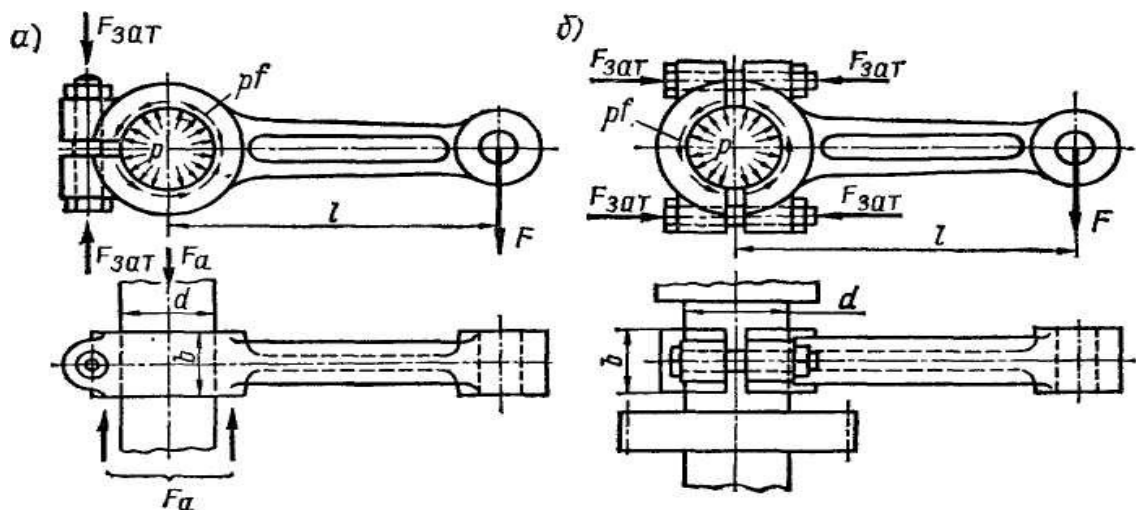


Рисунок 1.41 Клеммовые соединения

Расчет на прочность

В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая (рисунок 1.42).

Первый случай

Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором (рисунок 1.42а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие прочности соединения выражается в виде $d_t = F_n f_a > T, 2F_n f \geq F_a$,

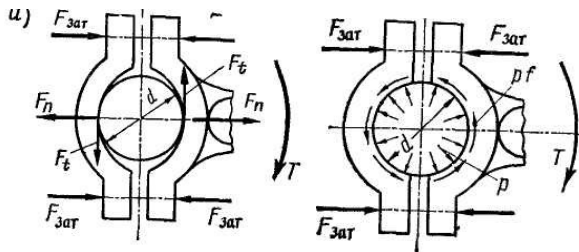


Рисунок 1.42 Клемма большой жесткости

где F_n – реакция в месте контакта;

f – коэффициент трения.

По условию равновесия любой половины клеммы $F_n = 2F_{заг}$, где $F_{заг}$ – сила затяжки болтов. Подставив значение F_n найдем $2F_{заг} f d \geq T, 4F_{заг} f \geq F_a$.

Второй случай

Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю (рисунок 1.42б). В этом случае можно полагать, что давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде $p f \pi d b 0.5d \geq T, p f \pi d b \geq F_a$.

Рассматривая равновесие полуклеммы, записываем $p = \frac{2F_{заг}}{ab}$.

После подстановки и сокращения получаем $\pi F_{заг} f d \geq T, \pi 2F_{заг} f \geq F_a$.

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй – наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Следует заметить также, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку типа $H8/h8$. При такой посадке обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров. Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам

$$2,5F_{заг} f d > T, 5F_{заг} > F_a.$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны среднему значению коэффициентов

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов (рисунок 1.41) принято выполнять по тем же формулам. При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага. Действительно, если верхний болт в конструкции по рисунку 1.41б приварить к деталям, то условия работы клеммы и нижнего болта не изменятся, а конструкция станет подобна конструкции, изображенной на рисунке 1.41 а.

Для определения потребной силы затяжки болтов запишем $F_{\text{зат}} = \frac{KT}{2,5zf d'}$,

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF_a}{5zf}.$$

При совместном действии T и F_a , сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой F_a и окружной $F_t = \frac{2T}{d}$ сил. Для такого случая

$$F_{\text{зат}} = K \sqrt{\frac{F_t^2 + F_a^2}{5zf}}.$$

По найденной $F_{\text{зат}}$ выполняем расчет болтов на прочность.

В приведенных формулах z – число болтов, расположенных с одной стороны вала, $K = (1,3...1,8)$ – коэффициент запаса. Коэффициент трения для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки, можно выбирать в пределах $f=0,15...0,18$.

Пример 1 Расчет сварного соединения

Определить длины фланковых и прорезного швов для прикрепления швеллера к фасонному листу узла фермы (рисунок 1.43). Для швеллера из стали Ст.3 $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$; для сварных швов $[\tau_s] = 0,6[\sigma_p]$ (сварка вручную толстопокрытыми электродами). Швы должны быть равнопрочны привариваемому стержню.

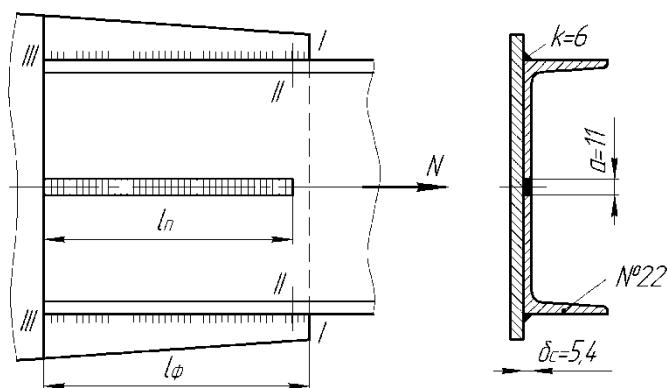


Рисунок 1.43 Определение длины фланковых и прорезного швов

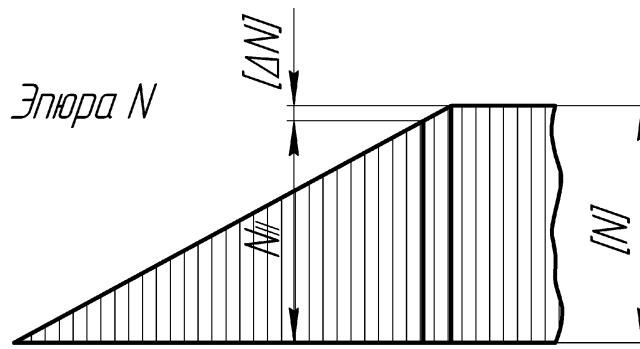


Рисунок 1.44 Эпюра N

Решение

Совместное применение фланковых и прорезного швов позволяет уменьшить длину сварного узла. Прорезь для шва ослабляет привариваемый швеллер, но это ослабление можно компенсировать, сделав фланковые швы большей длины, чем прорезной шов. Разность длин $l_{\phi} - l_n$ определим из условия, чтобы в сечении $II - II$, проходящем через начало прорезного шва, нормальные напряжения в швеллере были равны $[\sigma_p]$. Иными словами, участки $I - II$ фланковых швов должны передать от швеллера на лист усилия ΔN , соответствующие площади ослабления ($a\delta_c$):

$$[\Delta N] = [\sigma_p] a \delta_c = 160 \cdot 11 \cdot 5,4 = 9500 \text{ Н}.$$

Из условия прочности указанных участков фланковых швов

$$\tau = \frac{[\Delta N]}{2 \cdot 0,7k(l_{\phi} - l_n)} \leq [\tau_3]$$

получаем

$$l_{\phi} - l_n = \frac{[\Delta N]}{2 \cdot 0,7k[\tau_3]} = \frac{9500}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 96} = 11,8 \text{ мм} \approx 12 \text{ мм},$$

где

$$[\tau_3] = 0,6[\sigma_p] = 96 \text{ Н/мм}^2.$$

Усилие, которое должно быть передано сварными швами, по условию равнопрочности швов и швеллера равно допускаемой продольной силе для швеллера, определенной по неослабленному сечению:

$$[N] = A[\sigma_p] = 26,7 \cdot 10^2 \cdot 160 = 427 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Участки фланковых швов $II - III$ и прорезной шов должны передать на лист усилие

$$N_{II} = [N] - [\Delta N] = 427 \cdot 10^3 - 9,5 \cdot 10^3 = 417,5 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

По этому усилию определяем требуемые длины швов, принимая расчетное сечение прорезного шва равным al_n , и каждого из участков фланковых швов $0,7kl_n$, при этом условие прочности

$$\tau = \frac{N_{II}}{al_n + 2 \cdot 0,7kl_n} \leq [\tau_3],$$

откуда

$$l_n = \frac{N_{II}}{[\tau_3](a + 2 \cdot 0,7k)} = \frac{417,5 \cdot 10^3}{96(11 + 1,4 \cdot 6)} = 224 \text{ мм}.$$

На рисунке 1.45 показана эпюра продольных сил для швеллера; при построении этой эпюры учтено, что во всех сечениях швеллера правее $I - I$ продольная сила равна N , в сечении $II - II$ равна N и в $III - III$ $N_{III} = 0$; на участках между указанными сечениями величина N изменяется линейно, что следует из предпосылки о равномерности распределения напряжений по длине сварных швов.

Раздел 2 Механические передачи

Общие сведения

Передачи служат для преобразования вращения с изменением по величине или знаку угловых скоростей вращающихся систем и соответственно крутящих моментов на осях валов. Они находят широкое применение, главным образом, в приводах от двигателя к рабочим органам машин.

Различают два основных вида передач:

1) передачи зацеплением:

а) зубчатые;

б) червячные;

в) цепные;

г) передача «винт–гайка»;

2) передачи трением:

а) ременные;

б) фрикционные

Зубчатые передачи

Зубчатые передачи получили наибольшее распространение в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

а) практически неограниченной передаваемой мощности,

б) малым габаритам и весу,

в) стабильному передаточному отношению,

г) высокому КПД, который составляет в среднем 0,97 – 0,98.

Недостатком зубчатых передач является шум в работе на высоких скоростях, который, однако, может быть снижен при применении зубьев соответствующей геометрической формы и улучшении качества обработки профилей зубьев.

При высоких угловых скоростях вращения рекомендуется применять косозубые шестерни, в которых зубья входят о зацепление плавно, что и обеспечивает относительно бесшумную работу. Недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, которые дополнительно нагружают подшипники. Передаточное отношение в зубчатых парах колеблется в широких пределах, однако обычно оно равно 1 – 5.

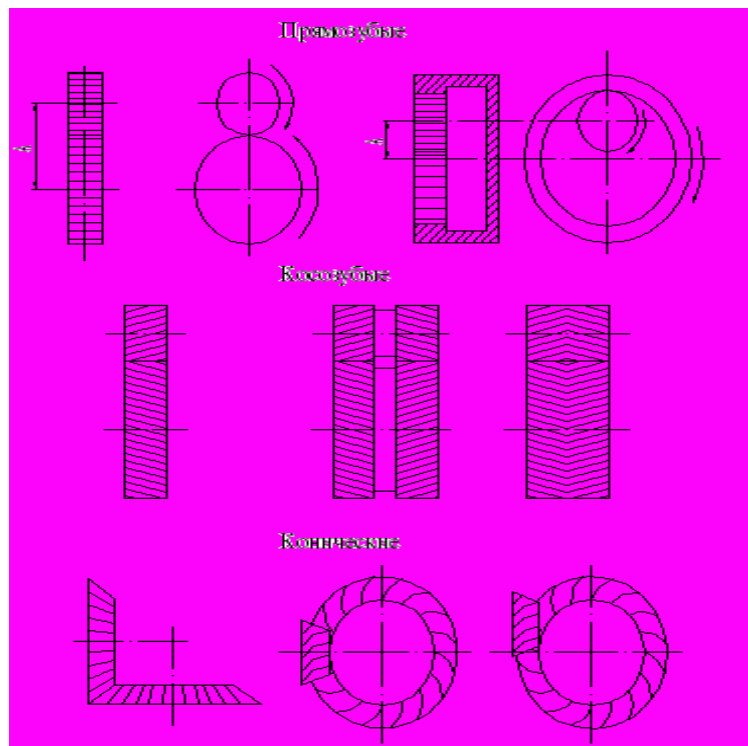


Рисунок 2.1 Типы зубчатых передач

Червячные передачи

Это передачи со скрещающимися осями. Отличаются полностью бесшумной работой и большим передаточным отношением в одной паре, которое в среднем составляет 16 – 25. Серьезным недостатком червячных передач, ограничивающим их применение при значительных мощностях, является низкий КПД, обусловленный большими потерями на трение в зацеплении. Как следствие низкого КПД – при работе передачи под нагрузкой, выделяется большое количество тепла, которое надо отводить во избежание перегрева. Средние значения КПД первичной передачи составляют 0,7 – 0,8.

Цепные передачи

Применяются при передаче вращения между, параллельными удаленными друг от друга валами. В настоящее время получили распространение два типа приводных цепей:

- а) цепи втулочно-роликовые (типа Галя),
- б) цепи зубчатые из штампованных звеньев (типа Рейнольдса).

Зубчатые цепи, благодаря относительно меньшему шагу, работают более плавно и бесшумно.

Недостатком цепных передач является сравнительно быстрый износ шарниров, способствующий вытяжке цепи и нарушению ее зацепления со звездочкой, а также шумная работа на высоких скоростях вследствие особенностей кинематики цепной передачи.

Ременные передачи

Применяются также для передачи вращения между параллельными удаленными валами. Область распространения этих передач в настоящее время значительно сократилась, однако они еще находят широкое

применение в качестве первичного привода от двигателя, а также привода к механизмам, обладающим большим моментом вращающихся масс. При трогании с места и в случае внезапных перегрузок ремни пробуксовывают, спасая механизмы от поломок.

Преимущественное распространение перед плоскими получили клиновые ремни, обладающие большей тяговой способностью, но плоские зубчатые ремни и плоские плёночные ремни начинают вытеснять клиновые в первичных приводах.

Фрикционные передачи

Фрикционные передачи по форме фрикционных катков могут быть: цилиндрическими, коническими, лобовыми – с внешним и внутренним контактом. Главное достоинство фрикционных передач заключается в возможности создания на их базе фрикционных вариаторов (бесступенчатых коробок передач), а также в бесшумной их работе при высоких скоростях.

Зубчатые передачи

В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучают методы расчета зубчатых передач на прочность. При этом предполагается, что из курса «Теория механизмов и машин» изучающим известны расчеты геометрии зацепления и способы изготовления зубчатых колес. Некоторые сведения по этим вопросам излагаются в курсе «Детали машин» в том объеме, какой необходим для уяснения основных положений расчета на прочность.

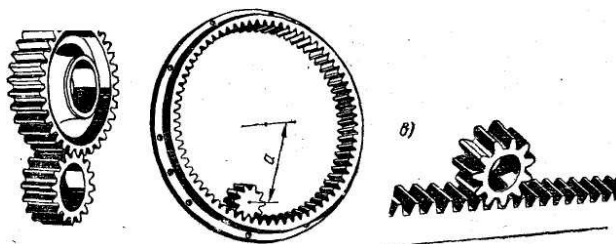


Рисунок 2.2 Зубчатые передачи

Принцип действия и классификация

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес приведен на рисунке 2.2.

По расположению осей валов различают: передачи с *параллельными осями*, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего или внутреннего зацепления (рисунок 2.3) *передачи с пересекающимися осями* – конические колеса,; *передачи с пересекающимися осями* – цилиндрические винтовые, конические гипоидные, червячные. Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой.

По расположению зубьев на колесах различают передачи: *прямозубые* и *косозубые*.

По форме профиля зуба различают: *эвольвентные* и *круговые*. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает рядом существенных технологических и

эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М. Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузку передач.

Оценка и применение

Основные преимущества зубчатых передач: *высокая нагрузочная способность и как следствие, малые габариты, большая долговечность и надежность работы* (например, для редукторов общего применения установлен ресурс ~ 30000 ч); *высокий КПД* (до 0,97...0,98 в одной ступени); *постоянство передаточного отношения* (отсутствие проскальзывания); *возможность применения в широком диапазоне скоростей* (до 150 м/с), *мощностей* (до десятков тысяч кВт) и *передаточных отношений* (до нескольких сотен и даже тысяч). Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи наиболее широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

Краткие сведения о геометрии и кинематике

Все понятия и термины, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

Основные параметры

Меньшее из пары зубчатых колес называют *шестерней*, а большее – *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2. Кроме того, различают индексы, относящиеся: w – к начальной поверхности или окружности; b – к основной поверхности или окружности; a – к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f – к поверхности или окружности, впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

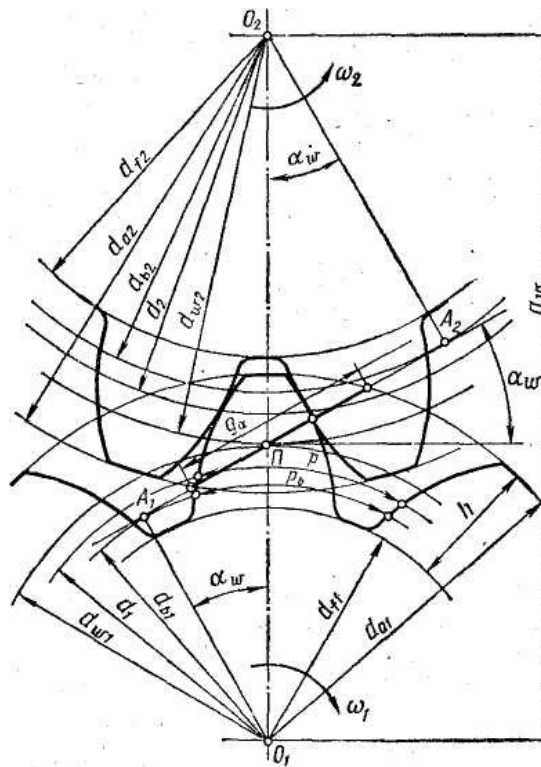


Рисунок 2.3 Схема зубчатого зацепления

Общие понятия о параметрах пары зубчатых колес и их взаимосвязи проще всего уяснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматривают дополнительно. z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса; $u = z_1/z_2$ – передаточное число (отношение большего числа зубьев к меньшему, которое используется наряду с передаточным отношением $i = n_1/n_2$, как более удобное при расчете по контактным напряжениям; p – делительный окружной шаг зубьев (равный шагу исходной зубчатой рейки); $p_b = p \cos \alpha$ – основной окружной шаг зубьев; α – угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура), по ГОСТ 13755 $\alpha = 20^\circ$;

α_w – угол зацепления или угол профиля начальный, $\cos \alpha_w = \alpha \cos \alpha / a_w$;

$m = p/\pi$ – окружной модуль зубьев (основная характеристика размеров зубьев). Значения модулей стандартизованы в диапазоне 0,05...100 мм (таблица 2.1); $d = pz/\pi = mz$ – делительный диаметр.

Таблица 2.1

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Примечание: следует предпочитать 1-й ряд

(диаметр окружности, по которой обкатывается инструмент при нарезании); $d_b = d \cos \alpha$ – основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев); d_{w1} и d_{w2} – начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения)

$$d_{w1} = 2a_w/(u+1), d_{w2} = 2a_w - d_{w1}.$$

У передач без смещения и при суммарном смещении $\sum x$ начальные и делительные окружности совпадают:

$$d_{\omega 1} = d_1 = mz_1; \quad d_{\omega 2} = d_2 = mz_2.$$

При нарезании колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на xm (рисунок 2.3); x – коэффициент смещения исходного контура. Смещение от центра считается положительным ($x > 0$), а к центру – отрицательным ($x < 0$).

$a_{\omega} = 0,5(d_{\omega 1} + d_{\omega 2})$ – межосевое расстояние;

$$a_{\omega} = m \left(0,5 \sum z + \sum x - \Delta y \right),$$

где $\sum z = z_1 + z_2$; $\sum x = x_1 + x_2$;

Δy – коэффициент уравнивающего смещения при $\sum x \neq 0$ (определяется по ГОСТ16532) для передач без смещения и при $x_1 = x_2$ или $\sum x = 0$; $\Delta y = 0$; $a_{\omega} = a = 0,5m(z_1 + z_2)$.

$\Delta h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$ – высота зуба; $d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$ – диаметр вершин зубьев;

$\Delta d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$ – диаметр впадин; h_a^* – коэффициент высоты головки зуба (по ГОСТ 13755 $h_a^* = 1$); c^* – коэффициент радиального зазора (по ГОСТ 13755 – $c^* = 0,25$). Для колес без смещения $h = 2,25m$; $d_a = d + 2m$; $d_f = d - 2,5m$; A_1A_2 – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям); g_a – длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев); Π – полюс зацепления (точка касания начальных окружности и одновременно точка пересечения линии центров колес O_1O_2 с линией зацепления).

Коэффициент торцового перекрытия ϵ_a и изменение нагрузки

При вращении колес (рисунок 2.4) линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления, у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_a , а другая – рабочей ширине зубчатого венца b_w .

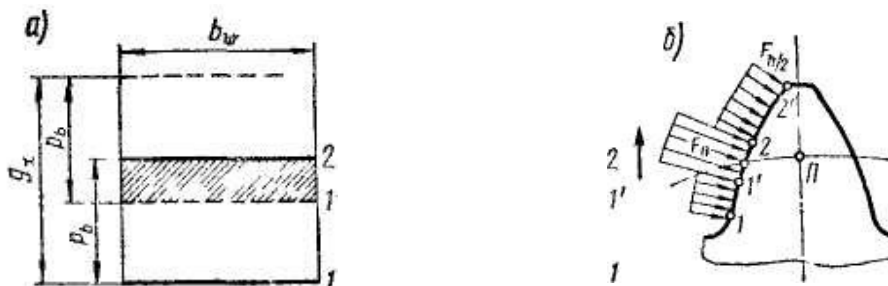


Рисунок 2.4 Линии контакта зубьев

Пусть линия контакта первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Переходя от поля зацепления к профилю зуба (рисунок 2.5), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1...2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (рисунок 2.6). В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления (приблизленно) только половину нагрузки. Размер зоны однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_a = q_a/p_b$. По условиям непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_a > 1$.

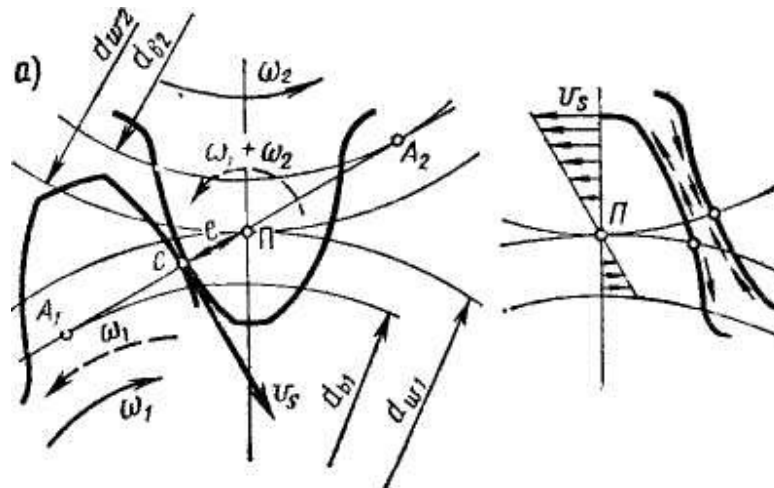


Рисунок 2.5 Переход от поля зацепления к профилю зуба

Скольжение и трение в зацеплении

В точках контакта С наблюдается перекатывание и скольжение зубьев. Скорость скольжения пропорциональна расстоянию e точки контакта от полюса. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняется знак. Переходя от линии зацепления к поверхности зубьев (рисунок 2.6), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев. У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых – наоборот. При постоянных диаметрах колес расстояние точек начала и конца зацепления от полюса, и, следовательно, скорость скольжения увеличиваются с увеличением высоты зуба и модуля зацепления. У мелкомодульных колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а КПД выше, чем у крупно-модульных с малым числом зубьев.

Точность изготовления и ее влияние на качество передачи

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей (корпусов, подшипников и валов), определяющих их взаимное расположение. Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются: ошибка шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Ошибки шага и профиля нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянным только среднее значение передаточного отношения i . Мгновенные значения i в процессе вращения периодически изменяются. Колебания передаточного отношения особенно нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции (станки, приборы и др.). В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется стандартом, который предусматривает 12 степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1) *нормой кинематической точности*, регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом);

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

3) *нормой контакта зубьев*, регламентирующей ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (распределение нагрузки по длине зубьев).

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

Стандарт допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам. Например, для тихоходных высоконагруженных передач можно принять повышенную норму контакта зубьев по сравнению с другими нормами, а для быстроходных малонагруженных – повышенную норму плавности и т. п.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется *видом сопряжения зубчатых колес*. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения: *I* – нулевой зазор; *E* – малый зазор; *C* и *D* – уменьшенный зазор; *B* – нормальный зазор; *A* – увеличенный зазор. При сопряжениях *H*, *E* и *C* требуется повышенная точность изготовления. Их применяют для реверсируемых передач при

высоких требованиях к кинематической точности, а также при наличии крутильных колебаний валов.

Стандарт устанавливает также допуски на межосевые расстояния, перекос валов и некоторые другие параметры.

Контактные напряжения и контактная прочность

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

Теория контактных напряжений является предметом курса «Теория упругости». Расчеты многих деталей машин, изучаемые в данном курсе, выполняют по контактным напряжениям. Поэтому ниже излагаются краткие сведения о контактных напряжениях и о разрушениях деталей, связанных с этими напряжениями.

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

На рисунке 2.6 изображен пример сжатия двух цилиндров с параллельными осями. До приложения удельной нагрузки q цилиндры соприкасались по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке. При этом точки максимальных нормальных напряжений σ_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Значение этих напряжений вычисляют по формуле

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q 2 E_1 E_2}{\rho_{\text{пр}} \pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}}. \quad (2.1)$$

Для конструкционных металлов коэффициент Пуассона располагается в пределах $\mu = 0,25 \dots 0,35$. Без существенной погрешности принимают $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ и получают

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{q E_{\text{пр}} / \rho_{\text{пр}}} \quad (2.2)$$

$$\text{где } 1/\rho_{\text{пр}} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \quad E_{\text{пр}} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2) \quad (2.3).$$

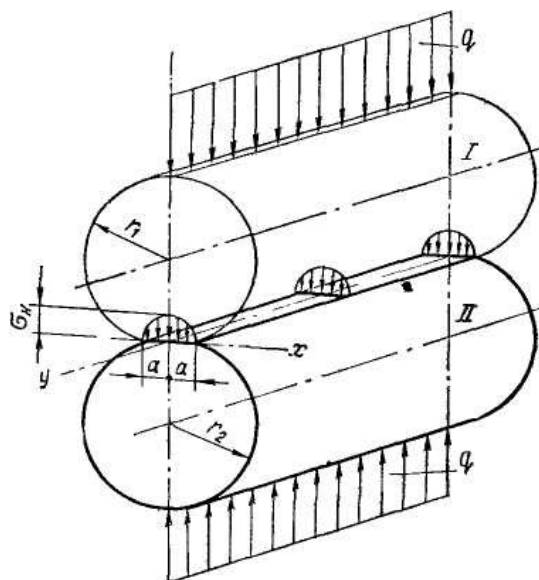


Рисунок 2.6 К расчету контактных напряжений

где E_{np} и r_{np} – приведенные модуль упругости и радиус кривизны;
 E_1, E_2, r_1, r_2 – модули упругости и радиусы цилиндров.
 Основоположником теории контактных напряжений является Н. Herz (1881).
 В его честь приписывают индекс H обозначениям контактных напряжений.

Формула справедлива не только для круговых, но и для любых других цилиндров. Для последних r_1 и r_2 – радиусы кривизны в точках контакта. При контакте цилиндра с плоскостью $r_2 = \infty$. Знак минус относится к случаю внутреннего контакта (когда поверхность одного из цилиндров вогнутая).

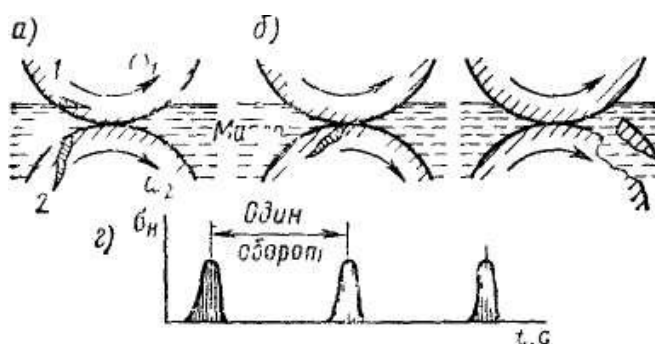


Рисунок 2.7 Контактные зоны

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу. Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Если детали работают в масле, то оно проникает в микротрещины (рисунок 2.8а). Попадая в зону контакта (рисунок 2.8б), трещина закрывается, а заполняющее ее масло подвергается высокому давлению. Это давление способствует развитию трещины до тех пор, пока не

произойдет выкрашивание частицы металла (рисунок 2.8в) Выкрашивание не наблюдается, если значение контактных напряжений не превышает допустимого значения

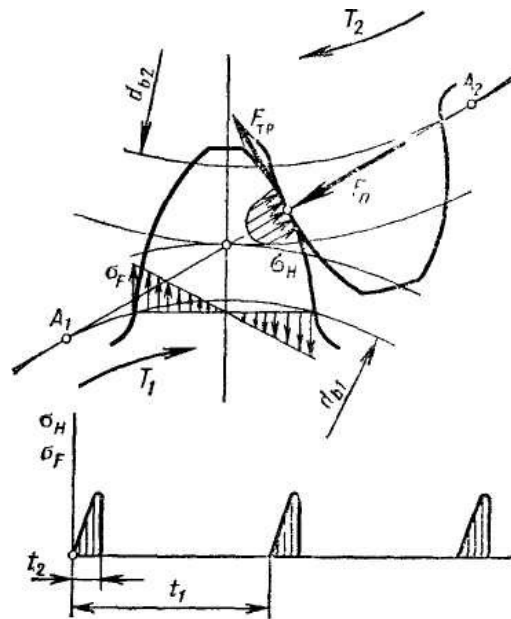


Рисунок 2.8 Пример выкрашивания частицы металла

Экспериментально установлено, что при качении со скольжением цилиндры 1 и 2 обладают различным сопротивлением усталости. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения. При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещин опережающего цилиндра и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшим сопротивлением усталости. Ускорение развития трещин при работе в масле не означает, что без масла разрушение рабочих поверхностей замедлено. Во-первых, масло образует на поверхности защитные пленки, которые частично или полностью устраняют непосредственный металлический контакт и уменьшают трение. При контакте через масляную пленку контактные напряжения уменьшаются, срок службы до зарождения трещин увеличивается. Во-вторых, при работе без масла увеличивается интенсивность абразивного износа, который становится главным критерием работоспособности и существенно сокращает срок службы.

Кривые усталости материала по контактным напряжениям подобны кривым усталости по напряжениям изгиба, растяжения – сжатия и другим.

Критерии работоспособности и расчета

Условия работы зуба в зацеплении. При передаче крутящего момента (рисунок 2.9) в зацеплении кроме нормальной силы F_n действует сила трения $F_{тр} = F_n f$, связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии.

Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F . Для

каждого зуба σ_n и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу. Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_F действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

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

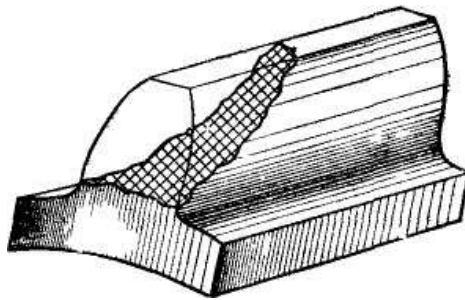


Рисунок 2.9

Поломка зубьев

Поломка связана с напряжениями изгиба. На практике наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. Различают два вида поломки зубьев: *поломка от больших перегрузок* ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете); *усталостная поломка*, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы (предупреждают определением размеров из расчета на усталость). Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микротрещин от термообработки и т. п.). *Общие меры предупреждения поломки зубьев* – увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев – термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами и пр.).

Повреждение поверхности зубьев

Все виды повреждения поверхности зубьев (рисунок 2.10) связаны с контактными напряжениями и трением.

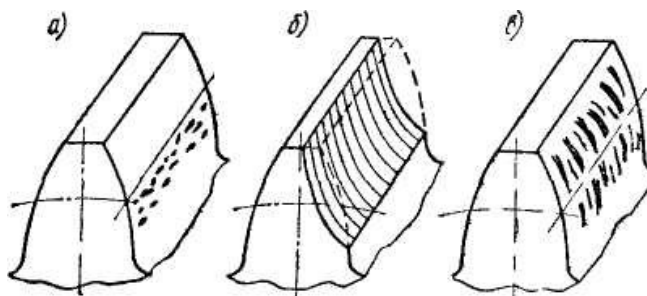


Рисунок 2.10 Виды повреждения поверхности зубьев

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают). Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашивание (рисунок 2.10а) начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию частиц металла. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности. Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком близкого полного разрушения зубьев. В передачах, зубья которых имеют невысокую твердость ($HV < 350$), наблюдаются случаи так называемого ограниченного или начального выкрашивания. Начальное выкрашивание связано с приработкой зубьев недостаточно точно изготовленных передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки после непродолжительной работы и затем приостанавливается. При этом образовавшиеся раковины не развиваются и даже совершенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания в этом случае объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает ее распределение по поверхности зуба. При высокой твердости зубьев ($HV > 350$) явление ограниченного выкрашивания обычно не наблюдается. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краев.

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

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

Абразивный износ (рисунок 2.10б) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся прежде

всего открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.). Такие передачи можно встретить в сельскохозяйственных и транспортных машинах, горнорудном оборудовании, грузоподъемных машинах и т. п. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. В то же время прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади его поперечного сечения. Все это может привести к поломке зубьев, если зубчатые колеса своевременно не забраковать.

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

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

Заедание (рисунок 2.10в) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Кромочный удар способствует заеданию.

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

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжелонагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения. В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего – соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочих поверхностей зубьев.

Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка ТВЧ и т. п.). Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствуют перегрузки.

Из всех перечисленных видов разрушения поверхности зубьев наиболее изучено выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в

течение заданного срока службы. Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили широкое распространение.

Специальные методы расчета для предупреждения других видов разрушения поверхности зубьев или еще не разработаны (при пластическом сдвиге, отслаивании), или недостаточно разработаны (при износе, заедании), а поэтому здесь не рассматриваются. Поскольку упомянутые нормы допускаемых контактных напряжений проверяют опытом эксплуатации передач, то приближенно можно полагать, что эти нормы учитывают кроме выкрашивания и другие виды повреждения поверхности зубьев. При этом рекомендуют выполнять указанные меры предупреждения повреждений.

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

Расчетная нагрузка

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

$$q = F_n K / l_z \quad (2.4)$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении;

$K = K_b K_v$ – коэффициент расчетной нагрузки;

K_b – коэффициент концентрации нагрузки;

K_v – коэффициент динамической нагрузки;

l_z – суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают K_H , $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ при расчетах по контактным напряжениям и K_F , $K_{F\beta}$, $K_{F\nu}$ – по напряжениям изгиба.

Коэффициент концентрации нагрузки K_b

Концентрация или неравномерность распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления монтажа передачи.

Коэффициент динамической нагрузки K_v

Данный коэффициент учитывает погрешности в изготовлении зубьев колес по шагу и профилю, которые явно непропорционально проявляются с увеличением частоты вращения колес (окружной скорости).

Точный расчет данных коэффициентов довольно сложен и их рекомендуется выбирать из справочной литературы по расчету зубчатых передач.

Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизирован ГОСТ 21354. В данном конспекте лекций введены некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов для большинства практических случаев.

Силы в зацеплении

На рисунке 2.11 нормальная сила F_n , направлена по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. При этом силу F_n переносят в полюс и раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r . Такое разложение удобно при последующем расчёте валов и опор. По заданным крутящему моменту T и диаметру зубчатого колеса d определяют окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (2.5)$$

И через неё выражают все остальные составляющие:

$$F_r = F_t \tan \alpha_{\omega}; \quad F_n = \frac{F}{\cos \alpha_{\omega}}. \quad (2.6)$$

Расчет прочности зубьев по контактными напряжениям

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной усталостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где наблюдается однопарное зацепление (рисунок 2.12). Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления. Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами p_1 и p_2 . При этом контактные напряжения определяют по формуле 2.2:

$$\sigma_H = \frac{0.418 \sqrt{q E_{\text{пр}}}}{\rho \eta p}. \quad (2.7)$$

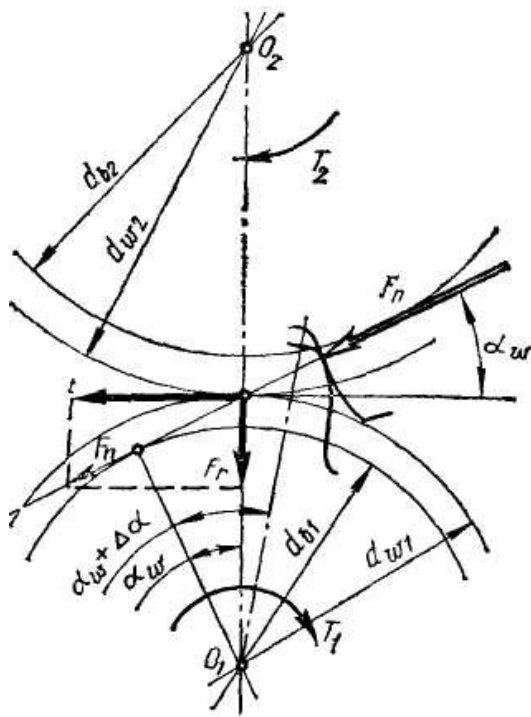


Рисунок 2.11

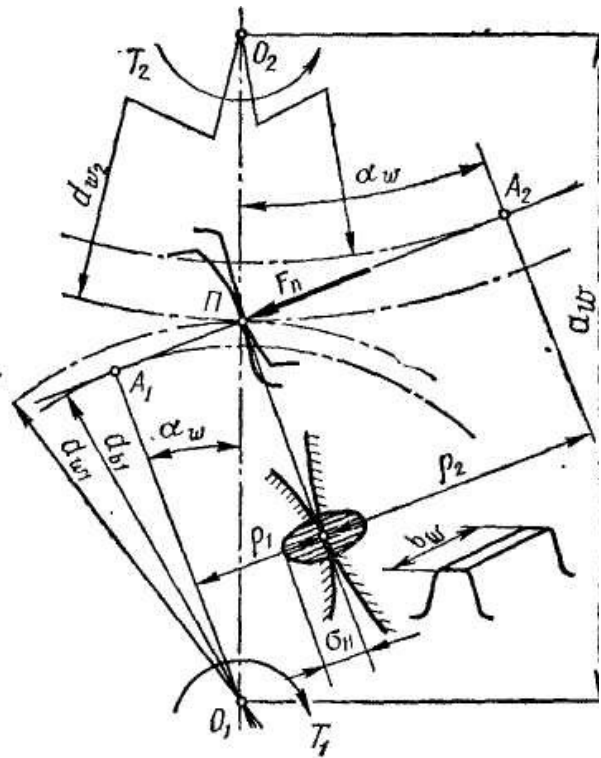


Рисунок 2.12

Для прямозубых передач с учетом формул 2.4...2.6:

$$q = \frac{F_n K_H}{b_x} = \frac{F_t K_H}{b_x \cos \alpha_w} = \frac{2 T_1 K_H}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w}. \quad (2.8)$$

Радиусы кривизны эвольвент зубьев в точке контакта:

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

По формуле 2.3

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right), \quad (2.9)$$

где $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$, знак «+» для наружного, а «-» для внутреннего зацепления.

Подставляя в формулу 2.7 и заменяя $\cos \alpha_w \sin \alpha_w = (\sin 2\alpha_w)/2$, получаем

$$\sigma_H = 1.18 \sqrt{\frac{E_{пр} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (2.10)$$

Данная формула определения контактных напряжений является классической. ГОСТ 21354 даёт другую формулу, где ряд коэффициентов имеют иной вид. В различных учебных пособиях и расчётных электронных программах эта формула также может быть представлена в ином виде и поэтому, если Вы выполняете расчет по одному из выбранных пособий, то значения коэффициентов необходимо принимать только из этого пособия.

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

Формулу 2.10 используют для проверочного расчета, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту T_1 или T_2 и передаточному числу u . С этой целью формулу 2.10 решают относительно d_1 или a . Другие неизвестные параметры оценивают приближенно или выбирают по рекомендациям на основе накопленного опыта. В нашем случае принимаем:

$d_{\omega 1} \cong d$, $a_{\omega 1} \approx a = 20^\circ$, ($\sin 2a \approx 0,6428$), $K_v \approx 1,15$ (этот коэффициент зависит от окружной скорости u , которая пока неизвестна, поэтому принято некоторое среднее значение (таблица 2.2)). При этом из составляющих коэффициента K_H (формула 2.4) остается только $K_{H\beta}$. Далее обозначаем $\Psi_{bd} = b_\omega/a$ — коэффициент ширины шестерни относительно диаметра. Подставляя в формулу 2.10 и решая относительно d_1 , находим:

$$d_1 = 1.35 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{bd}}} \left(\frac{u \Psi_{bd} \pm 1}{u} \right) \quad (2.11)$$

Решая относительно межосевого расстояния a , заменяем $T_1 = T_2/u$; $d_1 = 2a/(u \pm 1)$ и вводим $\Psi_{bd} = b_\omega/a$ — коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. После преобразований с учётом зависимости

$$\Psi_{bd} = 0.5 \Psi_{ba} (u \pm 1). \quad (2.12)$$

Получим

$$a = 0.85 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}} \quad (2.13)$$

При расчёте передач с цилиндрическими зубчатыми колёсами чаще используют формулу 2.13, так как габариты передачи определяет преимущественно межосевое расстояние. Ниже приводятся рекомендуемые

значения стандартизированного межосевого расстояния и рекомендуемые передаточные числа редукторов.

Стандартные межосевые расстояния a_w :

1-й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400...

2-й ряд – 40, 180, 225, 280, 355, 450...

Стандартные значения Ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Стандартные номинальные передаточные числа u :

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

2-й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2 (допускаемое отклонение $\pm 4\%$).

Выбор модуля и числа зубьев. В формуле 2.10 модуль и число зубьев непосредственно не участвуют. Они входят в эту формулу косвенно через d_1 , который определяется произведением mz_1 . Из этого следует, что значение контактных напряжений σ_H не зависит от модуля или числа зубьев в отдельности, а определяется только их произведениями или диаметрами колес. По условиям контактной прочности при данном d_1 передачи может быть сколь угодно малым, лишь бы соблюдалось равенство $mz_1 = d_1$.

Минимально допускаемое значение модуля можно определить из условий прочности зубьев на изгиб. Однако при таком расчете в большинстве случаев получают зацепления с очень мелкими зубьями, применение которых практически ограничено. Поэтому значение m обычно выбирают, ориентируясь на рекомендации, выработанные практикой, и затем проверяют на изгиб. В этих рекомендациях учитывают следующее.

Мелкомодульные колеса с большим числом зубьев предпочтительны по условиям плавности хода передачи (увеличивается ξ_a) и экономичности. При малых m уменьшаются потери на трение (уменьшается скольжение), сокращается расход материала (уменьшается наружный диаметр) и экономится станочное время нарезания зубьев (уменьшается объем срезаемого материала).

Крупномодульные колеса с большим объемом зубьев дольше противостоят износу, могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и неоднородности материала (дефекты литья и т. п.). При мелком модуле возрастают требования к точности и жесткости передачи, так как увеличивается возможность поломки зубьев вследствие концентрации нагрузки, в особенности при перегрузках.

Практически рекомендуется принимать модуль зацепления в пределах $m = (0,1 - 0,3)a$ и стремиться к меньшему его значению.

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба

Зуб имеет сложное напряженное состояние. Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдаются концентрация напряжений. Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зависимости и уяснить влияние основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале

приближенный расчет, а затем введем поправки в виде соответствующих коэффициентов. Допустим следующее (рисунок 2.13):

вся нагрузка зацепления передается одной зубьев и приложена к вершине зуба. Практика подтверждает, что этот худший случай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления которых, не могут гарантировать наличие двухпарного зацепления. Например, ошибки шага приводят к тому, что зубья начинают зацепляться вершинами еще до выхода на линию зацепления. При этом вместо теоретического двухпарного зацепления будет однопарное. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с размерами высоты. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости. Результаты точного расчета используют для исправления приближенного расчета путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений.

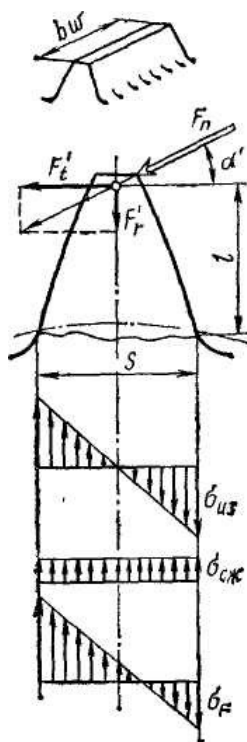


Рисунок 2.13

На расчетной схеме:

$F_n = F_t \cos a_\omega$ (формула 2.6), где F_t – окружная сила, a – угол, определяющий направление нормальной силы F_n к оси симметрии зуба. Угол $\acute{a}$ несколько больше угла зацепления a_ω . Силу F_n переносят по линии действия на ось симметрии зуба и раскладывают на составляющие:

$$\acute{F}_t = \frac{F_n \cos a_\omega' = F_t \cos \acute{a}}{\cos a_\omega};$$

$$\dot{F}_r = F_n \sin \alpha = \frac{F_t \sin \alpha}{\cos \alpha_\omega}.$$

Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности $\sigma_F = \frac{\dot{F}_t l}{W} - \frac{\dot{F}_r}{A}$, где $W = \frac{b_\omega s^2}{6}$, – момент сопротивления сечения при изгибе; $A = b_\omega s$ – площадь сечения. Величины b_ω , s , l – показаны на рисунке 2.13. Знак (–) в формуле указывает, что за расчётные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как на практике именно здесь возникают трещины усталостного порядка (для чугуна и стали растяжение опаснее сжатия). Значения l и s неудобны для расчётов и их заменяют на безразмерные коэффициенты $l = \dot{l}/m$ и $s = \dot{s}/m$. Подставляя принятые обозначения, и вводя уточняющие поправки окончательно получим

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_\omega m} \leq [\sigma_F], \quad (2.14)$$

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

Величина Y_F – вбирает в себя все уточнения, поправки и конкретные значения и называется **коэффициент формы зуба**. Процесс вычисления данного коэффициента весьма трудоёмкий его значения в зависимости от числа зубьев на колесе или шестерне обязательно приводятся в справочной литературе по расчёту зубчатых передач.

K_F – коэффициент нагрузки при расчёте на изгиб. Он учитывает точность изготовления и сборки передачи, условия её работы и выбирается по справочной литературе. На этапе проектного расчёта обычно принимают $K_F = 1,5$.

Если решить формулу 2.14 относительно модуля

$$m \approx \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_F Y_F}{z_1 \psi_{bm} [\sigma_F]}}, \quad (2.15)$$

где $\psi_{bm} = \frac{b_\omega}{m}$, z_1 – число зубьев шестерни, T_1 – крутящий момент на шестерне.

На рисунке 2.13 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колёс, нарезанных без смещения с постоянным модулем. При z , стремящемся к бесконечности колесо превращается в рейку, и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем уменьшении z появляется подрезание ножки зуба (штриховая линия на рисунке 2.14), прочность зуба существенно

снижается. При нарезании инструментом реечного типа для *прямозубых передач* число зубьев на границе подрезания $z_{\min} = 17$. Рассмотренное влияние числа зубьев на прочность справедливо при постоянном модуле, когда с увеличением z увеличиваются и диаметры колес. При постоянных диаметрах с изменением z изменяется модуль m .

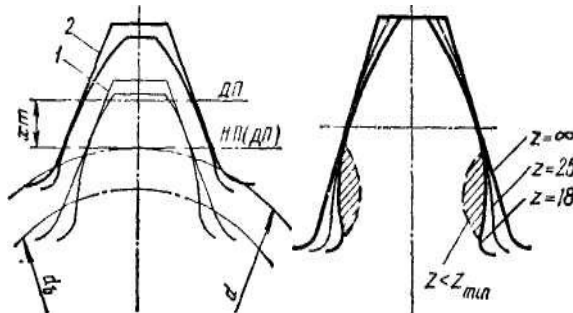


Рисунок 2.14 Положение инструмента при нарезании зубьев

В этом случае изменяются не только форма, но и размеры зуба. С увеличением z форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается m). Уменьшение модуля снижает прочность зуба на изгиб (формула 2.14).

Смещение инструмента при нарезании зубьев и его влияние на форму и прочность зубьев.

На рисунке 2.15 изображено два положения инструмента (рейки) при нарезании зубьев: 1 – делительная плоскость рейки (ДП) совпадает с начальной плоскостью (НП) – нарезание без смещения; 2 – инструменту дано положительное смещение xm . При этом основной d_b и делительный d диаметры колеса не изменяются, так как не изменяется z . Как видно из чертежа, смещение инструмента вызвало значительное изменение формы зуба. Толщина зуба у основания увеличилась, увеличилась и прочность зуба по напряжениям изгиба. Одновременно с этим заострилась головка зуба. Заострение является одной из причин, ограничивающих значение смещения инструмента. Отрицательное смещение инструмента сопровождается явлениями обратного характера.

Применяют два типа передач со смещением:

1. Шестерню изготавливают с положительным смещением $x_1 > 0$, колесо с отрицательным $x_2 < 0$, но так, что $x_1 = x_2$ или $\sum x = x_1 + x_2 = 0$.

При любом смещении сумма ширины впадины и толщины зуба по делительной окружности равна шагу p . Одинаковые по значению, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. Поэтому в зацеплении зубчатой пары при $\sum x = 0$ делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения. Не изменяются также межосевое расстояние a_w и угол зацепления a_w : $a_w = a = 0,5(d_1 + d_2)$; $a_w = a = 20^\circ$. Изменяется только соотношение высот головок и ножек зубьев.

2. Суммарное смещение $\sum x$ не равно нулю. Обычно $\sum x > 0$, а также $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$. При положительных x_1 и x_2 делительная толщина зубьев

шестерен и колеса больше $p/2$. Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться. Начальными становятся новые окружности, большие чем делительные ($d_{w1} > d_1$, $d_{w2} > d_2$), (рисунок 2.15). Межосевое расстояние увеличивается: $a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) > a = 0,5(d_1 + d_2)$.

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления как общей касательной к основным окружностям, т. е. увеличивается угол зацепления, $a_w > a = 20^\circ$. Увеличение a_w сопровождается уменьшением коэффициента перекрытия ε_a , что является отрицательным и служит одной из причин, ограничивающих применение больших смещений.

Нарезание со смещением позволяет во многих случаях повысить качество зубчатого зацепления. Применяя смещение, необходимо помнить:

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев на изгиб и устраняет подрезание при малом числе зубьев (понижает $z_{\min}$). Например, при $z = 25$ увеличение x от нуля до $+0,8$ уменьшает Y_F в 1,2 раза. Соответственно уменьшаются и напряжения изгиба σ_f .

2. Увеличение a_w при $\sum x > 0$ повышает контактную прочность (формулу 2.10). Можно увеличить a_w с 20 до $\sim 25^\circ$ и поднять допускаемую нагрузку приблизительно на 20%.

3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, так как форма зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется. (У рейки, которая подобна колесу при $m > 0$ и $z = \infty$, смещение совершенно не изменяет форму зуба.)

Передачи со смещением при $\sum x = 0$ применяют при больших и малых z_1 . В этих условиях смещения $x_1 > 0$ и $x = < 0$ выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

Смещение при $\sum x \neq 0$ могут влиять на большее число параметров зацепления. Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в ГОСТ 16532. Если мы стремимся при расчёте выполнить колесо и шестерню равнопрочными, то практически неизбежно придем к смещению в зацеплении.

Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических передач

Геометрические параметры

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β (рисунок 2.15, где, a – косозубая передача; b – шевронная, рисунок 2.16). Оси колес при этом остаются параллельными. Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых. Поэтому профиль косого зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным. В торцовом сечении $t-t$ параметры косого зуба изменяются в зависимости от угла β : окружной шаг $p_t = p_n / \cos \beta$, окружной модуль $m_t = m_n / \cos \beta$, делительный диаметр

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}. \quad (2.16)$$

Индексы n и t приписывают параметрам в нормальном и торцовом сечениях соответственно.

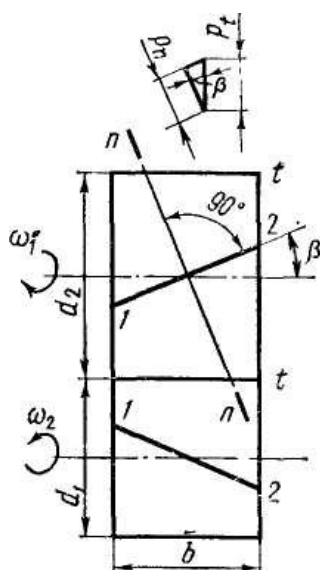


Рисунок 2.15

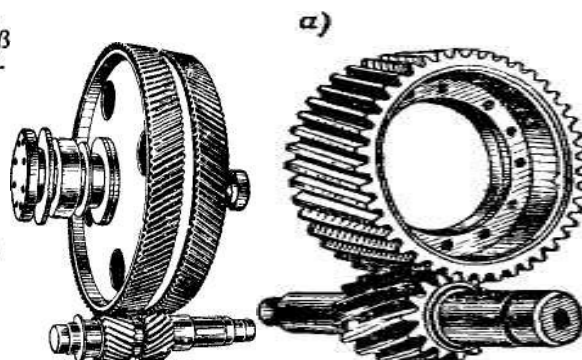


Рисунок 2.16

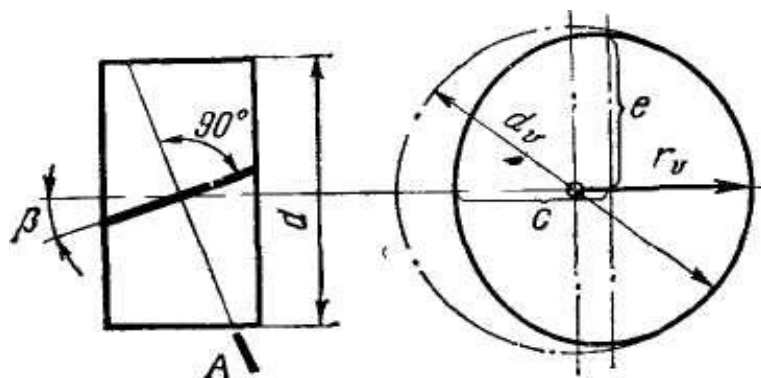


Рисунок 2.17

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косо́го зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рисунок 2.17). Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями $c = r$ и $e = r/\cos \beta$, где $r = d/2$. В зацеплении участвуют зубья, расположенные на малой оси эллипса, так как второе колесо находится на расстоянии $c - dl/2$. Радиус кривизны эллипса на малой оси (см. геометрию эллипса) В соответствии с этим форма косо́го зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого $r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{r}{\cos^3 \beta}$.

В соответствии с этим форма косо́го зуба в нормальном сечении является эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого $d_v = \frac{d}{\cos^3 \beta}$.

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач. Вследствие наклона зубьев получается колесо как бы больших размеров или при той же нагрузке уменьшаются габариты передачи.

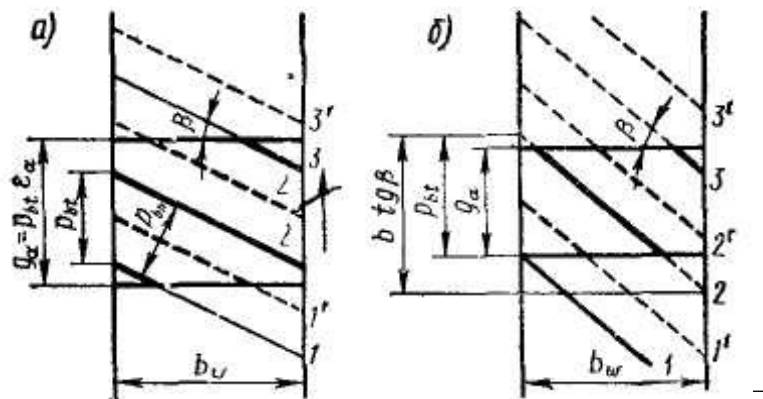


Рисунок 2.18

Ниже показано, что косозубые передачи по сравнению с прямозубыми обладают еще и другими преимуществами: многопарность зацепления, уменьшение шума и пр. Поэтому в современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение.

Многопарность и плавность зацепления.

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2.

Расположение контактных линий в поле косозубого зацепления изображено на рисунок 2.18 а, б. При вращении колес линии контакта перемещаются в поле зацепления в направлении, показанном стрелкой. В рассматриваемый момент времени в зацеплении находится три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пары 1 и 3 лишь частично. В следующий момент времени пара 3 выходит из зацепления и находится в положении 3'. Однако в зацеплении еще остались две пары 2' и 1'. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. В прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом. В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары. Плавность косозубого зацепления значительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Отмеченное преимущество косозубого зацепления становится особенно значительным в быстроходных передачах, так как динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости. Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцового перекрытия $\varepsilon_a < 1$, если обеспечено осевое перекрытие $b_w > p_{bt}/\tan\beta$ (рисунок 2.18 б). Отношение называют коэффициентом осевого перекрытия.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_\omega \tan \beta}{p_{bt}} \approx \frac{b_\omega \sin \beta}{\pi m} \quad (2.17)$$

Рекомендуют принимать $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

В косозубом зацеплении нагрузка распределяется на всю суммарную длину контактных линий 1, 2, 3. Удельная нагрузка уменьшается с увеличением суммарной длины контактных линий. По рисунку 2.19 нетрудно установить, что при ε_a , равном целому числу

$$l_z = \frac{b_\omega \varepsilon_a}{\cos \beta} \quad (2.18)$$

и l_z не изменяется при движении, так как уменьшению линий 1 всегда соответствует равное приращение линии 3. Точно так же l_z постоянна при любом значении ε_a , но при ε_β равном целому числу. Если отмеченные условия не соблюдаются, значение l_z периодически измеряется, а формула 2.18 будет определять среднее значение, которое принимают за расчетное. В соответствии с формулой 2.18, l_z растет с увеличением β , что выгодно. Однако во избежание больших осевых сил в зацеплении рекомендуют принимать $\beta = 8...20^\circ$. Для шевронных колес допускают β до 30° и даже до 40° . На боковой поверхности косоугольного зуба линия контакта располагается под некоторым углом λ (рисунок 2.19 б). Угол λ увеличивается с увеличением β . По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно. Ее максимум на средней линии зуба, так как при зацеплении серединами зубья обладают максимальной суммарной жесткостью.

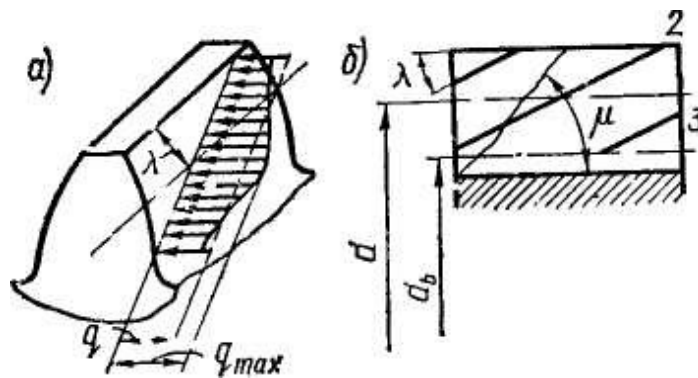


Рисунок 2.19

При движении зуба в плоскости зацепления линия контакта перемещается в направлении от 1 к 3 (рисунок 2.19 б). При этом опасным для прочности может оказаться положение 1, в котором у зуба отламывается угол. Трещина усталости образуется у корня зуба в месте концентрации напряжений и затем распространяется под некоторым углом μ . Вероятность косоугольного излома отражается на прочности зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация нагрузки q – на прочности по контактным напряжениям.

С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокопрочного), чем у колеса. Это объясняется следующим. Ножки зубьев обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекатывания зубьев. Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом, вследствие наклона контактной линии, нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. Применение высокопрочной шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач до 25...30%.

Расчет коэффициента торцового перекрытия ε_a

Для нефланкированных передач без смещения (для других случаев см. ГОСТ 16532).

$$\varepsilon_a = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.19)$$

Знак «+» для внешнего, а «-» для внутреннего зацепления. Для прямозубых передач рекомендуют $\varepsilon_a \geq 1,2$, для косозубых $\varepsilon_a > 1$. Значение ε_a зависит от числа зубьев z и угла наклона зубьев β .

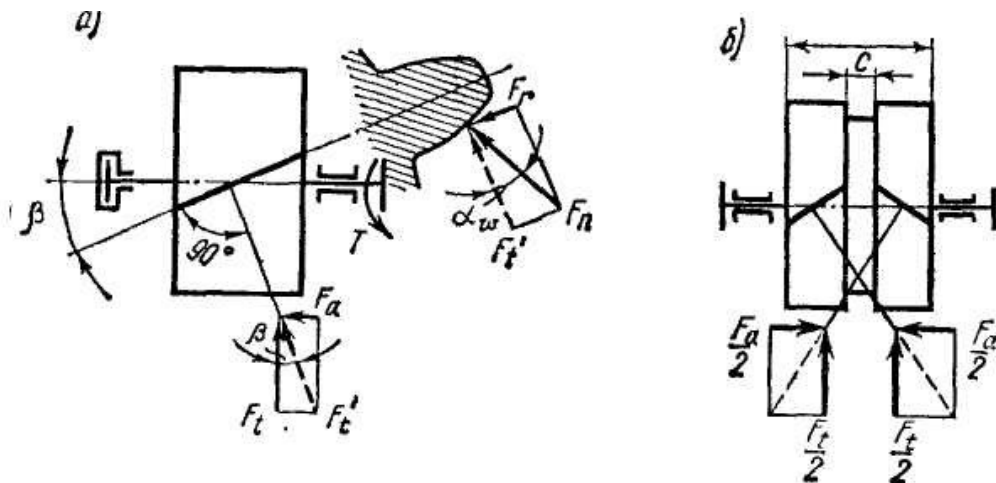


Рисунок 2.20

С увеличением z увеличивается ε_a . Поэтому выгодно применять колеса с большими z или, при заданном диаметре d , колеса с малым модулем m . С увеличением β растет окружной шаг p_{bt} а рабочая длина линии зацепления g_a остается неизменной. При этом ε_a уменьшается. Уменьшение ε_a является одной из причин ограничения больших β .

Силы в зацеплении

В косозубой передаче (рисунок 2.21 а) нормальную силу F_n раскладывают на три составляющие: окружную силу $F_t = 2T_l/d_l$, осевую силу $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega$, радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \cos \beta = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta} \quad (2.20)$$

в свою очередь сила $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega} = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega \cos \beta}$.

Наличие в зацеплении осевых сил, которые дополнительно нагружают опоры валов, является недостатком косозубых колес. Этот недостаток устраняется в шевронной передаче (см. рисунок 2.21 б), которая подобна сдвоенной косозубой передаче с противоположным направлением зубьев. Осевые силы здесь уравниваются на самом зубчатом колесе.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям

Для косозубых передач удельная нагрузка с учетом формул 2.20 и 2.18:

$$q = \frac{F_n K_H}{l_z} = \frac{F_n K_H K_{Ha}}{b_\omega \varepsilon_a \cos \alpha'}$$

где K_{Ha} – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев.

По аналогии с прямозубым колесом, выражая в формуле 2.9 значение d_{wl} через диаметр эквивалентного колеса d_{v1} , получаем

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{\omega 1} \sin \alpha_\omega} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Сравнивая отношение $q/\rho_{пр}$ в формуле 2.7 для прямозубых формулы 2.8 и 2.9 и косозубых колес, находим

$$\left(\frac{q}{\rho_{пр}} \right)_{\text{кос}} = \frac{\left(\frac{q}{\rho_{пр}} \right)_{\text{прям}} K_{Ha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_a},$$

$$\text{или } [\sigma_H]_{\text{кос}} = [\sigma_H]_{\text{прям}} \sqrt{K_{Ha} \cos^2 \beta / \varepsilon_a} \quad (2.21).$$

Обозначим $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{Ha} \cos^2 \beta / \varepsilon_a}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям и соответствии с формулой 2.10 находим:

$$\sigma_H = 1.18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_H}{d_{\omega 1}^2 b_{\omega} \sin 2\alpha_{\omega}} \left(\frac{u \pm 1}{1} \right)} \quad (2.22)$$

Практически ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары образуется зазор. Зазор мал, он зависит от степени точности. Под нагрузкой такой зазор устраняется вследствие упругих деформаций зубьев, двухпарное зацепление восстанавливается. Однако первая пара нагружена больше, чем вторая, на размер усилия, необходимого для устранения зазора. Это и учитывают коэффициентом K_{Ha} . Ошибки нарезания зубьев уменьшаются с приработкой. Интенсивность приработки зависит от твердости поверхностей зубьев и окружной скорости. Значения коэффициента K_{Ha} оценивают приближенно с учётом влияния перечисленных факторов. При этом различают K_{Ha} и K_{Fa} для расчётов по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба (таблица 2.3).

При проектном расчёте значения ε_a и β , окружная скорость и степень точности ещё не известны, поэтому значение $Z_{H\beta}$ в формуле 2.22 оценивают приближенно. При некоторых средних значениях $\beta = 12^\circ$, $\varepsilon_a = 1,5$, $K_{Ha} = 1,1$ получаем $Z_{H\beta} = 0,85$, а формулы 2.11 и 2.13 проектного расчёта путём умножения числовых коэффициентов на $\sqrt[3]{Z_{H\beta}^2}$ для косозубых передач запишем в виде

$$a \approx 0.75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}; \quad (2.23)$$

$$d \approx 1.2 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{bd}} \left(\frac{u \pm 1}{1} \right)}. \quad (2.24)$$

Анализируя полученные результаты, видим, что при расчёте косозубых цилиндрических передач мы искали разницу между косозубыми и прямозубыми передачами по всем параметрам, математически определяли величину данных параметров и затем ввели эту величину в формулы для расчёта прямозубых передач. Таким образом, расчёт прямозубых цилиндрических передач является основополагающим и в дальнейшем, при расчёте других зубчатых передач мы будем идти тем же путём.

Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба

Расчёт выполняют по аналогии с прямозубыми передачами с учётом влияния прочности косозубых передач.

Для проектного расчёта (принимая приближенно $K_{Fv} \approx 1$).

$$m_n = \sqrt{\frac{2T_1 K_{F\beta} Y_F Z_{F\beta}}{z_1 \Psi_m[\sigma_F]}} \quad (2.25)$$

для проверочного расчёта

$$\sigma_F = \frac{Y_F Z_{F\beta} F_t K_F}{b_\omega m_n} \quad (2.26)$$

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

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{Fa} Y_\beta}{\varepsilon_a}.$$

Коэффициент перекрытия ε_a учитывает уменьшение нагрузки расчётного зуба ввиду многопарности зацепления. K_{Fa} – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (таблица 2.3). $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140$ – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки. Формула для Y_β построена на основании экспериментов при $\beta < 40^\circ$. Коэффициент формы зуба Y_F – выбирается по справочной литературе при эквивалентном числе зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (2.27)$$

Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колёса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ (рисунок 2.21). Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$. Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент.

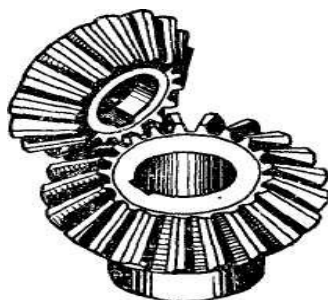


Рисунок 2.21 Конические зубчатые колеса

Кроме допусков на размеры зубьев здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , b_1 и b_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин

сумме конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (рисунок 2.22). В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что *по опытным данным нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической*. Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют, широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов довольно часто необходимо располагать валы под углом.

Геометрические параметры

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются

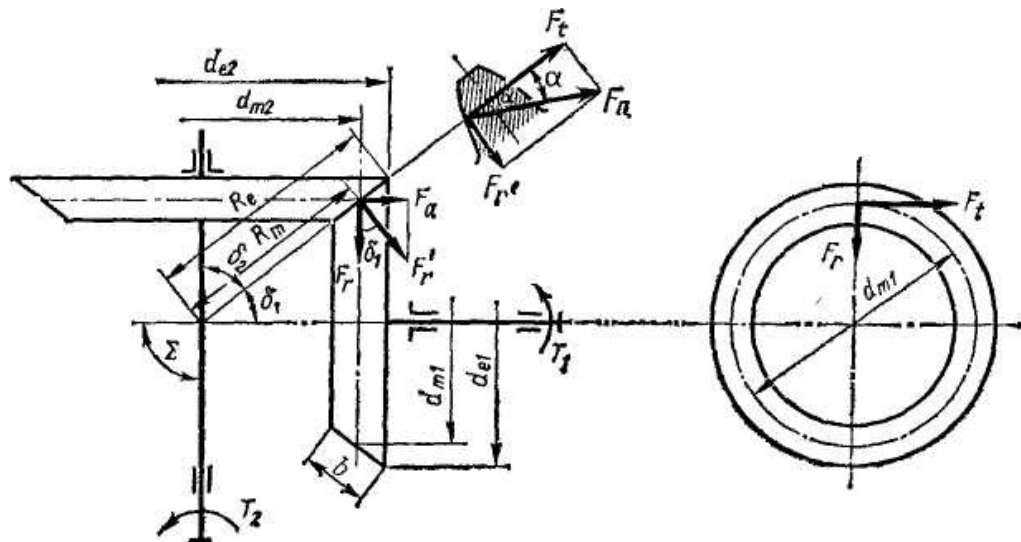


Рисунок 2.22 Конусы перпендикулярных образующих

начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 . При коэффициентах смещения инструмента $x_1 + x_2 = 0$ начальные и делительные конусы совпадают. Этот наиболее распространенный вариант рассматривается ниже. Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов (рисунок 2.23), называют *дополнительными конусами*. Сечение зубьев дополнительным конусом называют *торцовым сечением*. Различают *внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения*. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, сопровождают индексом *e*. Например: d_e , R_e и др. Размеры в среднем сечении сопровождают индексом *m* — d_m , R_m и др.;

R_e и R_m — внешнее и среднее конусное расстояние, b — ширина зубчатого венца.

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

$$R_e = R_m + 0.5b, \quad d_e = d_m R_e R_m, \quad m_{te} = \frac{m_{tm} R_e}{R_m}. \quad (2.28)$$

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

Передаточное число

Как и у цилиндрических передач: $u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$.

Кроме того, выразив d_1 и d_2 через конусное расстояние R и углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , получим $u = \sin \delta_2 / \sin \delta_1$ и при сумме

$$\sum = \sigma_1 + \sigma_2 = 90^\circ \quad u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (2.29)$$

Формулу 2.29 используют для определения углов δ_1 и δ_2 .

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

В зацеплении конической передачи действуют силы: *окружная* F_t , *радиальная* F_r и *осевая* F_a . Зависимость между этими силами нетрудно установить с помощью рисунка 2.23, где силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила F_n , которую раскладывают на F_t и F'_r . В свою очередь F'_r раскладывается на F_a и F_T .

$$F_t = \frac{2T}{d_{m1}}; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad \dot{F}_r = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad F_r = \dot{F}_r \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \quad (2.30)$$

$$F_a = \dot{F}_r \sin \sigma_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \sigma_1.$$

Для колеса направление сил противоположно. При этом F_a – радиальная сила, а F_r – осевая.

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому

Параметры эквивалентных колес используют при расчетах на прочность. Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом (рисунок 2.24) такая же, как у цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное цилиндрическое колесо получим как развертку дополнительного конуса – ограниченного углом φ_2 . Диаметры эквивалентных колес

$$d_{ve1} = d_{e1} / \cos \delta_1; \quad d_{ve2} = d_{e2} / \cos \delta_2. \quad (2.31)$$

Выражая диаметры через z и m , запишем $z_{v1} m_e = z_1 m_e / \cos \delta_2$ или числа зубьев эквивалентных колес

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_2 = z_2 / \cos \delta_2. \quad (2.32)$$

Допускают применение нестандартных модулей, если это не связано с применением специального инструмента.

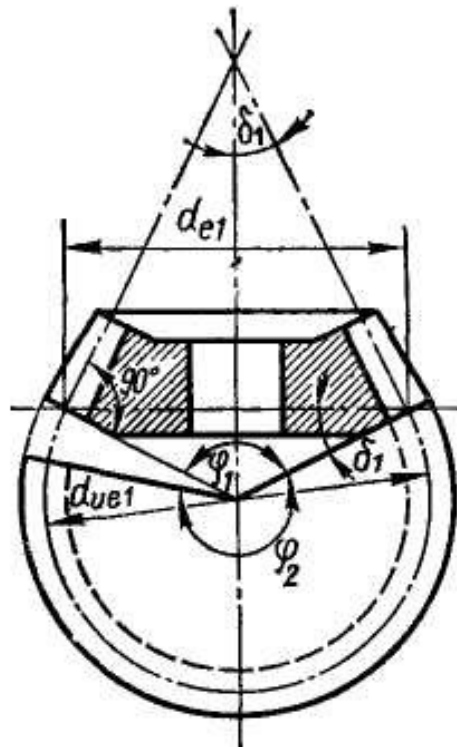


Рисунок 2.23 Форма зуба конического колеса

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса. Все поперечные сечения зуба, геометрически подобны. При этом удельная нагрузка q распределяется неравномерно по длине зуба. Она изменяется в зависимости от деформации и жесткости зуба в различных сечениях. Можно доказать, что нагрузка q распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает вершиной делительного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба.

При геометрическом подобии зубьев в различных сечениях их жесткость, как консольных оболочек, постоянна по всей ширине колеса. Для оценки деформации положим, что зубья колеса 2 абсолютно жесткие, а зубья колеса 1 податливые. При заторможенном колесе 2 нагруженное колесо 1 повернется на угол $\Delta\varphi$ вследствие податливости зубьев. Прогиб зубьев в различных сечениях равен $r \cdot \Delta\varphi$, где r – радиус в соответствующем сечении. При постоянной жесткости нагрузка пропорциональна деформациям или в нашем случае радиусам r , которые в свою очередь пропорциональны расстояниям от вершины делительного конуса (рисунок 2.23). Если модуль зубьев и нагрузка изменяются одинаково, то напряжения изгиба остаются постоянными (формула 2.19) по всей длине зуба. Это позволяет вести расчет

по любому из сечений. На практике за расчетное принято среднее сечение зуба с нагрузкой q_m .

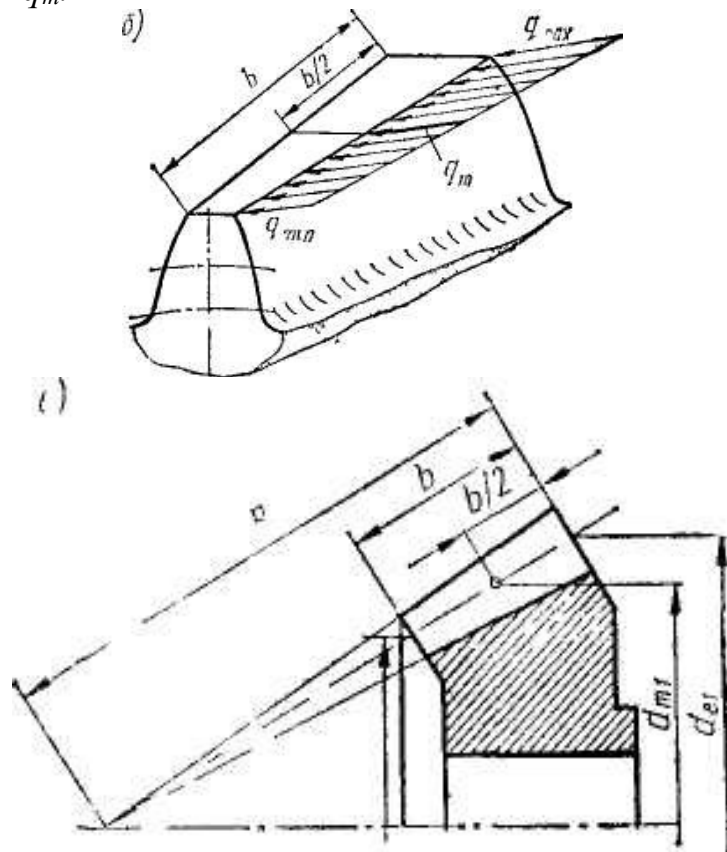


Рисунок 2.23

По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей (формула 2.14) запишем:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{v_F b \omega m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.33)$$

где для прямозубой передачи $v_F = 0.85$ – опытный коэффициент; m_n – модуль в среднем нормальном сечении зуба.

Коэффициент формы зуба Y_F определяют по справочной литературе в соответствии с эквивалентным числом зубьев z_v .

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям

Для конического зацепления p_{np} в формуле 2.7 определяют по диаметрам эквивалентных колес. Согласно формулам 2.31 для среднего сечения зуба имеем

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

Учитывая связь тригонометрических функций и формулу 2.29, после преобразований получим:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2}{d_{m1} \sin a} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right) \quad (2.34)$$

На основании формулы 2.34 можно отметить, что приведенный радиус кривизны в различных сечениях зуба конического колеса изменяется пропорционально диаметрам этих сечений или расстоянию от вершины начального конуса. Ранее было сказано, что удельная нагрузка q также пропорциональна этим расстояниям. Следовательно, отношение $q/\rho_{\text{пр}}$ постоянно для всех сечений зуба. При этом постоянными остаются и контактные напряжения по всей длине зуба, что позволяет производить расчет по любому сечению (в данном случае по среднему). Удельная нагрузка в этом сечении (рисунок 2.24)

$$q_m = \frac{(q_{\text{max}} + q_{\text{min}})}{2} = F_T K_H / (b_\omega \cos a) \quad (2.35)$$

Сравнивая формулы 2.34 и 2.35 с аналогичными формулами 2.8 и 2.9 для прямозубых цилиндрических передач, отмечаем, что формулы для q совпадают, а для $1/\rho_{\text{пр}}$ различаются только числителями $\sqrt{u^2 + 1}$ вместо $(u + 1)$. Учитывая это различие, переписываем формулу 2.10 для проверочного расчета прямозубых конических передач в виде

$$\sigma_H = 1.18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_H}{v_H d_{m1}^2 b_\omega \sin 2a} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \quad (2.36)$$

где $v_H = 0,85$ – опытный коэффициент.

Для проектного расчета формулу 2.36 преобразуют. При этом учитывают, что основными габаритными размерами для конических передач являются d_{e2} и R_e , а нагрузка характеризуется моментом T_2 на ведомом валу. Вводим эти параметры в формулу 2.36 и после преобразований получаем

$$d_{e2} = 1.7 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_{H\beta}}{v_H [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (2.37)$$

где $K_{be} = b_w/R_e$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендуют $K_{be} < 0,3$. Наиболее распространено значение $K_{be} = 0,285$.

$$d_{e2} = 2,7 \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_1 u K_{H\beta}}{v_H [\sigma_H]^2}} \quad (2.38)$$

В этом случае, при $\alpha = 20^\circ$ и $K_{H\alpha} = 1,5$

Коэффициенты расчетной нагрузки K_H и K_F выбираются по справочной литературе.

Конические передачи с непрямыми зубьями

Из различных типов конических колес с непрямыми зубьями на практике получили распространение колеса с косыми или тангенциальными зубьями (рисунок 2.24) и колеса с круговыми зубьями (рисунок 2.25). Тангенциальный зуб направлен по касательной к некоторой воображаемой окружности радиусом e и составляет с образующей конуса угол β_n .

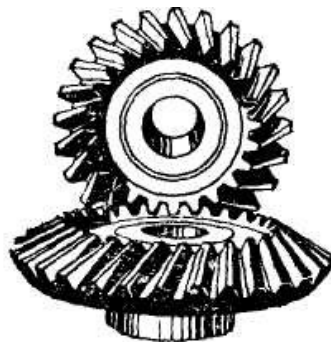


Рисунок 2.24 Колеса с косыми или тангенциальными зубьями

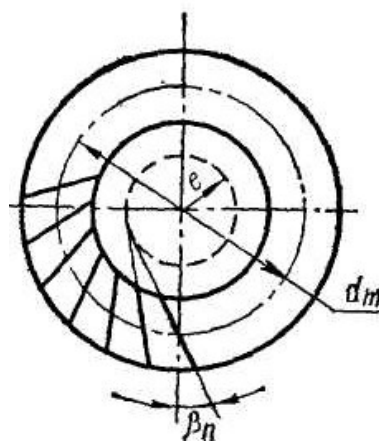


Рисунок 2.25 Колеса с круговыми зубьями

Круговой зуб располагается по дуге окружности a , по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса. Значения углов β_n , выполняют до $25...30^\circ$ – для колес с тангенциальным зубом и $\beta_n \approx 35^\circ$ – для колес с круговым зубом.

Преимущественное применение получили колеса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и

мелкосерийного производства. Назначение непрямого зуба в конических передачах то же, что и косого зуба у цилиндрических передач.

На рисунке 2.26 показано нарезание кругового конического колеса 1 резцовой головкой 3. Позицией 2 обозначено воображаемое колесо, зубьями которого являются резцы головки.

Расчёт конических передач с непрямыми зубьями ведётся по формулам прямозубых конических передач, но учётом особенностей их геометрии.

Зубчатые передачи с зацеплением М.Л. Новикова

Эвольвентное зацепление, господствующее пока в современном машиностроении, является *линейчатым*, т. е. контакт зубьев происходит по линии (практически по узкой площадке), расположенной вдоль зуба (рисунок 2.26). Вследствие малого приведенного радиуса кривизны контактная прочность эвольвентного зацепления сравнительно невысока, поэтому для современных мощных передач важен вопрос повышения несущей способности зубчатых передач.

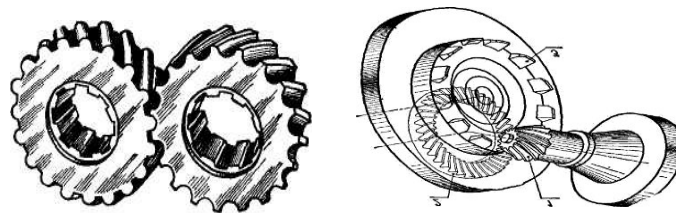


Рисунок 2.26 Контакт зубьев по линии

М. Л. Новиковым было предложено новое *точечное зацепление*, в котором профили зубьев колес в торцовом сечении очерчены по дугам окружности (рисунок 2.27). Зуб шестерни делается выпуклым, а зуб колеса – вогнутым, что увеличивает их приведенный радиус кривизны, значительно повышая контактную прочность передачи.

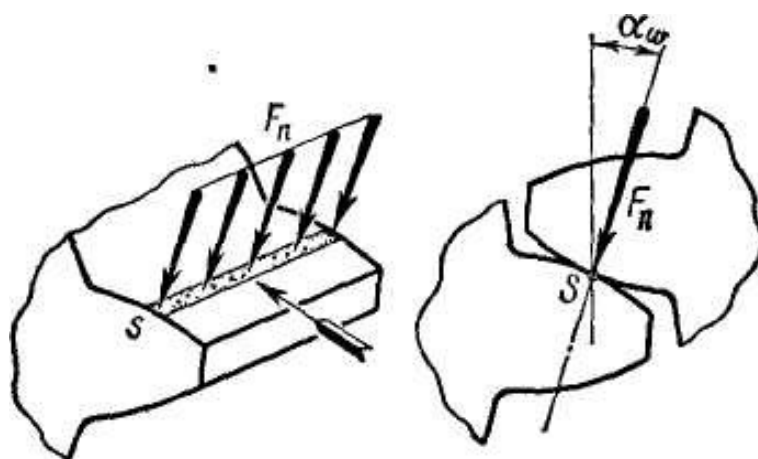


Рисунок 2.27 Схема движения контактной площадки в эвольвентном зацеплении (зацепление Новикова)

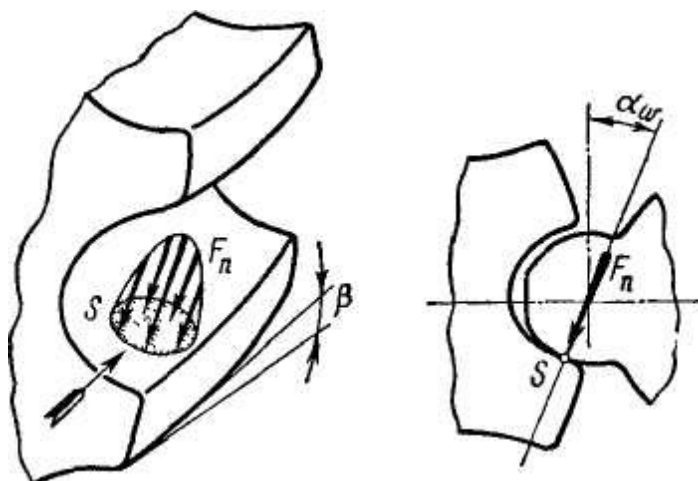


Рисунок 2.28

В зацеплении Новикова линия контакта зубьев обращается в точку и зубья касаются только в момент прохождения профилей через эту точку (рисунок 2.28), а непрерывность передачи движения обеспечивается винтовой формой зубьев. Поэтому *зацепление Новикова может быть только косозубым* с углом наклона зубьев $\beta = 10 - 24^\circ$. В результате упругой деформации точечный контакт переходит в контакт по малой площадке. При взаимном перекатывании зубьев контактная площадка перемещается вдоль зуба с большой скоростью, что создает благоприятные условия для образования устойчивого масляного слоя между зубьями. По этой причине потери на трение в передаче Новикова значительно меньше. Зубья колес точечного зацепления нарезают методом обкатки на том же оборудовании, что и при эвольвентном зацеплении, но особым зуборезным инструментом.

Существенным недостатком зацепления Новикова является повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния и к значительным колебаниям нагрузок. Расчет передач с зацеплением Новикова ведется аналогично расчету передач с эвольвентным зацеплением, но с учетом их особенностей.

Коэффициент полезного действия

КПД зубчатой передачи $\eta = \frac{P_2}{P_1} = 1 - P_r/P_1$, где P_1 и P_2 – мощности на входе и выходе; P_r – мощность, потерянная в передаче. В свою очередь $P_r = P_3 + P_n + P_1$, где P_3 , P_n , P_1 – соответственно мощности, потерянные на трение в зацеплении, трение в подшипниках, разбрызгивание и перемешивание масла (так называемые гидравлические потери).

Обозначив $\psi_3 = P_3/P_1$ – коэффициент потерь в зацеплении, $\psi_n = P_n/P_1$ – коэффициент потерь в подшипниках, $\psi_r = P_r/P_1$ – коэффициент гидравлических потерь, можно записать $\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_r)$ или $\eta = \eta_3 \eta_n \eta_r$.

Потери в зацеплении составляют обычно главную часть потерь передачи. Значение ψ_3 для некорректированных зацеплений можно приближенно оценить по формуле

$$\psi_3 = 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где $f = 0,06...0,1$ – коэффициент трения в зацеплении; знак «+» для наружного, а «–» для внутреннего зацепления. Средние ориентировочные значения $\psi_3 = 0,015...0,03$. Сумма ψ_n и $\psi_r = 0,015...0,03$.

Раздельное измерение потерь связано с большими трудностями. Поэтому на практике обычно определяют суммарные потери в передаче. Для приближенных расчетов можно принимать КПД одной пары зубчатых колёс при густой смазке в пределах $0,94 - 0,96$.

Материалы и термообработка

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что допускаемая нагрузка по контактной прочности зубьев определяется в основном твёрдостью материала. Наибольшую твёрдость, наименьшие габариты и массу передачи, можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке. Сталь в настоящее время – основной материал для изготовления зубчатых колес и в особенности для зубчатых колес высоконагруженных передач. Стали, рекомендуемые для зубчатых колес – это, как правило среднеуглеродистые и легированные конструкционные стали, подвергнутые общей закалке или поверхностной закалке зубьев. В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: твердостью $HB < 350$ – зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; твердостью $HB > 350$ – с объемной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твердость материала $HB < 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки

При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10 – 15 единиц HB.

Технологические преимущества материала при $HB < 350$ обеспечили ему широкое распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

При $HB > 350$ (вторая группа материалов) твердость выражается обычно в единицах Роквелла $HRC(1HRC \approx 10HB)$, точнее см. в справочниках).

Специальные виды термообработки позволяют получить HRC до $50...60$ ($HB < 500...650$). При этом допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способность передачи до четырех

раз по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастает также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колес.

2. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т. п. Эти трудности проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового производства, когда окупаются затраты на специальное оборудование, инструменты и приспособления. В изделиях крупносерийного и массового производства применяют, как правило, колеса с высокотвердыми зубьями.

Объемная закалка – наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35...0,5 % (стали 45, 40X, 40XH и т. д.). Твердость на поверхности зуба HRC 45...55.

Недостатки объемной закалки: коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость). Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличением размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если ее значение будет меньше критической, то получается так называемая мягкая закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

Объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и химико-термическими видами обработки, которые обеспечивают высокую поверхностную твердость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

Поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает HRC 48...54 и применима для сравнительно крупных зубьев ($m > 5$ мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажается мало. И все же без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка ТВЧ требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки ТВЧ значительно возрастает с увеличением размеров колес.

Поэтому большие колеса чаще закаливают с нагревом ацетиленовым пламенем. Для поверхностной закалки используют стали 40Х, 40ХН, 45 и др.

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) -г- длительный и дорогой процесс. Однако она обеспечивает очень высокую твердость (HRC58...63). При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые простые стали (сталь 15 и 20) и легированные (20Х, 12ХНЗА и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около 0,1...0,15 от толщины зуба, но не более 1,5...2 мм.

При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация и т. п.).

Нитроцементация – насыщение углеродом в газовой среде. При этом по сравнению с цементацией сокращаются длительность и стоимость процесса, упрочняется тонкий поверхностный слой – 0,3...0,8 мм до HRC 60...63, коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Нитроцементация удобна в массовом производстве и получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях – материалы 25ХГМ, 25ХГТ и др.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации. Малая толщина твердого слоя (около 0,1...0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях повышенного абразивного износа (например, плохая защита от загрязнения). Степень коробления при азотировании мала. Поэтому этот вид термообработки особенно целесообразно применять в тех случаях, когда трудно выполнить шлифование зубьев (например, колеса с внутренними зубьями). Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА. Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирования, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины.

При отсутствии абразивного износа целесообразно применять так называемое мягкое азотирование на глубину 10...15 мкм. Оно значительно проще, обеспечивает минимальное коробление и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали типа 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

Как было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и т. п.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колеса и колеса, изготавливаемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Чугун применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач. Основной недостаток чугуна – пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается. Разработанные новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугунному литью конкурировать со стальным литьем также и в закрытых передачах. Для изготовления зубчатых колес применяют серый и модифицированный чугун, а также магниевый чугун с шаровидным графитом (ГОСТ 1412-79).

Из пластмасс для изготовления зубчатых колес находят применение главным образом текстолит и лигнофоль, а также полиамиды типа капрона. Из пластмассы изготавливают обычно одно из зубчатых колес пары. Из-за сравнительно низкой нагрузочной способности пластмассовых колес их целесообразно применять в малонагруженных и кинематических передачах. В силовых передачах пластмассовые колеса используют только в отдельных случаях, например при необходимости обеспечить бесшумную работу высокоскоростной передачи, не прибегая к высокой точности изготовления и вместе с тем при условии, что габариты этой передачи допускают повышенные размеры колес. Пластмассовые колеса целесообразно применять и в тех случаях, когда трудно обеспечить точное расположение валов (нет общего жесткого корпуса). Эти колеса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления благодаря малой жесткости материала.

Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость

Расчет на усталость при циклических контактных напряжениях, так же, как и при циклических нормальных или касательных напряжениях, базируется на кривых усталости.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (2.39)$$

где σ_H – максимальное напряжение цикла;

σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости при отнулевом цикле напряжений и базовом числе циклов (выбирается по справочникам);

K_{HL} – коэффициент долговечности. Если число циклов нагружений каждого зуба колеса больше базового ($\approx 10^7$), то принимают $K_{HL} = 1$. В других случаях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} меньше базового N_{HO} , то $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$.

Если при расчёте колёс из нормализованной или улучшенной стали K_{HL} получается больше 2,6, то принимают $K_{HL} = 2,6$. Для колёс из закаленной стали $K_{HL} \leq 1,8$.

Коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1 - 1,2$ при объёмной закалке и $[S_H] = 1,2 - 1,3$ при поверхностной закалке зубьев.

Для прямозубых передач, а также для косозубых с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных для материала шестерни и колеса.

В косозубых передачах зубья шестерни целесообразно выполнять с твердостью, значительно превышающей твердость зубьев колеса (например, шестерня $> \text{HB } 400$, колесо $< \text{HB } 320$), потому что зубья шестерни чаще входят в зацепление чем зубья колеса. Допускаемые напряжения изгиба при расчёте на усталость вычисляются по формуле, аналогичной 2.39, но там значения составляющих принимают по напряжениям изгиба.

Планетарные передачи

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Наиболее распространенная простейшая однорядная планетарная передача (рисунок 2.29) состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, неподвижного центрального (корончатого) колеса 3 с внутренними зубьями и водила H , на котором закреплены оси планетарных колес, или сателлитов 2 .

Сателлиты обкатываются по центральному колесам и вращаются вокруг своих осей, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Водило вместе с сателлитами вращается вокруг центральной оси.

При неподвижном колесе 3 движение передается от колеса 1 к водилу H или наоборот.

Если в планетарной передаче сделать подвижными все звенья, т. е. оба колеса и водило, то такую передачу называют дифференциалом. При помощи дифференциала одно движение можно разложить на два или два сложить в одно. Например, движение от колеса 3 можно передавать одновременно колесу 1 и водилу H или от колес 1 и 3 к водилу H и т. д.

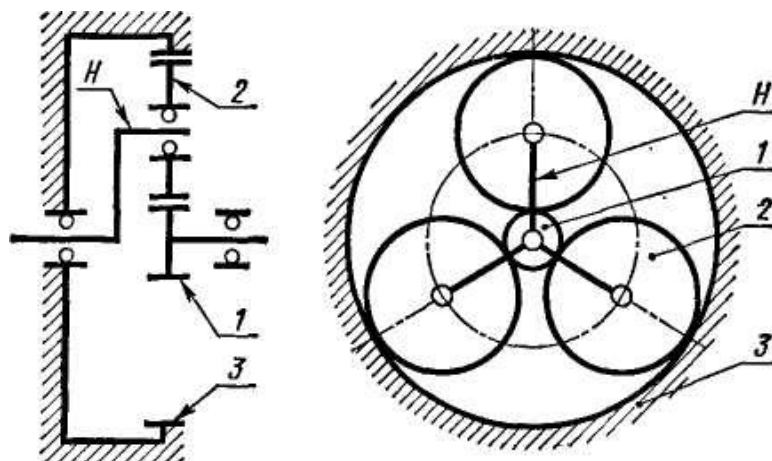


Рисунок 2.29 Схема однорядной планетарной передачи

Достоинства, недостатки и применение планетарных передач

Достоинства:

1. Малые габариты и масса (передача вписывается в размеры корончатого колеса). Это объясняется тем, что мощность передается по нескольким потокам, численно равным числу сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз.

2. Благодаря соосности ведущих и ведомых валов эти передачи удобны для компоновки машин.

3. Планетарные передачи работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются.

4. Малые нагрузки на опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них.

5. Планетарный принцип передачи движения позволяет получить большие передаточные отношения при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах.

Недостатки:

1. Повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи.

2. Резкое снижение КПД передачи с ростом передаточного отношения.

Планетарную передачу применяют:

а) в редукторе в силовых передачах и приборах;

б) в коробке перемены передач, передаточное отношение в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев (например, водила или одного из колес);

в) как дифференциал в автомобилях, тракторах, станках, приборах. Особенно эффективно применение планетарных передач, совмещенных с электродвигателем.

Передаточное отношение

При определении передаточного отношения планетарной передачи используют метод остановки водила (метод Виллиса). По этому методу всей планетарной передаче мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью водила ω_H , но в обратном направлении. При этом водило как бы останавливается, а закрепленное колесо освобождается. Получается так называемый обращенный механизм, представляющий собой обычную непланетарную передачу, в которой геометрические оси всех колес неподвижны. Сателлиты при этом становятся промежуточными (паразитными) колесами.

В качестве примера определения передаточного отношения рассмотрим планетарную передачу, изображенную на рисунок 2.30 при передаче движения от колеса I к водилу H .

Для обращенного механизма этой передачи

$$u = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_1}{z_3} \quad (2.40)$$

где $\omega_1 - \omega_H$ и $\omega_3 - \omega_H$ – соответственно угловые скорости колес 1 и 3 относительно водила H ;

z_1 и z_3 – соответственно числа зубьев колес 1 и 3.

Здесь существенное значение имеет знак передаточного отношения. Принято передаточное отношение считать положительным, если в обращенном механизме ведущее и ведомое звенья вращаются в одну сторону, и отрицательным, если в разные стороны. В рассматриваемом обращенном механизме колеса 1 и 3 вращаются в разные стороны.

Для реальной планетарной передачи, у которой в большинстве случаев колесо 3 закреплено неподвижно, колесо 1 является ведущим, а водило H – ведомым, из формулы 2.40 при $\omega_3 = 0$ получим

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_1}{z_3}; \quad -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -\left(\frac{z_1}{z_3}\right).$$

$$\text{или } u = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \left(\frac{z_1}{z_3}\right). \quad (2.41)$$

Для других видов планетарных передач передаточное отношение определяется таким же методом.

Разновидности планетарных передач

Существует большое количество различных типов планетарных передач. Выбор типа передачи определяется ее назначением.

Наиболее широко в машиностроении применяется однорядная планетарная передача, схема которой показана на рисунке 2.30.

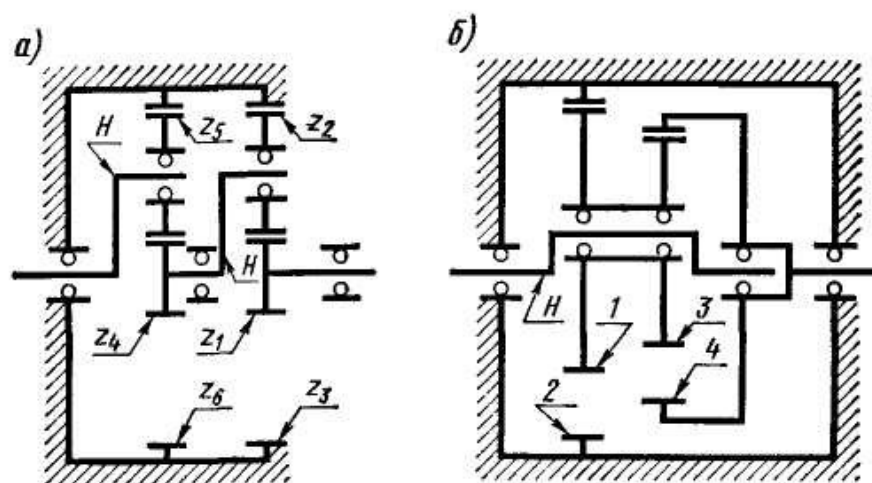


Рисунок 2.30 Схема планетарной передачи с двухрядным сателлитом

Эта передача имеет минимальные габариты. Применяется в силовых и вспомогательных приводах. Имеет наиболее высокий КПД $\eta = 0,96 - 0,99$ при $u = 1,28 - 8$.

Для получения больших передаточных отношений в силовых приводах применяют многоступенчатые планетарные передачи по схеме рисунка 2.30 а, представляющие собой последовательное соединение однорядных планетарных передач. В этом случае $u = i_1 \cdot i_2$; $\eta = \eta_1 \eta_2$.

На рисунке 2.30 б изображена схема планетарной передачи с двумя внутренними зацеплениями, для которой при передаче движения от водила H к колесу 4 передаточное отношение

$$u = \frac{1}{1 - z_2 z_3 / (z_1 z_4)} \quad (2.42)$$

В этой передаче можно получить $u > 1600$, но при $\eta < 0,1$. Рациональные значения $u = 30 - 100$ при $\eta = 0,82 - 0,64$. Такую передачу применяют при необходимости получения больших i в случаях, когда КПД не имеет значения (например, в приборах).

Расчет на прочность зубьев планетарных передач ведут по формулам обыкновенных зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления. Например, в передаче, изображенной на схеме, необходимо рассчитать внешнее зацепление колес 1 и 2 и внутреннее – колес 2 и 3. Так как модули и силы в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочнее внешнего, то при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только внешнее зацепление.

Выбор числа зубьев колес зависит не только от передаточного отношения u , но и от условия собираемости передачи. По этому условию сумма зубьев центральных колес $(z_1 + z_3)$ должна быть кратной числу сателлитов C (обычно $C = 3 - 5$). В планетарных передачах применяются не только цилиндрические, но и конические колеса. Зубья могут быть прямые и косые.

Волновые зубчатые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним гибким зубчатым колесом.

Наиболее распространенная волновая передача (рисунок 2.31) состоит из водила H , вращающегося гибкого колеса 1 с наружными зубьями и неподвижного жесткого колеса 2 с внутренними зубьями.

Водило состоит из овального кулачка и специального шарикоподшипника. Гибкое зубчатое колесо изготавливают в виде стакана с тонкой легко деформирующейся стенкой и соединяют с валом. Длина стакана колеса близка к его диаметру. Жесткое зубчатое колесо соединено с корпусом. Зубья колес чаще всего эвольвентные. Делительный диаметр d_1 гибкого колеса меньше делительного диаметра d_2 жесткого колеса на величину $d_2 - d_1 = s$.

Размер овала подшипника качения водила по большой оси больше внутреннего диаметра обода гибкого колеса на величину s .

Сборку зацепления осуществляют после деформирования гибкого колеса водилом. Деформированный зубчатый венец гибкого колеса принимает овальную форму, образуя при этом как бы два сателлита,

связанных гибкой стенкой стакана. Гибкое колесо деформируется так, что на концах большой оси овала зубья зацепляются на полную рабочую высоту. На малой оси зубья не зацепляются.

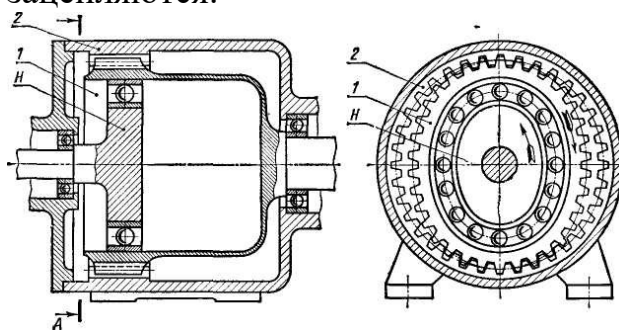


Рисунок 2.31 Схема волновой передачи

Между этими участками зацепление частичное. Из рисунка 2.32 следует, что волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев.

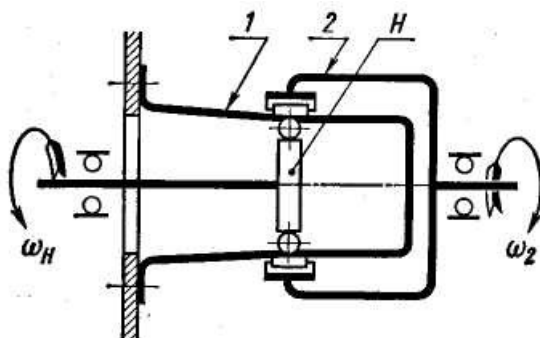


Рисунок 2.32 Схема волновой передачи движения в герметизированное пространство

В волновой передаче преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу, вращая стакан и вал. Поэтому передача называется волновой, а водило – волновым генератором. При вращении волнового генератора овальной формы образуются две волны. Такую передачу называют двухволновой. Возможны трехволновые передачи.

Существует много разновидностей волновых передач. Например, для передачи движения через герметическую стенку в химической, авиационной, космической, атомной и других отраслях техники применяют герметическую волновую передачу (рисунок 2.32). Здесь гибкий зубчатый венец расположен в середине глухого стакана 1, герметично соединенного с корпусом. Движение передается от генератора волн Н к жесткому колесу 2, соединенному с валом.

Волновая зубчатая передача запатентована в 1959 г., находится в стадии интенсивного исследования и уже широко применяется в стандартных редукторах малых мощностей.

Достоинства, недостатки и применение волновых передач

Достоинства:

1. Способность передавать большие нагрузки, так как в зацеплении одновременно находится большое число зубьев.
2. Возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений.
3. Большое передаточное отношение при малых габаритах и сравнительно высоком, КПД. Для одной ступени $u < 300$ при КПД $\eta = 0,8 - 0,9$.
4. Работают с меньшим шумом и обладают высокой демпфирующей способностью.

Недостатки:

1. Сложность изготовления гибкого колеса и генератора.
2. Ограничение угловой скорости вала генератора при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей в ободу генератора).

Передаточное отношение

В волновой передаче разность чисел зубьев колес должна быть равной или кратной числу волн C (как в планетарной передаче – числу сателлитов):

$$z_2 - z_1 = C,$$

где z_1 и z_2 – соответственно числа зубьев гибкого и жесткого колеса.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как для планетарных, методом остановки водила.

При неподвижном жестком колесе

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{C} \quad (2.43)$$

где ω_H и ω_1 – соответственно угловые скорости волнового генератора и гибкого колеса. Знак минус указывает на разные направления вращения генератора и гибкого колеса.

При неподвижном гибком колесе

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{C} \quad (2.44)$$

где ω_2 – угловая скорость жесткого колеса.

Из анализа формул 2.43 – 2.44 следует, что волновая передача может иметь большие u .

Рекомендуется: при стальном гибком колесе $u = 60 - 300$; при пластмассовом гибком колесе $u = 20 - 300$.

Расчет волновых передач

Одним из критериев работоспособности волновых передач является износ зубьев, который зависит от допускаемых напряжений смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ на их рабочих поверхностях. По этому показателю рассчитывают диаметр делительной окружности d гибкого колеса как основной габаритный размер передачи:

$$d = \sqrt{10KT/(\Psi_{bd}[\sigma]_{\text{см}})},$$

где T – момент вращения на валу гибкого колеса;

K – коэффициент нагрузки, равный 1,25 при умеренной динамической нагрузке, 1,75 – при резко динамической нагрузке;

Ψ_{bd} – коэффициент ширины венца (берется 0,18 – 0,2 для силовых передач; 0,1 – 0,15 – для приборов).

В средних условиях $[\sigma]_{\text{см}}$ для стальных колес 10 – 30 МПа, пластмассовых 3 – 5 МПа. Модуль зацепления m не лимитирует нагрузочной способности передачи и определяется геометрическим путем (обычно $m = 0,5 - 1,5$ мм).

Подшипники качения генератора волн рассчитывают по динамической грузоподъемности.

Основные конструктивные элементы волновых передач

Гибкое колесо (рисунок 2.33) выполняют в виде стакана с гибким дном и фланцем для присоединения к валу (исполнение I) или с шлицевым присоединением к валу (исполнение II).

Шлицевое соединение, обеспечивая осевую податливость, уменьшает напряжение в гибком колесе. Осевая податливость в варианте I обеспечивается тонким дном (этому способствуют отверстия в дне).

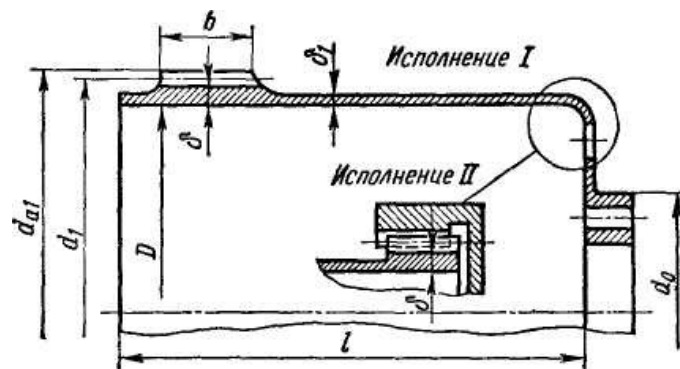


Рисунок 2.33 Гибкое колесо

Обычно $b \approx (0,005 - 0,015)D$; $d_0 \approx 0,5D$; $l > (0,8 - 1)d_1$. Толщину b_1 определяют расчетом на прочность.

Материалом для гибких колес служат стали 40ХНМА, 30ХГСА, 30ХГС. Термообработка – улучшение HRC26 – 32.

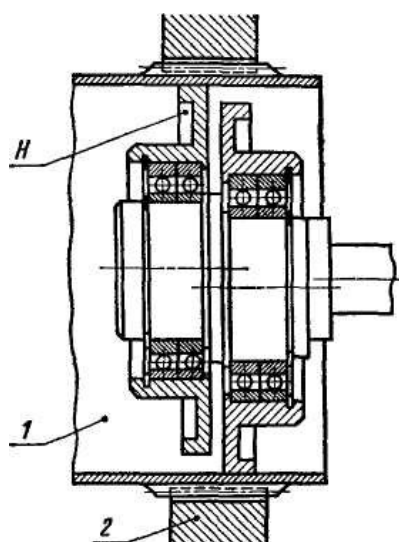


Рисунок 2.34 Кулачковый волновой генератор

Волновые генераторы (рисунок 2.34) состоят из кулачка и напрессованного на него гибкого подшипника качения (шарикового или роликового). Форму кулачка выполняют эквидистантной к принятой форме гибкого колеса. Этот генератор лучше других сохраняет форму деформации гибкого колеса под нагрузкой. Применяется в массовом производстве.

Подшипник генератора специальный, отличается от обычного меньшей толщиной колец, которые должны быть гибкими.

В мелкосерийном производстве изготавливают дисковый волновой генератор, который имеет два больших ролика, расположенных на эксцентриковом валу. Отсутствие кулачка специального профиля и специального подшипника упрощает конструкцию по сравнению с кулачковым генератором. Точность изготовления дисков и их взаимное расположение оказывает большое влияние на качество передачи.

Червячные передачи

Червячная передача (рисунок 2.35) относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы, отличные от 90° , однако такие передачи применяют редко.

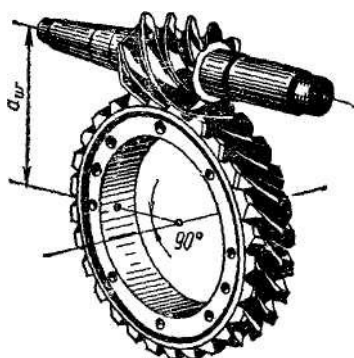


Рисунок 2.35 Червячная передача

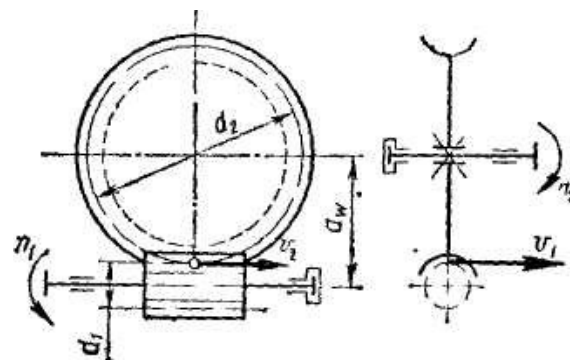


Рисунок 2.36 Схема червячной передачи

Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары или по принципу наклонной плоскости.

Достоинства, недостатки и применение червячных передач

Достоинства:

1. Плавность и бесшумность работы.
2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
3. Возможность большого редуцирования, т. е. по лучения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в несиловых передачах до 1000).
4. Возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.

Недостатки:

1. Сравнительно низкий КПД вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса.
2. Значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом.
3. Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов.
4. Повышенный износ и склонность к заеданию.

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева

Червячные передачи широко применяют в станках, прокатном оборудовании, подъемно-транспортных машинах, троллейбусах и т. д.

При проектировании передач, состоящих из зубчатых и червячных пар, червячную пару рекомендуется применять в качестве быстроходной ступени, так как при увеличении окружной скорости червяка создаются более благоприятные условия для образования устойчивого масляного клина в червячном зацеплении и, следовательно, уменьшаются потери на трение.— Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия

Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рисунок 2.37) передачи бывают с цилиндрическим (а) или с глобоидным (б) червяком.

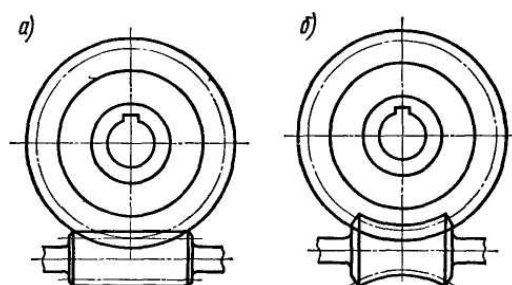


Рисунок 2.37 Схемы червячных передач

Глобоидная передача имеет повышенный КПД, более надежна и долговечна, но из-за сложности изготовления имеет ограниченное применение.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.

В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с одновитковым или с многовитковым червяком.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рисунок 2.38) передачи бывают с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяками. Чаще всего расположение червяка диктуется условиями компоновки изделия. Нижний червяк обычно применяется при окружной скорости червяка $v_1 \leq 4$ м/с. В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками.

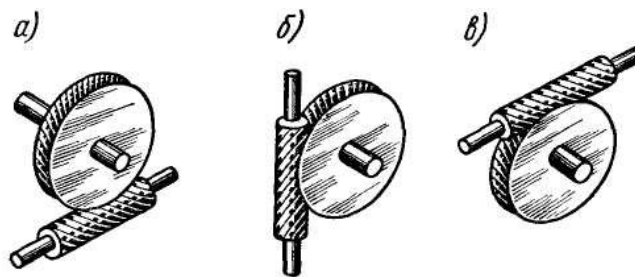


Рисунок 2.38 Схемы расположения червяка относительно колеса

Каждый из них требует особого способа нарезания. Если резец, имеющий в сечении форму трапеции (рисунок 2.39), установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца А–А проходила через ось червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют архимедовым. Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль равнобедренной трапеции, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

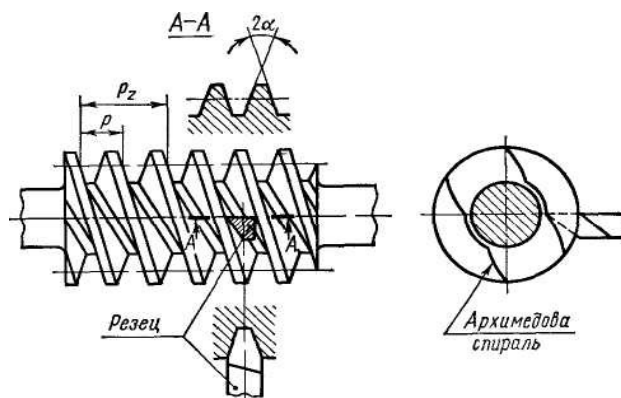


Рисунок 2.39 Червяк

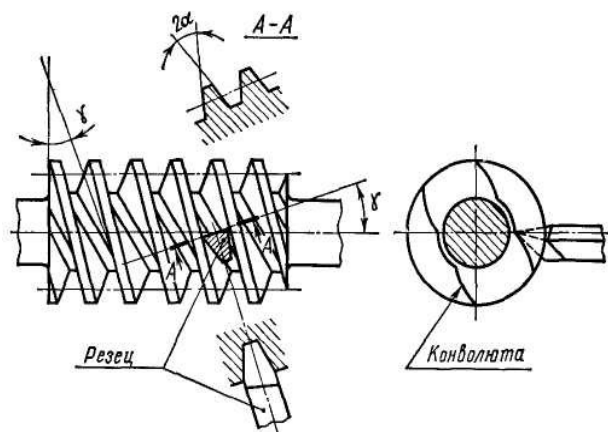


Рисунок 2.40 Схема установки инструмента

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка γ (рисунок 2.40) так, чтобы верхняя плоскость резца А-А была перпендикулярна винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – конволюту (укороченную эвольвенту окружности), а червяк соответственно будет называться конволютным.

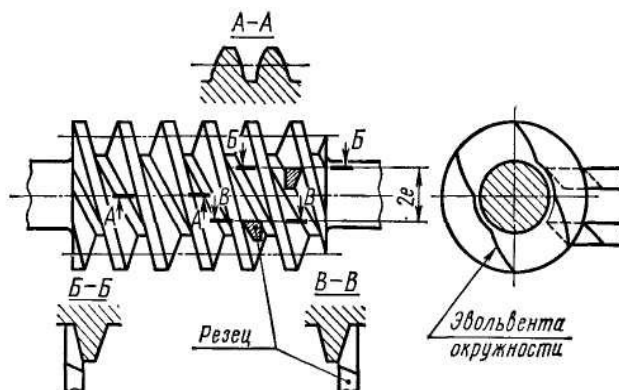


Рисунок 2.41 Схема установки инструмента при нарезании эвольвентного червяка

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость резца Б-Б или В-В, смещённая на некоторую величину e (рисунок 2.41) была параллельна оси червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – эвольвенту окружности, а червяк будет называться эвольвентным. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков (заходов) червяка.

Практика показала, что при одинаковом качестве изготовления форма. Выбор профиля нарезки червяка зависит от способа изготовления и связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса. До настоящего времени на практике наибольшее распространение получили архимедовы червяки, которые и рассматриваются ниже.

Нарезание червяков и червячных колес

Архимедовы червяки подобны ходовым винтам с трапецеидальной резьбой. Основными способами их изготовления являются:

1. Нарезание резцом на токарно-винторезном станке (рисунок 2.42). Этот способ точный, но малопроизводительный.

2. Нарезание модульной фрезой на резьбофрезерном станке – способ более производительный.

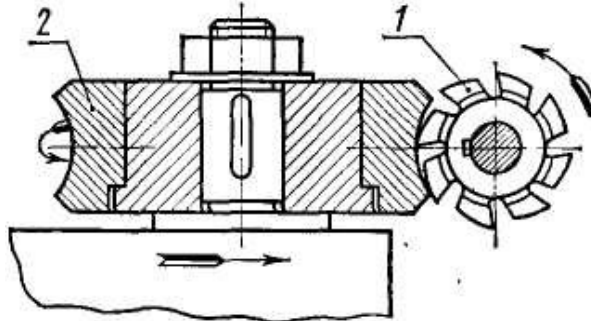


Рисунок 2.42 Схема нарезания червячного колеса:
1 – фреза; 2 – заготовка колеса

Работоспособность червячной передачи зависит от твердости и шероховатости винтовой поверхности резьбы червяка, поэтому после нарезания резьбы и термообработки червяки часто шлифуют, а в отдельных случаях полируют. Архимедовы червяки применяют и без шлифовки резьбы, так как для шлифовки их требуются круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной круга на специальных червячно-шлифовальных станках, поэтому будущее за эвольвентными червяками

Червячные колеса чаще всего нарезают червячными фрезами (рисунок 2.43), причем *червячная фреза должна представлять копию червяка*, с которым будет зацепляться червячное колесо. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое будут иметь червяк и червячное колесо при работе.

Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных модулей m выбирают по ГОСТ19672 (1-й ряд, извлечение): 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 16; 20 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рисунок 2.44):

1. Угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$.
2. Расчетный шаг червяка $p = \pi m$, откуда расчетный модуль $m = p/\pi$.
3. Ход витка (рисунок 2.43) $p_z = pz_1$, где z_1 – число витков червяка.

4. Высота головки витка червяка и зуба колеса (рисунок 2.43) $h_{a1} = h_{a2} = m$ и высота ножки витка червяка и зуба колеса $h_{f1} = h_{f2} = 1.2m$.

5. Делительный диаметр червяка, т. е диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины, $d_1 = qm$, где q – число модулей в делительном диаметре червяка, или коэффициент диаметра червяка.

Чтобы червяк не был слишком тонким, q увеличивают с уменьшением m . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

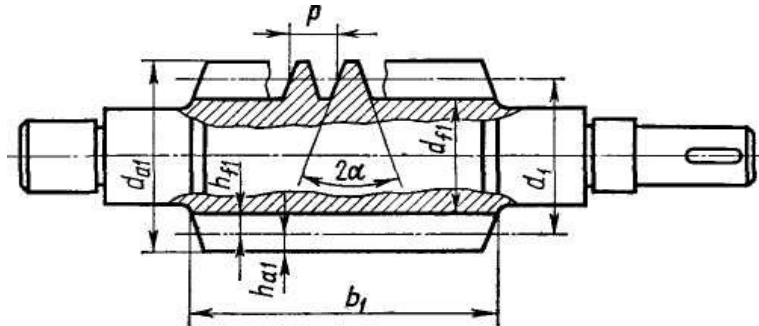


Рисунок 2.43 Основные размеры цилиндрического червяка

Значения коэффициентов диаметра червяка q выбирают по ГОСТ19672-74 (1-й ряд): 8; 10; 12,5; 16; 20; 25.

6. Делительный угол подъема линии витка (рисунок 2.44)

$$tgY = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{p_{z1}}{\pi q m} = \frac{z_1}{q} \quad (2.45)$$

7. Диаметр вершин витков:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m(q + 2) \quad (2.46)$$

8. Диаметр впадин червяка:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m(q - 2.4) \quad (2.47)$$

9. Длина нарезанной части червяка зависит от числа витков:

При $z_1 = 1...2$

$$b_1 = m(11 + 0.6z_2), \quad (2.48)$$

$$z_2 = 4b_1 = m(12.5 + 0.09z_2), \quad (2.49)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков по технологическим причинам b_1 увеличивают приблизительно на $3m$.

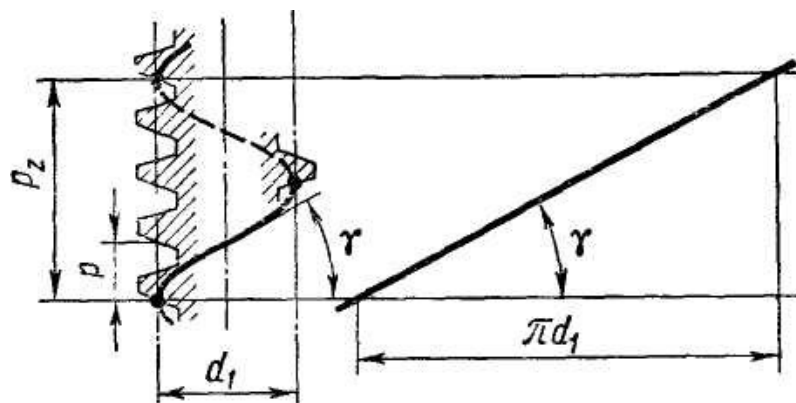


Рисунок 2.44 Схема определения делительного угла подъема линии витка

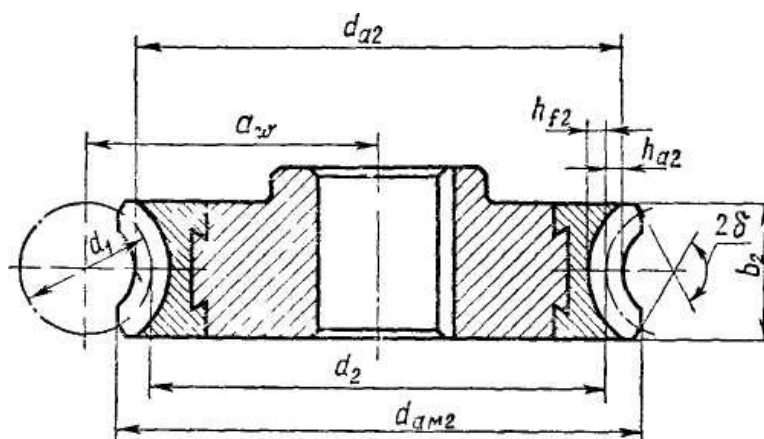


Рисунок 2.45 Основные размеры венца червячного колеса

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рисунок 2.45). К ним относятся:

1. Делительный диаметр: $d_2 = m z_2$.
2. Диаметр вершин зубьев: $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2)$.
3. Диаметр впадин колеса: $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4)$.
4. Межосевое расстояние передачи: $a_w = (d_1 + d)/2 = m(q + z_2)/2$.
5. Наибольший диаметр червячного колеса: $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$.
6. Ширина венца червячного колеса зависит от диаметра вершин-витков червяка: при $z_1 = 1 - 2$ $b_2 \leq 0,75d_{a1}$; при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$.
7. Условный угол обхвата червяка колесом 2δ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d_{a2} - 0,5m$ с контуром венца $\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$.

Червячные передачи со смещением (корригированные)

Корригирование червячных передач выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляется так же, как и в зубчатых передачах, смещением инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании. Некорригированные и корригированные червячные колеса нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк должны иметь одинаковые размеры, то корригирование осуществляют только у колеса.

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения инструмента $x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$.

По условию неподрезания зубьев величину x выбирают в пределах ± 1 .
У червячного колеса со смещением:

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2x), \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x), \end{aligned}$$

все другие размеры остаются неизменными. Межосевое расстояние $a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x)$.

Скорость скольжения в червячной передаче

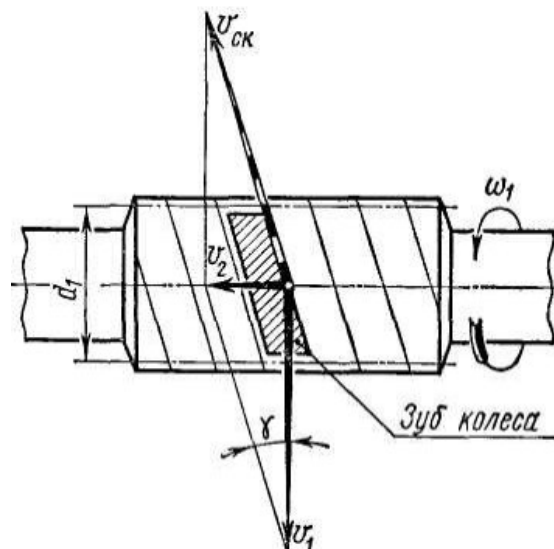


Рисунок 2.46

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса. Скорость скольжения $v_{ск}$ (рисунок 2.46) направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка. Являясь относительной скоростью, скорость скольжения легко определяется через окружные скорости червяка и колеса. Окружная скорость червяка (м/с) $v_1 = \omega_1 d_1 / 2$, окружная скорость колеса (м/с) $v_2 = \omega_2 d_2 / 2$, где d_1 и d_2 – диаметры червяка и колеса, м; ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса, рад/с.

Скорость скольжения в червячной передаче определяется из параллелограмма

$$v_{ск} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos Y = \omega_1 d_1 / 2 \cos Y,$$

Как видно из формулы 2.22, всегда $v_{ск} > v_1$. Большое скольжение в червячной передаче повышает износ зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к заеданию.

Передаточное отношение

Из рисунка 2.47 следует, что $v_2 = v_1 \operatorname{tg} Y$, или $\frac{\omega_2 d_2}{2} = \left(\frac{\omega_1 d_1}{2} \right) \operatorname{tg} Y$, откуда

$$\omega_2 = \omega_1 \left(\frac{d_1}{d_2} \right) \operatorname{tg} Y = \omega_1 \left[\frac{mq}{mz_2} \right] \operatorname{tg} Y = \frac{\omega_1 z_1}{z_2},$$

где z_1 – число витков червяка. Из формулы $z_1 = q \operatorname{tg} Y$; z_2 – число зубьев колеса.

Передаточное отношение передачи

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

передаточное число передачи

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

На практике в силовых передачах применяют червяки с числом витков $z_1 = 1 - 4$. С увеличением z_1 возрастают технологические трудности изготовления передачи и увеличивается число зубьев червячного колеса z_2 .

Во избежание подреза основания ножки зуба в процессе нарезания зубьев принимают $z_2 > 28$. Оптимальным является $z_2 = 50 - 60$. Диапазон передаточных чисел в этих передачах $u = 10 - 80$.

КПД червячных передач

Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт-гайка.

Общий КПД червячной передачи

$$\eta = \eta_{\Pi}^n \eta_p \eta_{\Pi.з} \eta_{ВП},$$

где n – число пар подшипников в передаче;

η_{Π} – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников: для подшипников качения $\eta_{\Pi} = 0,97 - 0,99$; для подшипников скольжения $\eta_{\Pi} = 0,97 - 0,99$;

η_p – КПД, учитывающий гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе передачи, при средних скоростях принимают $\eta_p = 0,97 - 0,98$;

$\eta_{\Pi.з}$ – КПД, учитывающий потери в зубчатом зацеплении. Так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к виткам червяка, то принимают $\eta_{\Pi.з} = 0,97 - 0,98$;

$\eta_{ВП}$ – КПД, учитывающий потери в винтовой паре, которые составляют главную часть всех потерь передачи. Определяют его по формуле, выведенной для винтовой пары; Угол трения p зависит не только от материала червяка и зубьев колеса, шероховатости рабочих поверхностей, качества смазки, но и от скорости скольжения $v_{ск}$. Величина p значительно снижается при увеличении $v_{ск}$, так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для образования масляного клина. Учитывая, что $t g Y = \frac{z_1}{q}$, заключаем, что уменьшение q в допустимых пределах обеспечивает повышение КПД червячной передачи. При предварительных расчетах, когда размеры червячной передачи еще неизвестны, величину КПД принимают ориентировочно по таблице 2.6.

Таблица 2.2 Зависимость КПД, η червячных передач от числа витков червяка z_1

z_1	•	2	3	4
η	0,70–0,75	0,75–0,82	0,82–0,87	0,87–0,92

После определения размеров передачи величину КПД уточняют по вышеприведенной формуле.

Червячные передачи, как уже указывалось, имеют сравнительно низкий КПД, что ограничивает область их применения. В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, сила червяка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса F_n (рисунок 2.47 а) принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе Π .

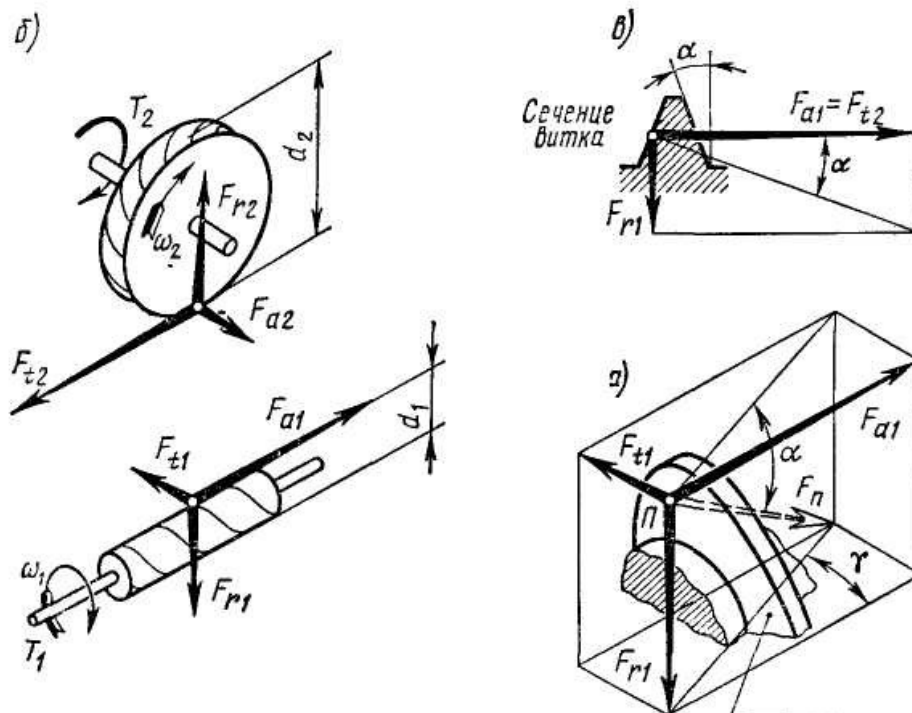


Рисунок 2.47 Схема сил, действующих в червячном зацеплении. Виток червяка зацепления Π по нормали к рабочей поверхности витка

По правилу параллелепипеда F_n раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_a, F_n, F_{a1} . Для ясности изображения сил на рисунке 2.47 б червячное зацепление раздвинуто.

Окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на червячном колесе F_{a2} : $F_n = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$, где T_1 – вращающий момент на червяке.

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1} : $F_{a2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$, где T_2 – вращающий момент на червячном колесе.

Радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2} (рисунк 2.47 в): $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$.

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением скорости вращения колеса, а сила F_n направлена в сторону, противоположную скорости вращения червяка.

Виды разрушения зубьев червячных колес

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах, т. е. усталостное выкрашивание, износ, заедание и поломка зубьев. Из перечисленного наиболее редко встречается поломка зубьев колеса. В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) наиболее опасно усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса, но возможно и заедание, которое проявляется в намазывании бронзы на червяк. Сечение зуба постепенно уменьшается, при этом передача может еще продолжать работать длительное время.

При венцах колес из твердых бронз (алюминиевых) заедание переходит в задир с последующим катастрофическим износом зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка. Этот вид разрушения зубьев встречается наиболее часто. Для предупреждения заедания рекомендуется тщательно обрабатывать поверхности витков и зубьев, применять материалы с высокими антифрикционными свойствами.

Износ зубьев колес червячных передач зависит от степени загрязненности масла, точности монтажа, частоты пусков и остановок, а также от величины контактных напряжений. Излом зубьев червячных колес происходит в большинстве случаев после износа.

Материалы червячной пары

Ввиду того, что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной

закалкой до твердости HRC45-55. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков.

Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементируемых сталей (15X, 20X и др.) с твердостью после закалки HRC58–63.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ и длительности работы.

При высоких скоростях скольжения, когда $v_{ск} = 6 - 25$ м/с и при длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок Бр ОФ10-1, Бр ОНФ, которые обладают хорошими противозадирными свойствами. При средних скоростях скольжения, когда $v_{ск} = 2 - 6$ м/с, применяют алюминиевую бронзу марки Бр АЖ9-4. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости HRC45 и шлифованными червяками. В отдельных случаях ее применяют до $v_{ск} = 8$ м/с.

При малых скоростях скольжения, когда $v_{ск} < 2$ м/с, червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12-28, СЧ15-32 и др.

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок. Большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Предел текучести σ_t	Предел прочности при растяж. σ_B МПа	Предел прочности при изгибе $\sigma_{из0}$	Твёрдость НВ
БрОНФ	Центробежный	170	285		100-120
БрОФ10-1	В кокиль	150	255	—	100-120
БрОФ10-1	В землю	140	225	—	80-100
БрАЖ9-4	Центробежный	200	490	—	120
БрАЖ9-4	В кокиль	200	490	-----	100
БрАЖ9-4	В землю	200	392	----	100
СЧ12-28	То же	—	118	274	143-229

Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес

Червячные передачи, аналогично зубчатым, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса как менее прочных по сравнению с витками червяка.

1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ для оловянных бронз (Бр ОФ10-1, Бр ОНФ и др.) определяют из условий сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев по эмпирической формуле

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} K_{HL}, \quad (2.29)$$

где $[\sigma]_{H0} = (0,75-0,90)$;

σ_B – допускаемое напряжение при 10^7 циклов. Большие значения рекомендуется принимать при закаленных до твердости HRC45 шлифованных червяках;

σ_B – предел прочности бронзы при растяжении;

K_{HL} – коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{\Sigma}},$$

где N_{Σ} – число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

Если $N_{\Sigma} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ для твердых бронз (Бр АЖ9-4 и др.) и чугунов принимают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения в пределах 90 – 240 МПа по справочной литературе.

3. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{из}$ определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала венца червячного колеса и характера нагрузки по справочной литературе.

Расчет на прочность червячных передач

Червячные передачи, аналогично зубчатым, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса как менее прочных по сравнению с витками червяка. Как отмечалось выше в червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и износа, которые зависят от величины контактных напряжений $[\sigma]_H$. Поэтому, в отличие от зубчатых, для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба проверочным.

Расчет по контактным напряжениям

В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах.

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{пр} q}{2\pi(1 - \mu^2)\rho_{пр}}},$$

где $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости $E_{пр} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$. Для стального червяка $E_{пр} = 210$ МПа; для бронзового или чугунного колеса $E_{пр} = 98$ МПа;

μ – коэффициент Пуассона. Для стали, бронзы и чугуна μ 0,3;

q – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий. Эта нагрузка распределяется неравномерно вследствие деформаций валов червяка и колеса, а также подшипников и корпуса передачи;

$$q = \frac{F_H}{l_\Sigma},$$

где F_H – нагрузка, нормальная к поверхности зуба червячного колеса и витка червяка и приложенная в полюсе зацепления (рисунок 2.49 а).

$$F_H = F_{a1}/(\cos a \cos Y) - F_{t2}/(\cos a \cos Y) = 2T_2/(d_2 \cos a \cos Y);$$

l_Σ – суммарная длина контактных линий в зацеплении червячной передачи (рисунок 2.48).

$$l_\Sigma = (\pi d_1 / \cos Y) \left(\frac{2\delta^0}{360} \right) \xi \varepsilon_a.$$

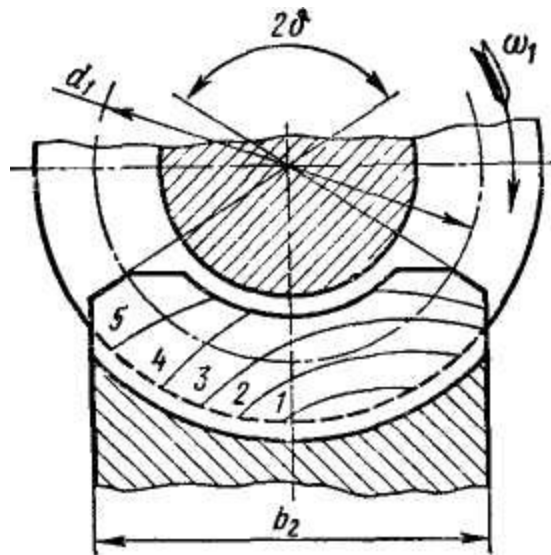


Рисунок 2.48 Схема расположения контактных линий

Коэффициент $\varepsilon_a=0,75$ учитывает уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение витка с зубом осуществляется не по полной дуге обхвата с углом 2δ , а так, как показано на рисунке 2.48.

При угле обхвата $2\delta \approx 100^\circ$ и коэффициенте торцового перекрытия в средней плоскости сечения колеса $\varepsilon_a = 1,8-2,2$, длина контактных линий $l_\Sigma \approx 1.3d_1/\cos Y$.

По аналогии с косозубой зубчатой передачей

$$q = \frac{2T_2 K_H}{d_1 d_2 \delta \varepsilon_a \xi \cos a}.$$

После подстановки и преобразований получим

$$\sigma_H = 1.18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_H \cos^2 Y}{d_2^2 d_1 \varepsilon_a \xi \cos 2\alpha}}.$$

Здесь дополнительно введен K_H – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации деталей передачи, а также дополнительные динамические нагрузки:

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны профилей витков червяка и зубьев колеса в полюсе зацепления;

В осевом сечении профиль витка червяка прямолинейный, поэтому приведенный радиус кривизны для червячной пары равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления.

Учитывая, что межосевое расстояние $a_\omega = 0.5d_2(\frac{q}{z_2} + 1)$, решаем формулу 2.31 относительно межосевого расстояния

$$a_\omega = 0.625 \left(\frac{q}{z} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2} \right)}}.$$

Червячные передачи работают плавно, бесшумно, поэтому в них дополнительные динамические нагрузки невелики. Хорошая приработка зубьев колес к виткам червяков значительно уменьшает концентрацию нагрузки.

При удовлетворительной точности изготовления принимают $K_H = 1$ – при постоянной нагрузке и $v_2 \leq 3$ м/с; $K_H = 1,1 - 1,4$ – при переменной нагрузке и $v_2 > 3$ м/с.

Расчет по напряжениям изгиба

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Вследствие дугообразной формы зубьев считают, что их прочность на изгиб примерно на 40 % выше, чем зубьев цилиндрических косозубых колес. Особенности формы зубьев червячного колеса учтены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 Коэффициенты формы зуба червячных колес Y_{F2}

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

При среднем значении делительного угла подъема линии витка $Y \approx 10^\circ$ коэффициент $Y_\beta = 1 - \frac{Y}{140}^\circ = 1 - 10^\circ/140'' = 0,93$ и $m_n = m \cos Y = 0,98m$.

С учетом этих поправок получается формула проверочного расчета червячных передач по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{F_{t2}K_F}{b_2m_n} \leq [\sigma_F] \quad (2.33)$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который выбирают по таблице 2.4 в зависимости от эквивалентного числа зубьев. Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона y , то по аналогии с косозубым колесом $Z_{v2} = z_2 / \cos^3 y$.

Тепловой расчет червячных передач

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Потерянная мощность $(1 - \eta) L$ на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты будет недостаточным, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает) и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т. е. равенства тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_0 . Количество теплоты, выделяющейся в непрерывно работающей передаче в одну секунду $Q_B = (1 - \eta)N_1$, где η – общий КПД червячной передачи; N_1 – мощность на червяке, Вт. Количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса, в одну секунду $Q_0 = K_T(t_m - t_b)S$, где S – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, m^2 . Поверхность днища корпуса не учитывается, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом; t_b – температура воздуха вне корпуса; в цеховых условиях обычно $t_b = 20^\circ C$; t_m – температура масла в корпусе передачи, $^\circ C$; K_T – коэффициент теплопередачи, т. е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха (интенсивности вентиляции помещения). Для чугунных корпусов принимают $K_T = 8-17 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^\circ C)$. Большие значения используют при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка).

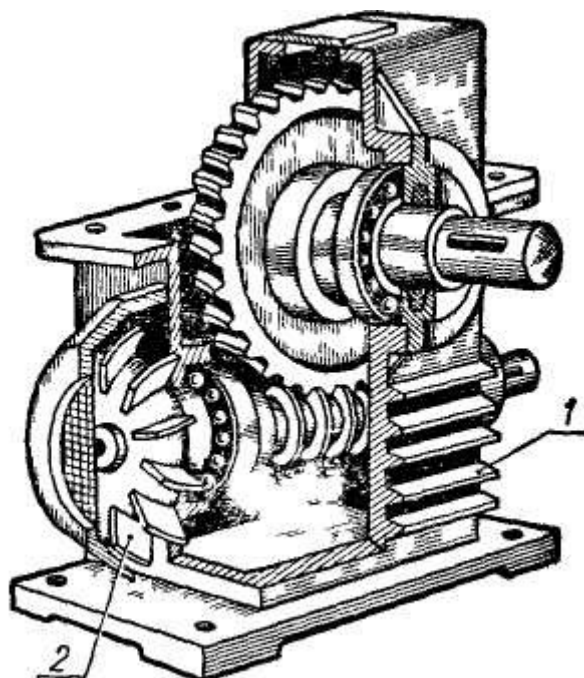


Рисунок 2.49 Охлаждение ребристого корпуса редуктора обдувом воздухом от вентилятора

По условию теплового баланса $(1 - \eta)N_1 = K_T(t_m - t_b)S$, откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе

$$t_m = t_b + \frac{(1 - \eta)N_1}{K_T S}.$$

Величина $[t]_m$ зависит от марки масла. Обычно принимают $[t]_m = 70\text{--}90^\circ\text{C}$.

Если при расчете окажется, что $t_m > [t]_m$, то необходимо:

1. Либо увеличить поверхность охлаждения S , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается только 50 % поверхности ребер, рисунок 2.50).

2. Либо применить искусственное охлаждение, которое может осуществляться:

а) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка, в этом случае увеличивается K_T ;

б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик;

в) применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником.

Тепловой расчет червячных передач производится как проверочный после определения размеров корпуса при эскизном проектировании.

Пример 2 Расчет цилиндрической прямозубой передачи

Выбор материала зубчатых колес и вида термообработки

При выборе материала зубчатых колес следует учитывать назначение проектируемой передачи, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам и возможную технологию изготовления колёс. Основным

материалом для изготовления зубчатых колёс является сталь. Необходимую твердость в сочетании с другими механическими характеристиками (а, следовательно, желаемые габариты и массу передачи) можно получить за счет назначения соответствующей термической или химико-термической обработки стали.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими габаритами колес (когда термическая обработка их затруднена) обычно применяют стали с твердостью не более 350 HB, которая обеспечивается нормализацией или термоулучшением материала. При этом возможно чистовое нарезание зубьев непосредственно после термообработки с высокой точностью изготовления, а при работе передачи обеспечивается хорошая прирабатываемость зубьев без хрупкого разрушения их при динамических нагрузках.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HB₁ рекомендуют назначать больше твердости HB₂ колеса не менее чем на (10...15)HB.

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять зубчатые колеса с высокотвердыми зубьями. При твердости более 350HB её обычно выражают в единицах Роквелла – HRC (1HRC = 10 HB).

Такая твердость обеспечивается после проведения упрочняющих видов термической и химикотермической обработки: закалки (объемной или поверхностной), цементации с последующей закалкой, азотирования и др.

Применение высокотвердых материалов является резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач, уменьшения их габаритов и массы. Однако с высокой твердостью материала связаны дополнительные трудности: плохая прирабатываемость зубьев, прогрессирующее усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, необходимость проведения термообработки после зубонарезания. Большинство видов упрочняющей термообработки сопровождается значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев, восстановления требуемой степени точности требуются дополнительные дорогостоящие зубоотделочные операции (шлифование, полирование, притирка и т. п.), что удлиняет технологический процесс изготовления зубчатых колес и значительно повышает стоимость передачи.

Таблица 2.5. Механические характеристики сталей

Марка стали	$D_{\text{пред}}$, мм	$S_{\text{пред}}$, мм	Термообработка	Твёрдость заготовки		σ_B , Н/мм ²	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
35	–	–	Н	163...192HB		550	270	235
40	120	60	У	192...228HB		700	400	300
45	–	–	Н	179...207HB		600	320	260
45	125	80	У	235...262HB		780	540	335
45	80	50	У	269...302HB		890	650	380
40Х	200	135	У	235...262HB		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302HB		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50HRC ₃	269...302HB	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262HB		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302HB		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC ₃	269...302HB	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262HB		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302HB		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC ₃	269...302HB	920	790	420
35Л	–	–	Н	163...207HB		550	270	235
40Л	–	–	Н	147 HB		520	295	225
45	315	200	У	207...235HB		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262HB		850	600	365
20Х 18ХГТ 12ХН3А	200	125	У+ЦК	56...63HRC ₃	300...400HB	900	800	400
38ХМЮА	–	–	А	57...67HRC ₃	30...35HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	–	40	З	45...53HRC		1060	1400	500

Рекомендуемые для изготовления зубчатых колес марки конструкционных сталей, виды их термообработки и соответствующие основные механические характеристики приведены в таблице 2.5. При этом важно, чтобы размеры заготовок колес (диаметр $D_{\text{заг}}$ и толщина обода или диска $S_{\text{заг}}$) не превышали предельных значений $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$.

1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения:

Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация, А – азотирование.

2. Для цилиндрических и конических колёс с выточками принять меньшее из значений $D_{\text{заг}}$, $S_{\text{заг}}$.

Расчет допускаемых напряжений

Расчет на усталость рабочих поверхностей зубьев колес при циклических контактных напряжениях базируется на экспериментальных кривых усталости, которые обычно строят в полулогарифмических координатах (рисунок 2.50).

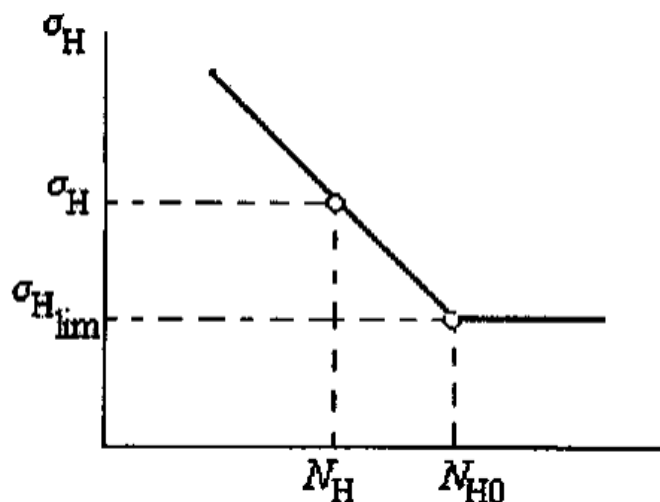


Рисунок 2.50

Где σ_H – наибольшее напряжение цикла, N_H – число циклов нагружений, $\sigma_{Hlim}(\sigma_{H0})$ – предел выносливости материала, $N_{HG}(N_{H0})$ – базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости).

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2}}{S_{H1,2}} Z_{N1,2},$$

где $\sigma_{Hlim1,2}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в таблице 2.2;

$S_{H1,2}$ – коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $S_H=1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $S_H=1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

$Z_N(K_{HL})$ – коэффициент долговечности.

$$Z_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1, \text{ но } 2,6 \text{ при } S_H=1,1;$$

и $\leq 1,8$ при $S_H=1,2$.

Если $N_{H1,2} \geq N_{HG1,2}$, то следует принимать $Z_{N1,2} = 1$.

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{HG}$).

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений $N_{1,2} = 60cn_{1,2}t$, где c – число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого одноступенчатого редуктора $c = 1$);

$n_{1,2}$ – частота вращения того зубчатого колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин;

t – время работы передачи (ресурс) в часах, $t = L_h$.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи, поэтому его принимают за расчетный также в случае неопределенного (незадаваемого) режима нагружения.

Таблица 2.6

Термообработка	Твердость зубьев**		Группа сталей	σ_{Hlim} ** Па	S_H	σ_{Flim} ** МПа	S_F	$[\sigma_H]_{max}$ ** МПа	$[\sigma_F]_{max}$ ** МПа
	на поверхности	в сердцевине							
Нормализация, улучшение	180...350HB		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др	2HB+70	1,1	1,8HB	1,75	$2,8\sigma_T$	2,74HB
Объемная закалка	45...55HRC		40X, 40XH, 45XЦ, 36+150 XM и др.	18HRC		550		$2,8\sigma_T$	1400
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	56...63 HRC 45...55 HRC	25...55 HRC	55ПП, У6, 35XM, 40X, 40XH и др.	17HRC _п +200	1,2	900		40HRC _{пов}	1260
						650			
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n < 3$ мм)	45...55 HRC		35XM, 40X, 40XH и др.	17HRC _п +200		550		40HRC _{пов}	1430
Азотирование	55...67 HRC 50...59 HRC	24...40H RC	35ХЮМ, 38ХМЮА 40X, 40ХФА 40ХНМА и др	1050 1050	1,2	12HRC _{се} +300	1,75	40HRC _{пов}	1000
								30HRC _{пов}	
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45H RC	Цементируемые стали	23HRC _п ов		750		40HRC _{пов}	1200
Нитроцементация и закалка	55...63 HRC	30...45H RC	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ Безмолибденовые стали 25ХГТ, 35Х	23HRC _п ов		1000	1,5	40HRC _{пов}	1520
						750			

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

**Приведён диапазон значений твёрдости, в котором справедливы рекомендуемые зависимости для пределов выносливости и предельных допускаемых напряжений (рассчитывают по средним значениям твёрдости в пределах допускаемого отклонения, указанного в таблице);

HRC_{пов} – твёрдость поверхности; HRC_{сердц} – твёрдость сердцевины.

Большинство режимов нагружения современных машин сводятся приблизительно к шести типовым режимам (рисунок 2.51).

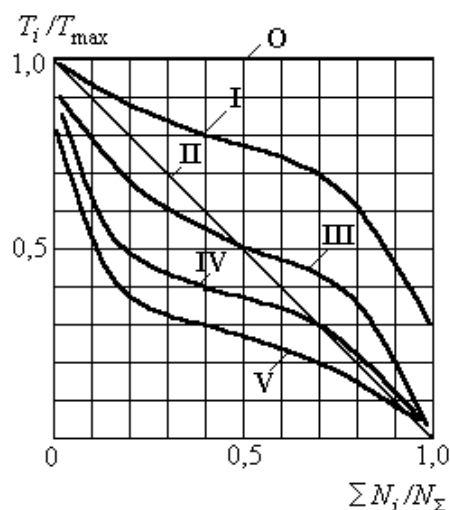


Рисунок 2.51 0 – постоянный, I – тяжелый, II – средний равновероятный, III – средний нормальный, IV – легкий, V – особо легкий

Режим работы передачи с переменной нагрузкой при расчете допускаемых контактных напряжений заменяют некоторым постоянным режимом, эквивалентным по усталостному воздействию. При этом в формулах расчетное число циклов N_H перемены напряжений заменяют эквивалентным числом циклов N_{HE} до разрушения при расчетном контактном напряжении.

$N_{HE1,2} = \mu_H N_{H1,2}$, где $\mu_H(K_{HE})$ – коэффициент эквивалентности, значения которого для типовых режимов нагружения приведены в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 Типовые режимы нагружения

Режим работы	Расчёт на контакт. усталость			Расчёт на изгибную усталость			
	Термообработка	$m/2$	$\mu_H(K_{HE})$	Термическая обработка	m	$\mu_F(K_{FE})$	Термическая обработка
0	любая	3	1,0	улучшение, нормализация, азотирование	6	1,0	закалка
I			0,5			0,3	объёмная,
II			0,25			0,143	поверхностная,
III			0,18			0,065	цементация
IV			0,125			0,038	
V			0,063			0,013	
							9

Базовое число циклов N_{HG} перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости σ_{Hlim} , рассчитывают по эмпирическим следующим зависимостям

$$N_{HG1,2} = 30HB_{1,2}^{2,4} \approx HB_{1,2}^3 \leq 120 \cdot 10^6.$$

Из двух значений (для зубьев шестерни и колеса) рассчитанного допускаемого контактного напряжения в дальнейшем за расчетное принимают:

- для прямозубых (цилиндрических и конических) передач – меньшее из двух значений допускаемых напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев H_1 и $H_2 \leq 350HB$ – меньшее из двух напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач, у которых зубья шестерни значительно (не менее 70...80 HB) тверже зубьев колеса

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25[\sigma_H]_{lim},$$

где $[\sigma_H]_{lim}$ – меньшее из значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Допускаемые напряжения изгиба

Расчет зубьев на изгибную выносливость выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса, для которых вычисляют допускаемые напряжения изгиба по формуле

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{Flim1,2}}{S_{F1,2}} Y_a Y_{N1,2},$$

где $\sigma_{Flim}(\sigma_{F0})$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, значения которого приведены в таблице 2.2;

S_F – коэффициент безопасности, рекомендуют $S_F=1,5...1,75$ (таблица 2.2);

$Y_a(K_{FC})$ – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи), при односторонней нагрузке $Y_a=1$ и при реверсивной $Y_a=0,7...0,8$ (большие значения назначают при H_1 и $H_2 > 350HB$);

$Y_N(K_{FL})$ – коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету Z_N (смотри выше).

$$\text{При } H \leq 350HB. Y_{1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4.$$

$$\text{При } H > 350HB. Y_{1,2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6.$$

При $N_{FE1,2} \geq N_{FG}$ следует принимать $Y_{1,2} = 1$. Рекомендуют принимать для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. При постоянном режиме нагружения передачи

$$N_{FE1,2} = N_{F1,2} = N_{H1,2} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot t.$$

При переменных режимах нагрузки, подчиняющихся типовым режимам нагружения (рисунок 2.53)

$$N_{FE1,2} = \mu_F N_{F1,2},$$

где $\mu_F(K_{FE})$ принимают по таблице 2.7.

Проектный расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

При проектном расчёте прежде всего определяют главный параметр цилиндрической передачи межосевое расстояние a_w , в мм. Расчёт производят по следующим формулам:

– для прямозубой передачи

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} E_{\text{пр}}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}};$$

– для косозубой передачи

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} E_{\text{пр}}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}.$$

В указанных формулах знак «+» принимают в расчётах передачи внешнего зацепления, а знак «–» – внутреннего зацепления.

Рекомендуется следующий порядок расчётов.

При необходимости определяют (или уточняют) величину вращающего момента на колесе передачи T_2 в Н мм. В случае задания в исходных данных на курсовой проект вращающего момента $T_{\text{вых}}$ номинальный момент на колесе рассчитываемой передачи $T_2 = \frac{10^3 T_{\text{вых}}}{\eta_{nk}}$.

При задании полезной мощности привода $P_{\text{пол}}$ (кВт) номинальный вращающий момент на колесе рассчитывают по формуле $T_2 = 9550 \frac{P_{\text{пол}}}{n_2} 10^3$, где n_2 – частота вращения вала колеса, мин.

Из таблицы 2.8 назначают относительную ширину колёс $\Psi_{ba} = b_w/a_w$ в соответствии со схемой расположения колёс относительно опор и выбранной ранее твёрдостью поверхностей зубьев.

Большие значения Ψ_{ba} целесообразно принимать для передач с постоянными или близкими к ним нагрузками. В дальнейшем в расчетах может встретиться относительная ширина колёс $\Psi_{ba} = \frac{b_w}{d_{w1}}$, которую рассчитывают с учетом зависимости $\Psi_{ba} = \frac{\Psi_{ba}(u \pm 1)}{2}$.

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине контакта $K_{H\beta}$ выбирают по кривым на графиках рисунка 2.52 а, б в соответствии с расположением зубчатых колёс передачи относительно опор, твёрдостью рабочих поверхностей зубьев и относительной шириной колёс. Приведённый модуль упругости $E_{\text{пр}}$ в случае различных материалов колёс рассчитывают по соотношению

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}.$$

Если в передаче используется для изготовления колёс один материал (например, сталь с $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа или чугун с $E = 0,9 \cdot 10^5$ МПа), тогда $E_{\text{пр}} = E$, МПа.

Полученное значение межосевого расстояния a_w (мм) для нестандартных передач рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по одному из рядов нормальных линейных размеров (таблица 2.8).

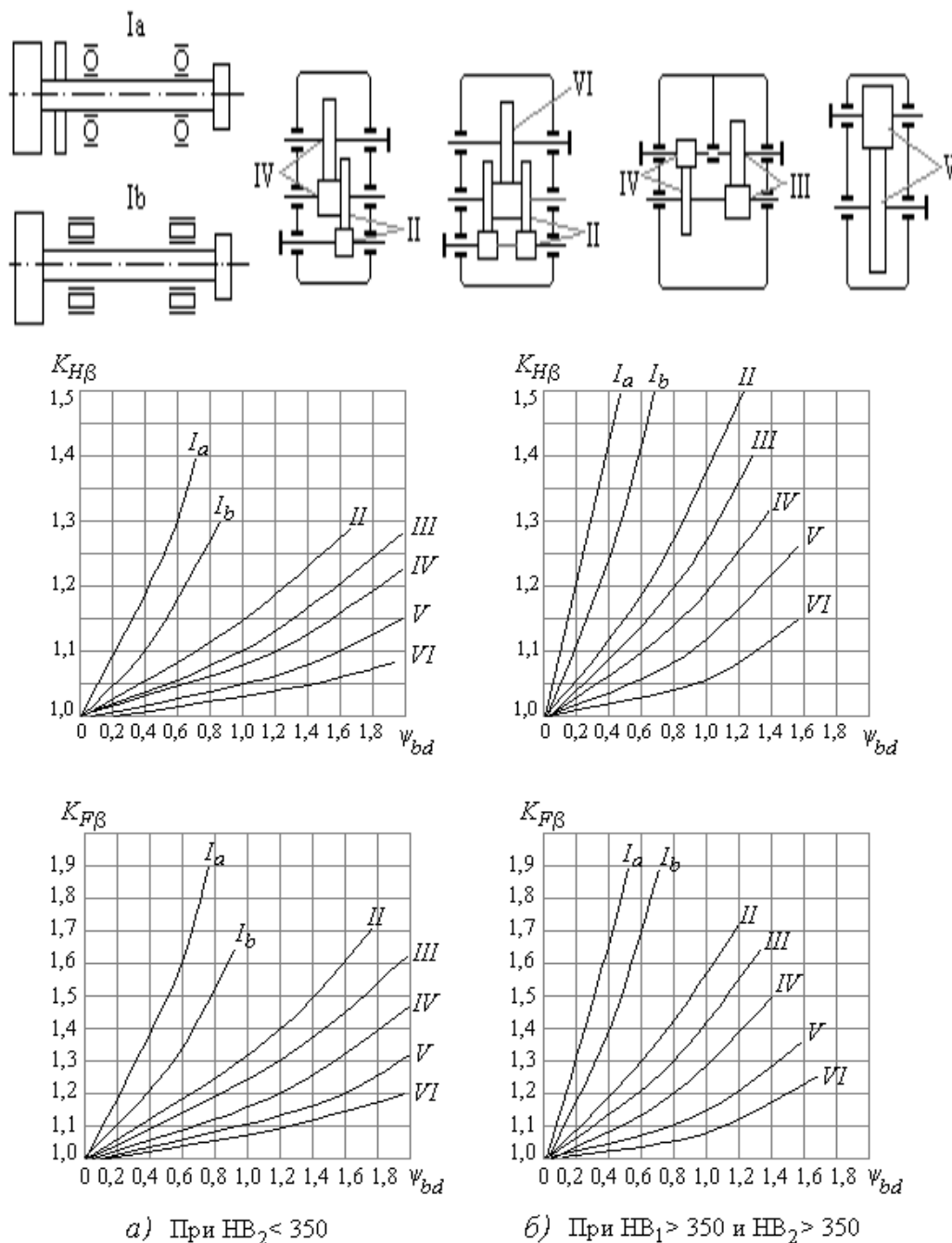


Рисунок 2.52

Таблица 2.8. Относительная ширина колёс Ψ_{ba}

Схема расположения колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 \leq 350HB$ или H_1 и $H_2 \leq 350HB$	H_1 и $H_2 > 350HB$
Симметричная	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричная	0,25...0,4	0,20...0,25
Консольная	0,20...0,25	0,15...0,20

Таблица 2.9 Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
40	40	40		200	200	200	
			41				205
			42				210
			44				
	45	45			220	220	
			46				230
			48				240
			49				
50	50	50		250	250	250	
			52				
			53				260
			55				270
	56	56			280	280	
			58				290
			60				300
			62				310
63	63	63		320	320	320	
			65				330
			67				340
			70				350
	71	71			360	360	
			73				370
			75				380
			78				
80	80	80		400	400	400	
			82				410
			85				420
							440
	90	90			450	450	
			92				460
			95				480
			98				490
100	100	100		500	500	500	
			102				515
			105				530
			108				545
	110	110			560	560	
			112				580
			115				600
			118				615
125	125	125		630	630	630	
			130				650
			135				670
	140				710	710	
			145				730
			150				750
			155				775
160	160	160		800	800	800	
			165				825
			170				850
			175				875
	180	180			900	900	
			185				925
			190				950
			195				975

Геометрический расчёт закрытой цилиндрической передачи

Определяют модуль зацепления m (или m_n для косозубой передачи) из соотношения $m(m_n) = (0,01...0,02)a_w$, если H_1 и $H_2 \leq 350HB$ и $m(m_n) = (0,016...0,0315)a_w$, если H_1 и $H_2 > 350HB$.

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного значения по 1-му ряду модулей: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм. При этом для силовых передач рекомендуют принимать $m(m_n) \geq 1,5$ мм.

Для косозубой передачи угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8...20$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для прямозубых колёс } z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m};$$

$$\text{для косозубых колёс } z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}.$$

Полученное значение z_{Σ} округляют до целого числа.

Число зубьев шестерни определяют из соотношения $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u \pm 1}$, где u – передаточное число передачи, $u = z_2/z_1 \geq 1$. Здесь знак «+» – для внешнего зацепления, знак «–» – для внутреннего зацепления.

Значение z_1 следует округлить до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев необходимо назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cos^3 \beta$ – для косозубых колёс. Зачастую для уменьшения шума в быстроходных передачах принимают $z_1 \geq 25$.

Рассчитывают число зубьев колеса передачи $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$.

Определяют фактическое значение передаточного числа передачи $u_{\phi} = z_2/z_1$ с точностью до двух знаков после запятой. Определяют или назначают фактическое межосевое расстояние $a_{w\phi}$ цилиндрической зубчатой передачи. Для прямозубой передачи должно выполняться условие $a_{w\phi} = m(z_1 + z_2)/2$. Для косозубой передачи уточняют значение фактического угла наклона линии зуба $\beta_{\phi} = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma}m_n}{2a_{w\phi}}\right)$.

Рабочую ширину зубчатого венца колеса рассчитывают, как $b_w = \Psi_{ba} a_{w\phi}$ и округляют до целого числа по ряду R_{a20} нормальных линейных размеров (таблица 2.9). Тогда ширина зубчатого венца колеса $b_2 = b_w$, ширина зуба шестерни $b_1 = b_2 + (2 \dots 5)$ мм.

Делительные диаметры рассчитывают по формулам:

$$d_{1,2} = mz_{1,2} - \text{для прямозубых колёс};$$

$$\text{и } d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos \beta_{\phi}} - \text{для косозубых колёс}.$$

$$\text{Начальный диаметр шестерни} - d_{w1} = \frac{2a_{w\phi}}{u_{\phi} \pm 1}.$$

$$\text{Начальный диаметр колеса передачи} - d_{w2} = \frac{2a_{w\phi} u_{\phi}}{u_{\phi} \pm 1}.$$

Диаметры вершин зубьев колёс $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$ для прямозубых и $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m_n$ – для косозубых колёс. Диаметры впадин зубьев

колёс $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m$ – для прямозубых и $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m_n$ – для косозубых колёс. Точность вычислений диаметральных размеров колёс должна быть не выше 0,001 мм. Угол α_w зацепления передачи принимают равным углу α профиля исходного контура $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Проверочный расчёт закрытой цилиндрической передачи

Проверка контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колёс

Расчётом должна быть проверена справедливость соблюдения следующих неравенств:

– для прямозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{HV} E_{\text{пр}} (u_\phi \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w u_\phi}} \leq [\sigma_H];$$

– для косозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{HV} E_{\text{пр}} (u_\phi \pm 1)}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w u_\phi}} \leq [\sigma_H];$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям, $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta_\phi / \varepsilon_\alpha}$.

Для косозубой передачи дополнительно рассчитывают ε_α – коэффициент торцового перекрытия зубчатой передачи по формуле

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

Здесь также знак «+» относится к передачам внешнего зацепления, а «–» – внутреннего зацепления.

Рассчитывают (или уточняют) величину вращающего момента T_1 в Нмм на шестерне проверяемой передачи

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \eta},$$

где η – КПД передачи, он учитывает потери мощности в зубчатой передаче; обычно $\eta=0,97$.

Для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки K_{HV} необходимо по таблице 2.10 назначить степень точности передачи в зависимости от окружной скорости в зацеплении $V = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 1000)$ м/с.

Таблица 2.10 Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости вращения колёс V , м/с		
	прямозубых		косозубых
	цилиндрических	конических	цилиндрических
6	до 15	до 12	до 30
7	до 10	до 8	до 15
8	до 6	до 4	до 10
9	до 2	до 1,5	до 4

Затем по таблице 2.10 находят значение коэффициента K_{HV} для рассчитываемой передачи.

В косозубой передаче теоретически зацепляется одновременно не менее двух пар зубьев. На практике ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары может быть небольшой зазор, который устраняется под нагрузкой вследствие упругих деформаций зубьев. Однако, первая пара зубьев нагружена больше, чем вторая на размер усилия, необходимого для устранения зазора. Это учитывают коэффициентом $K_{H\alpha}$, назначаемым из таблицы 2.8.

Примечания к таблице 2.10:

1. Твёрдость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350HB, H_2 \leq 350HB; \\ H_1 \leq 45HRC, H_2 \leq 350HB; \end{cases}$$

$$b - H_1 \geq 45HRC, H_2 \geq 45HRC.$$

2. Верхние цифры относятся к прямым зубьям, нижние – к косым зубьям.

Если в результате проверки выявится существенная недогрузка (свыше 10 %) передачи, то с целью более полного использования возможностей материалов зубчатых колёс возможна корректировка рабочей ширины зубчатого венца по соотношению $b_{\text{уточ.}} = b_w \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$.

Уточнённое значение рабочей ширины венца рекомендуется округлить до нормального линейного размера (таблица 2.11).

Таблица 2.11 Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV}

Степень точности	Твёрдость поверхностей зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с				
			1	3	5	8	10
6	а	K_{HV}	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,13
		K_{FV}	1,06	1,18	1,32	1,50	1,64
			1,03	1,09	1,13	1,20	1,26
	б	K_{HV}	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20
			1,01	1,03	1,04	1,06	1,08
		K_{FV}	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20
			1,01	1,03	1,04	1,06	1,08
7	а	K_{HV}	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
			1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
		K_{FV}	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
			1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
	б	K_{HV}	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
			1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
		K_{FV}	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
			1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
8	а	K_{HV}	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
			1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
		K_{FV}	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
			1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
	б	K_{HV}	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
		K_{FV}	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
9	а	K_{HV}	1,06	1,12	1,28	1,45	1,56
			1,02	1,06	1,11	1,18	1,22
		K_{FV}	1,11	1,33	1,56	1,90	2,25
			1,04	1,12	1,22	1,36	1,45
	б	K_{HV}	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35
			1,01	1,03	1,07	1,11	1,14
		K_{FV}	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35
			1,01	1,03	1,07	1,11	1,14

Таблица 2.12

Окружная скорость V , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
5...10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
10...15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба

Расчёт выполняют отдельно для шестерни и для зубчатого колеса передачи после уточнения нагрузок на зубчатые колёса и их геометрических параметров.

Проверяют справедливость соотношения расчётных напряжений изгиба σ_F и допускаемых напряжений $[\sigma_F]$:

– для прямозубых колёс:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1,2}}{m b_{\text{уточ.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2};$$

– для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1,2}}{m_n b_{\text{уточ.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2};$$

где $Z_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба, $Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}$. Здесь Y_{β} – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии на зубе к основанию зуба, $Y_{\beta} = 1 - \beta/140$, где β подставляют в градусах. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями K_F назначают по таблице 2.8.

Окружное усилие в зацеплении колёс рассчитывают по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта $K_{F\beta}$ определяют по графикам рис. 2.53 а, б, аналогично рассмотренному выше определению значения коэффициента $K_{H\beta}$. Коэффициент формы зуба Y_F для прямозубых колёс назначают по стандарту в зависимости от фактического числа зубьев для прямозубых колёс и от числа зубьев эквивалентных колёс $Z_{V1,2} = Z_{1,2} / \cos^3 \beta$ – для косозубых колёс. Если при проверочном расчёте рабочие напряжения изгиба $\sigma_{F1,2}$ в зубьях колёс оказываются значительно меньшей величины, чем допускаемые напряжения, то для закрытых передач это вполне допустимо, так как нагрузочная способность таких передач ограничивается, как правило, контактной выносливостью зубьев.

Раздел 3 Валы и оси

Валы передают крутящий момент и обычно воспринимают напряжения изгиба от действующих нормальных к оси сил. В отличие от валов оси крутящего момента не передают, а воспринимают лишь изгиб.

По конструктивной схеме различают валы:

- а) с прямой осью;
- б) с ломаной осью (коленчатые);
- в) с криволинейной осью (гибкие).

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда, валы изготавливаются совместно с другими деталями, например, шестернями, кривошипами, эксцентриками. Гибкие валы изготавливаются многослойной навивкой стальной пружинной проволоки на тонкий центральный стержень. Они сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличении диаметра момент инерции сечения, а, следовательно, и жесткость резко возрастают. Поэтому, при всех положительных качествах и удобстве привода, такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение.

В качестве материалов для валов применяются среднеуглеродистые стали типа Ст. 40, Ст. 45, Ст. 50, Ст. 40Х, Ст.40ХН и др., обычно с термообработкой до средней твердости. Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность ($HRC=50 - 60$), что может быть достигнуто применением закалки ТВЧ или цементации и закалки. Характерной особенностью валов является то, что они работают при циклическом изгибе наиболее опасного симметричного цикла, который возникает вследствие того, что вал, вращаясь, поворачивается к действующим изгибающим нагрузкам то одной, то другой стороной. При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;
- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

Для оценки правильного выбора геометрической формы вала пользуются гидравлической аналогией, которая гласит: «Если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный, возникнет концентрация напряжений».

Расчет валов на прочность

В начале проектирования известны крутящие моменты, передаваемые валами, но еще нет данных для определения изгибающих моментов, так как не известны плечи нагрузок; поэтому первым этапом является предварительный, а вторым – уточненный расчет.

Предварительный расчет валов

Расчет производится на кручение с уменьшением допускаемых напряжений в 3 – 4 раза, так как не учитывается действие изгиба.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{0,2d^3} = [\tau], \quad [\tau] = (0,25 - 0,3)[\tau].$$

Полученный расчетный диаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]}}$$

должен быть увеличен на глубину шпоночного паза и округлен до ближайшего стандартного значения.

Уточненный расчет валов

Расчет производится на совместное действие изгиба и кручения; нормальные от изгиба и касательные от кручения напряжения суммируются обычно по III (иногда по IV) теории прочности. Эпюры изгибающих моментов строятся отдельно в вертикальной (Y) и горизонтальной (Z) плоскостях. Все силы разлагаются на составляющие, действующие в этих плоскостях. Результирующая эпюра изгибающих моментов получается векторным суммированием моментов, действующих в плоскости (Y) и (Z).

Рассмотрим расчет вала на примере червяка.

Расчетный момент

$$M_p = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}.$$

Расчетное напряжение

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W} = \frac{M_p}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u.$$

Диаметр в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1[\sigma]_u}}.$$

Размер d нужно увеличить на глубину шпоночного паза, а если вал шлицевой, то – на двойную высоту шлицов.

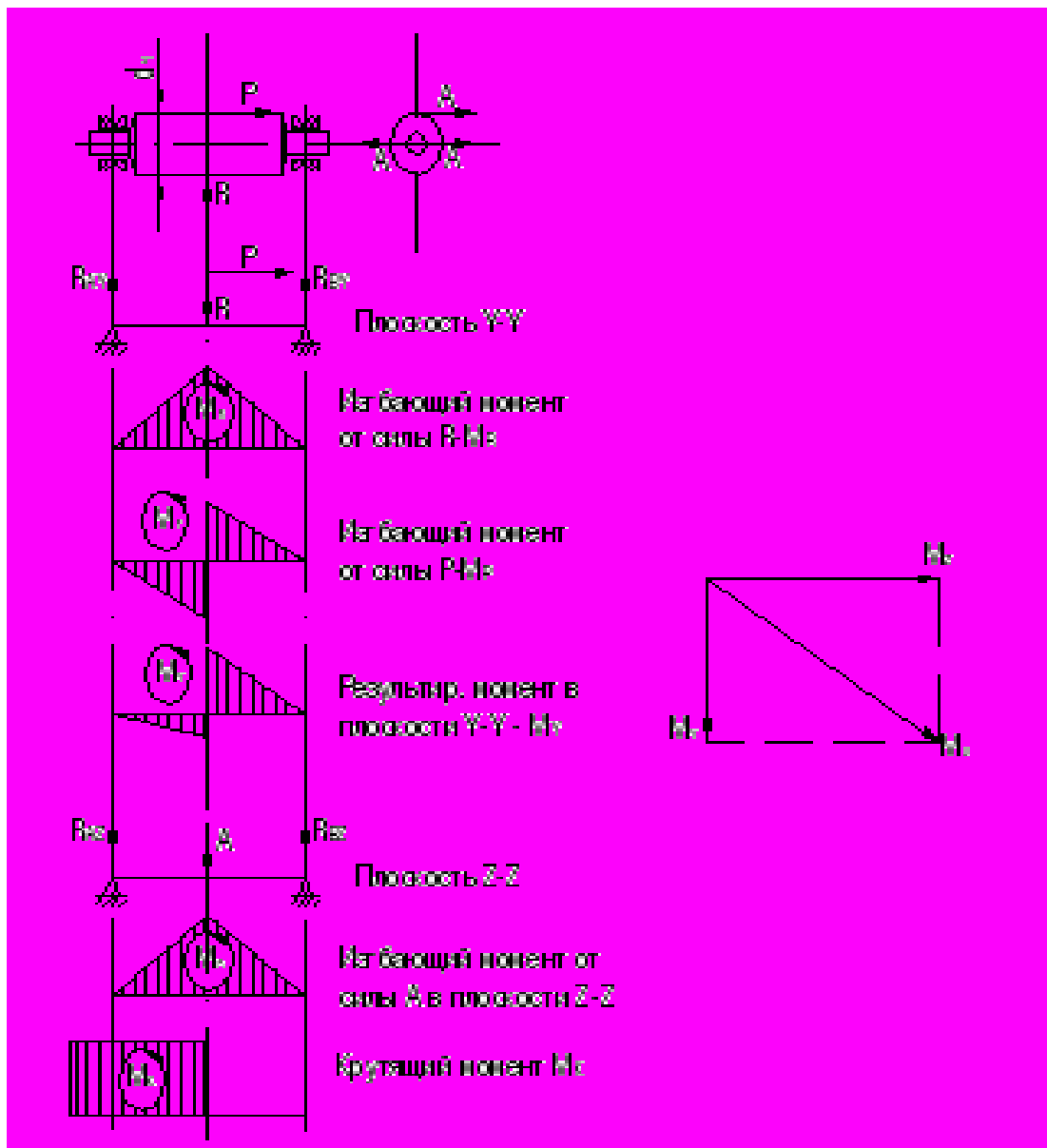


Рисунок 3.1 Эпюры моментов

Определение допускаемых напряжений изгиба в валах

Так как валы работают на циклический изгиб, то критерием прочности для них служит предел усталости (выносливости) материала при симметричном цикле. Существуют различные методики определения допускаемых напряжений или запаса прочности в валах. Здесь рекомендуется хорошо себя оправдавший метод, применяющийся также при расчете шестерен на усталостный изгиб зубьев.

$$[\sigma]_u = \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{n_1 K_\sigma},$$

где n_1 – запас прочности по пределу усталости;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

ε – масштабный фактор, то есть коэффициент, показывающий, насколько материал в данном сечении вала слабее материала испытываемого образца.

Величины ε , σ_{-1} , n_1 , K_σ – определяются по таблицам справочников.

Расчет валов на жесткость

В некоторых случаях прочный вал не удовлетворяет требованиям жесткости – деформации изгиба или кручения превышают допустимые нормы. В частности, например, большой прогиб валов может приводить к перекосу зубьев шестерен в зацеплении, следовательно, повышенному их износу. Определение прогибов валов производится по формулам курса «Сопротивление материалов». Сначала определяется максимальный прогиб в плоскости $(Y) - f_y$, затем в плоскости $(Z) - f_z$, после чего прогибы векторно суммируются и сравниваются с допустимым.

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} \leq [f]$$

Максимальный угол закручивания определяется также по формулам курса «Сопротивление материалов».

$$\varphi = \frac{Ml}{GJ_p} \leq [\varphi]$$

Допускаемый угол закрутки в градусах на метр длины можно принимать равным $[\varphi] = \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{3}\right)^\circ$.

Пример 1 Расчет валов и опорных конструкций

В различных узлах машин (в том числе в механических передачах) содержится ряд деталей, предназначенных для поддержания вращающихся элементов зубчатых и червячных колёс, шкивов, звёздочек и т. д. Такие детали называются валами и осями. По конструкции оси и прямые валы мало отличаются друг от друга, но характер их работы существенно различен: оси являются поддерживающими деталями и воспринимают только изгибающие нагрузки; валы представляют собой звенья механизмов, передающие крутящие моменты и, помимо изгиба, испытывают кручение.

Нагрузки, воспринимаемые валами и осями, передаются на корпуса, рамы и станины через опорные устройства подшипники.

Части валов и осей, непосредственно соприкасающиеся с подшипниками, носят общее наименование «цапфы». Цапфу, расположенную на конце вала, называют шипом, а цапфу на средней части вала шейкой. Цапфы, передающие на опоры осевые нагрузки, называют пятами.

Оси могут быть неподвижными или вращаться вместе с насаженными на них деталями. Валы при работе механизма всегда вращаются.

Признаками для классификации валов служат их назначение, форма геометрической оси, конструктивные особенности.

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие, то их обычно не учитывают.

Расчет валов

Расчёт редукторных валов производится в два этапа:

1-й проектный (приближённый) расчёт валов на чистое кручение;

2-й проверочный (уточнённый) расчёт валов на выносливость по напряжениям изгиба и кручения.

В проектируемых редукторах для валов рекомендуется применять термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, 40ХН и др. Механические характеристики сталей для изготовления валов определяют по таблице 3.1.

Проектный расчёт валов редуктора выполняют только по напряжениям кручения (как при чистом кручении), то есть при этом не учитывают напряжений изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Для компенсации этого значения допускаемых напряжений на кручение выбирают заниженными в пределах $[\tau]_K = 12...15 \text{ Н/мм}^2$. Меньшие значения $[\tau]_K$ для быстроходных валов, большие значения $[\tau]_K$ для тихоходных валов.

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей. На рисунке 3.2 приведены типовые конструкции валов одноступенчатых редукторов: *а* – быстроходный – цилиндрического; *б* – быстроходный – конического; *в* – тихоходный (l_3^* – в коническом редукторе).

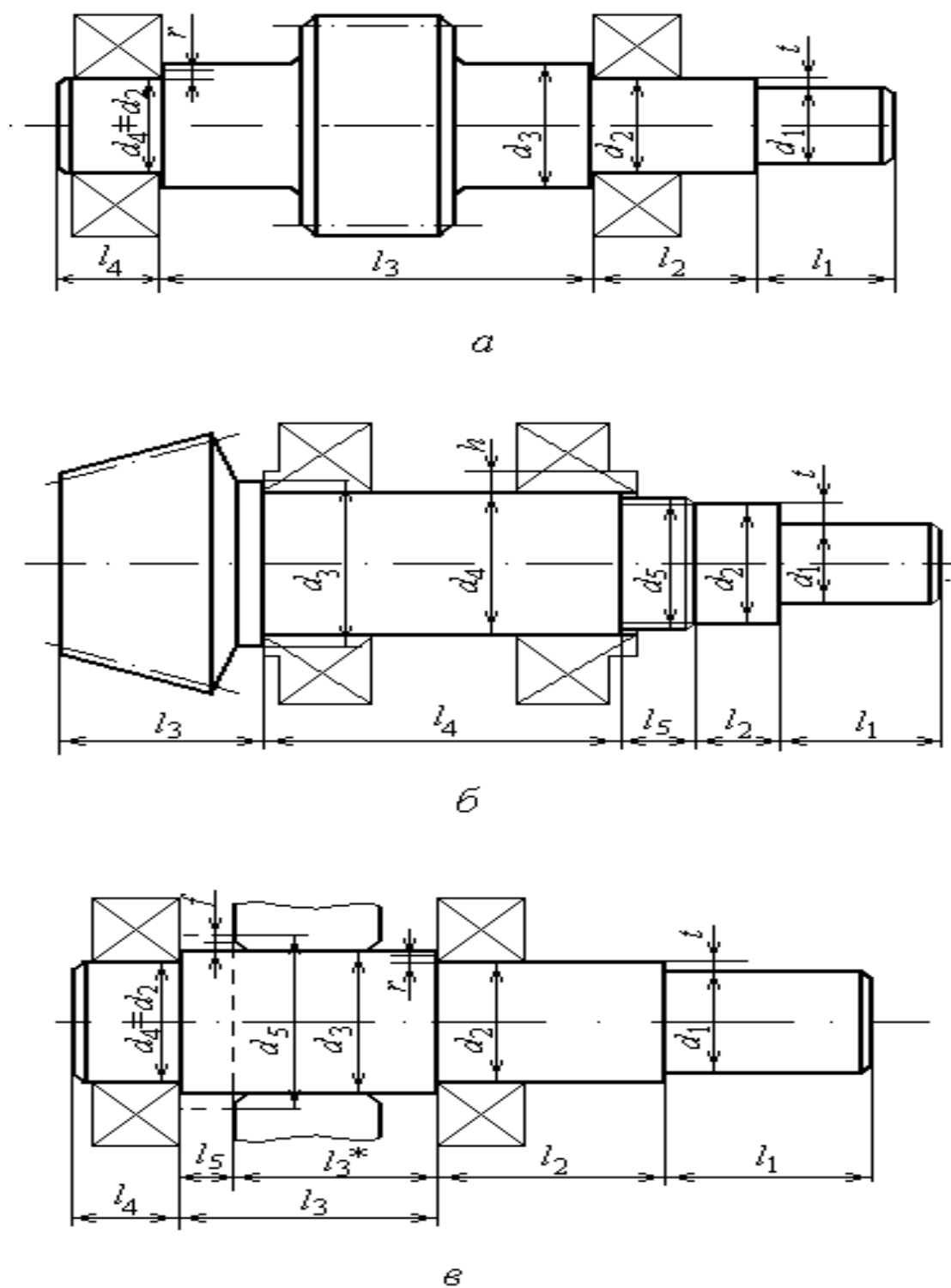


Рисунок 3.2 Типовые конструкции валов

Проектный расчёт ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: её диаметр d и длину l (таблица 3.1).

Таблица 3.1 Определение размеров ступеней валов одноступенчатых редукторов, мм

Ступень вала и её параметры d, l	Вал-шестерня коническая (рисунок 3.2б)	Вал-шестерня цилиндрическая (рисунок 3.2 а)	Вал колеса (рисунок 3.2 в)
1 – подэлемент открытой передачи или полумуфты	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 1000}{0.2 \cdot [\tau]_K}}$, где T – крутящий момент, Нм $l_1 = (0.8 \dots 1.5)d_1$ – под звёздочку; $l_1 = (1.0 \dots 1.5)d_1$ – под шестерню; $l_1 = (1.2 \dots 1.5)d_1$ – под шкив; $l_1 = (1.0 \dots 1.5)d_1$ – под полумуфту		
2 – подуплотнение крышки с отверстием и подшипник	d_2 только под уплотнение	$d_2 = d_1 + 2t$	$d_2 = d_1 + 2t$
	l_2 только под уплотнение	$l_2 \approx 1,5d_2$	$l_3 \approx 1,25d_2$
5 – под резьбу	d_5 d_5 под резьбу определить в зависимости от d_2	Не конструируют	$d_5 = d_3 + 3f$; ступень можно заменить распорной втулкой
	l_5 $l_5 \approx 0,4d_4$		l_5 определить графически
3 – под-шестерню, колесо	d_3 $d_3 = d_4 + 3,2r$ возможно $d_3 \leq d_{fe1}$	$d_3 = d_2 + 3,2r$ возможно $d_3 \leq d_{fe1}$; при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$	$d_3 = d_2 + 3,2r$
	l_3	l_3 определить графически на эскизной компоновке	
4 – подподшипник	d_4 $d_4 = d_5 + (2 \dots 4)$	$d_4 = d_2$	
	l_4 l_4 определить графически	$l_4 = B$ – для шариковых подшипников; $l_4 = B$ – для роликовых конических подшипников	

Примечания:

1. Значения высоты t заплеика (буртика) и f величины фаски ступицы колеса и координаты фаски $r_{\max}$ подшипника определяют в зависимости от диаметра ступени d по следующей таблице:

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	3	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,6
$r_{\max}$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5
f	1	1	1.2	1.6	2	2	2,5

2. Диаметр d_1 выходного конца быстроходного вала, соединённого с двигателем через муфту, определить по соотношению $d_1 = (0,8 \dots 1,2) d_{1(дв)}$, где $d_{1(дв)}$ – диаметр выходного конца вала ротора двигателя.

3. Диаметры d_2 и d_4 под подшипник округлить до ближайшего стандартного диаметра внутреннего кольца подшипника $d_{п.}$.

4. Диаметры ступеней (кроме d_2 и d_4) округлить до ближайшего стандартного значения из ряда $Ra40$.

Предварительный выбор подшипников качения

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительный выбор подшипников для каждого из валов редуктора проводят в следующем порядке:

1. В соответствии с рекомендациями (таблица 3.2) определяют тип, серию и схему установки подшипников.

2. По справочнику-каталогу выбирают типоразмер подшипников по величине диаметра внутреннего кольца подшипника, равного диаметру d_2 и d_4 ступеней вала под подшипники.

3. По выбранному из каталога типоразмеру определяют основные параметры подшипников: геометрические размеры d , D , $B(T, C)$; динамическую C_r и статическую C_{r0} грузоподъёмности. Здесь D диаметр наружного кольца подшипника, B ширина шарикоподшипника; T и C осевые размеры конического роликоподшипника.

Эскизная компоновка редуктора

Эскизная компоновка устанавливает положение шестерни и колёса закрытой зубчатой передачи, шестерни открытой передачи и муфты относительно стенок корпуса редуктора и подшипниковых опор, определяет расстояния l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения сил давления от шестерни открытой передачи и муфты на расстоянии $l_{оп}$ и $l_{м}$ от точки приложения реакции ближнего подшипника (рисунок 3.3).

Таблица 3.2. Предварительный выбор подшипников

Передача	Вид	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
цилиндрическая косозубая	Б	радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя (лёгкая)	0°	с одной фиксированной опорой
	ТТ	при отношении осевой силы F_a , действующей на подшипник, к радиальной реакции в опоре $F_a/F_r < 0,25$ – радиальные шариковые однорядные	Лёгкая (средняя)	0°	враспор
		при $F_a/F_r > 0,25$ – роликовые конические типа 7000	лёгкая	$\alpha = 12 \dots 16$	
коническая	Б	роликовые конические типа 7 000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин	Лёгкая (средняя)	$\alpha = 12 \dots 16$	врастяжку
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин		$\alpha = 25 \dots 29$	
	Т	роликовые конические типа 7000 или 1027000	лёгкая	$\alpha = 29$ для типа 1027000	враспор

При необходимости эскизная компоновка выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата А2 или А1 карандашом в контурных линиях в масштабе 1:1 и должна содержать эскизное изображение редуктора в двух проекциях, основную надпись (рисунок 3.2 и рисунок 3.1 форма 1). Эскизную компоновку редуктора рекомендуется выполнять в такой последовательности:

1. Намечают расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колёс.
2. Проводят оси проекций и осевые линии валов.

В цилиндрическом редукторе оси валов проводят на межосевом расстоянии параллельно друг другу, в коническом – под углом 90° .

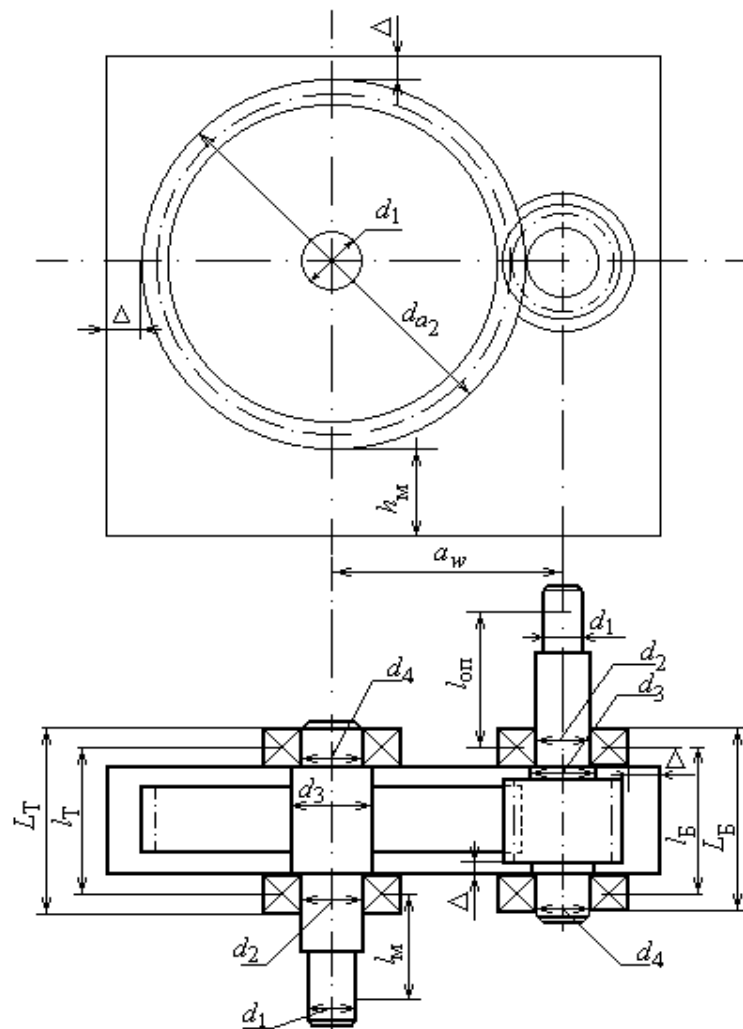


Рисунок 3.3 Изображение редуктора в двух проекциях

3. Вычерчивают зубчатую передачу в соответствии с геометрическими параметрами шестерни и колеса, полученными в результате проектного расчёта. Места зацепления колёс показывают в соответствии с рисунком 3.3 *а* – передача цилиндрическая; *б* – коническая.

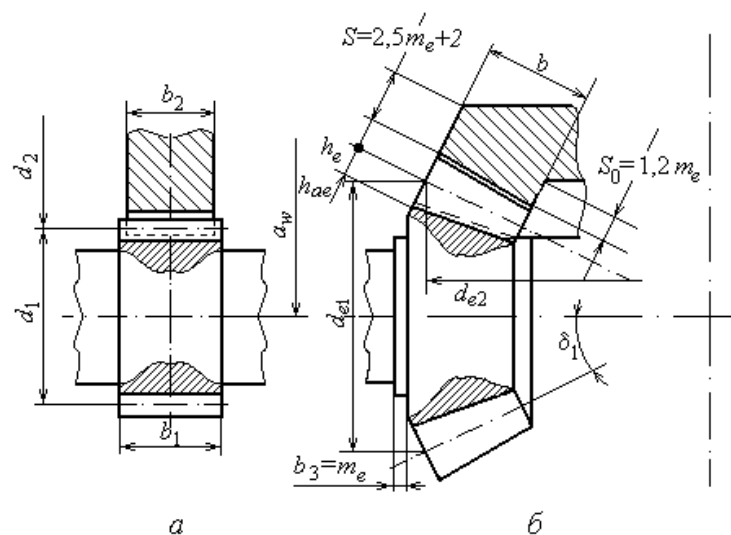


Рисунок 3.4

4. Для предотвращения задевания поверхностей вращающихся колёс за внутренние стенки корпуса контур стенок проводят с зазором $\Delta=8\ldots 10$ мм. Расстояние h_M (рисунок 3.4) между дном корпуса и поверхностью вершин зубьев колёс для всех типов редукторов принимают $h_M \geq 4\Delta$ (с целью обеспечения зоны отстоя масла).

Действительный контур корпуса редуктора зависит от его кинематической схемы, размеров деталей передач, способа транспортировки, смазки и тому подобного и определяется при разработке конструктивной компоновки.

5. Вычерчивают ступени вала на соответствующих осях в соответствии с геометрическими размерами d и l , полученными в проектном расчёте валов (таблица 3.1), и графическим определением конструкции валов для цилиндрического редуктора. Ступени валов вычерчивают в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получается конструктивно как расстояние между противоположными стенками редуктора или равное длине ступицы колеса.

6. На 2-й и 4-й ступенях вычерчивают контуры подшипников по размерам d , D , B (T , C) в соответствии со схемой их установки. Для конических роликоподшипников $h = (D - d) / 6$.

Контуры подшипников проводят основными линиями.

7. Определяют расстояния l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов.

Радиальную реакцию подшипника считают приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала (рисунок 3.5):

а) для радиального подшипника точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника, а расстояние между реакциями опор вала (рисунок 4.4 в) $l_T = L_T - B$;

б) для радиально-упорных шарикоподшипников и конических роликовых точка приложения реакции смещается от средней плоскости подшипника и её положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца (рисунок 3.5 а, б):

$a = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right)$ – для радиально-упорных однорядных шарикоподшипников;

$a = 0,5 \left(T + \frac{d+D}{3} e \right)$ – для конических однорядных роликоподшипников.

Где d , D , B , T – геометрические размеры подшипников;

α – угол контакта;

e – коэффициент осевого нагружения.

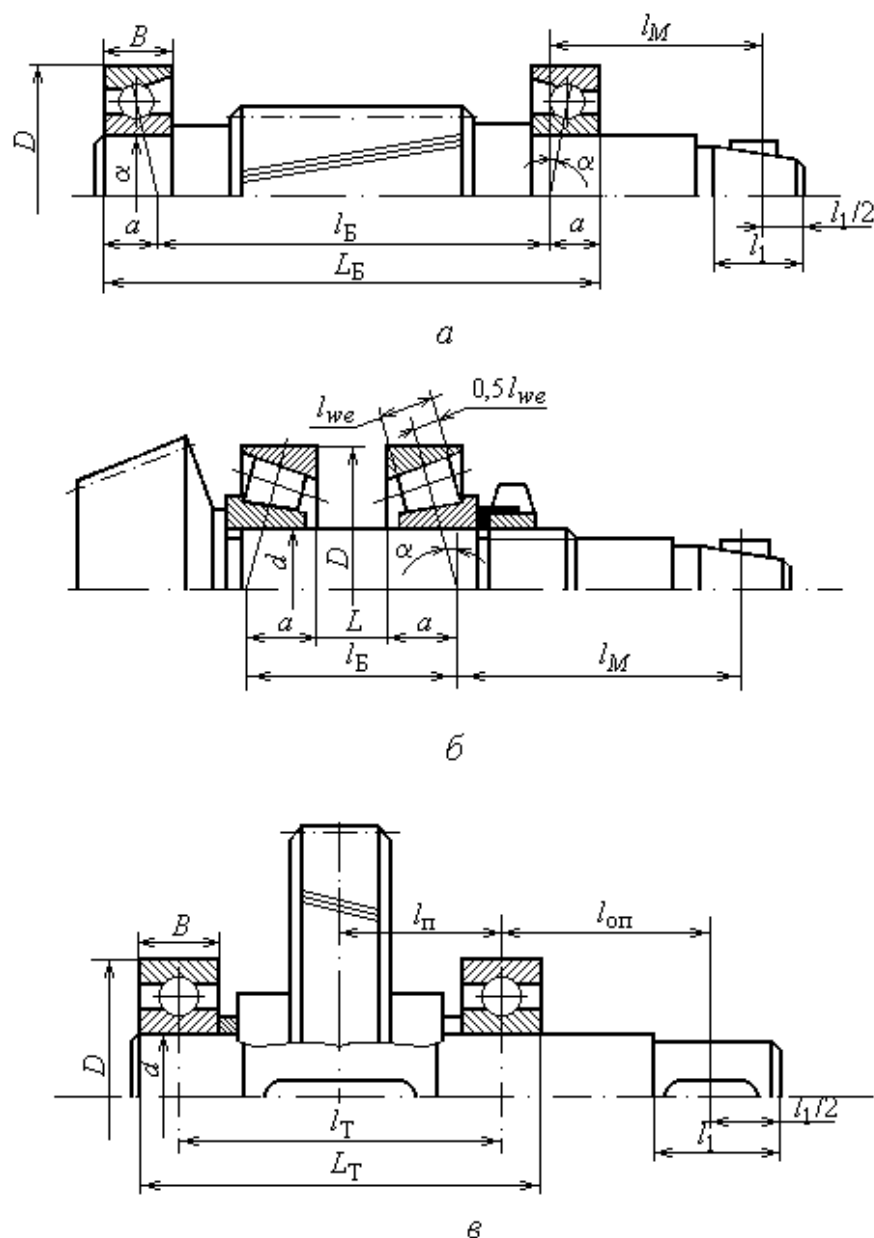


Рисунок 3.5

8. Определяют точки приложения консольных сил:

а) на выходном валу силы (давления $F_{оп}$ ремённой или цепной передач; зацепления зубчатых передач $F_{топ}$, $F_{аоп}$, $F_{роп}$) считают приложенными к середине выходного конца l_1 вала на расстоянии $l_{оп}$ от точки приложения реакции ближнего подшипника (рисунок 3.5 в).

б) на входном валу силу давления муфты F_M , приложенную между полумуфтами, считают распределённой, поэтому можно принять, что точка приложения силы F_M находится посередине выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_M от точки приложения реакции смежного подшипника (рисунок 3.5 а, б).

9. Проставляют на проекциях эскизной компоновки необходимые размеры.

Пример конструкции выходного вала показан на рисунке 3.5 в. В одноступенчатом цилиндрическом редукторе обычно применяют зубчатое колесо с симметричной ступицей и располагают его на равных расстояниях от опор.

В индивидуальном и мелкосерийном производствах валы изготавливают ступенчатыми, снабжая буртами для упора колёс и подшипников. Во всех вариантах конструкций подшипники устанавливают «враспор». Регулировка подшипников выходного вала, как и подшипников входного вала, осуществляется установкой набора тонких металлических прокладок под фланец привертной крышки, а в конструкциях с закладной крышкой установкой компенсаторного кольца при использовании радиального шарикоподшипника или нажимного винта при использовании конических роликоподшипников.

Проверочный расчёт валов на выносливость

На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное разрушение. Статическое разрушение, происходящее под действием случайных кратковременных перегрузок, наблюдается значительно реже. Поэтому для валов расчёт на выносливость (сопротивление усталости) является основным и заключается в определении расчётных коэффициентов запаса усталостной прочности в потенциально опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и наличием на валу концентраторов напряжений.

Расчёт валов на выносливость проводят в следующем порядке.

а) Составление расчётной схемы по чертежу вала и определение расчётных нагрузок и опорных реакций.

При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на двух шарнирных опорах. Подшипники качения, воспринимающие радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно–неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные.

Схемы приложения нагрузок могут быть разные создающие щадящие или наихудшие условия работы рассматриваемого вала. Основными нагрузками на валы являются силы от передач и полумуфт. На расчётных схемах эти силы, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные и приложенные в серединах ступицы. Влиянием силы тяжести валов и насаженных на них деталей пренебрегают. Силы трения в опорах не учитывают. На рисунке 3.6 приведен пример расчетной схемы выходного вала цилиндрического зубчатого редуктора с открытой прямозубой шестерней.

Внешние силы F_t , F_r , F_a , действующие в полюсе зацепления, приводят к оси вала и изображают отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, при этом возникают моменты пар сил – вращающий $T_2 = 0,5F_{t2} \cdot d_2$ и изгибающий $M_a = 0,5F_{a2} \cdot d_2$. Где d_2 – делительный диаметр колеса. Линейные размеры, особенности формы и конструктивные элементы вала

выявляются при конструировании передач, подшипниковых узлов, муфт с учётом рекомендаций.

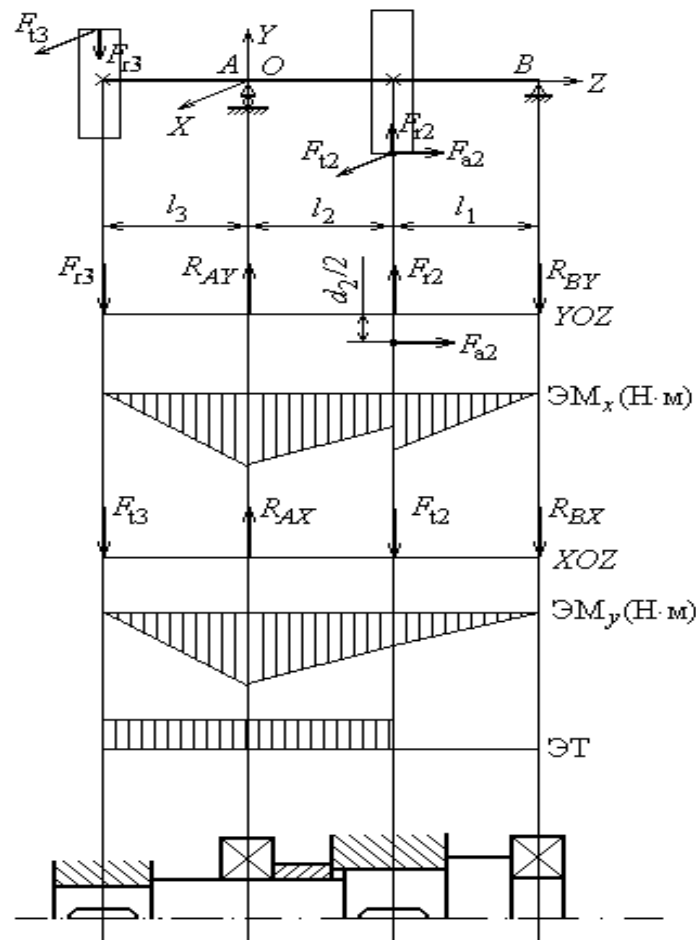


Рисунок 3.6

Уточняют расстояния между точками приложения внешних сил к валу. Систему сил, действующих на вал, доводят до равновесного состояния, достраивая реакции в опорах.

б) Построение эпюр изгибающих моментов в общем случае в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и эпюры крутящих моментов проводят в следующей последовательности.

Определяют реакции в опорах из условия равновесия вала, составляя уравнения статики

$$\Sigma M(F_i)_A = 0, \quad \Sigma M(F_i)_B = 0.$$

Правильность определения реакций \$R_A\$ и \$R_B\$ проверяют с помощью уравнения \$\Sigma F_i(y)=0\$.

Определяют внутренние изгибающие моменты в поперечных сечениях на каждом участке вала методом сечений, составляя уравнения равновесия:

$$M_{\text{внутр}} = \sum M((F_i)_{\text{внеш.}})$$

Под расчётной схемой вала строят эпюры крутящих и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях от всех действующих нагрузок. По этим эпюрам определяют результирующий изгибающий момент в любом сечении вала.

Предположительно намечают опасные сечения вала, подлежащие проверке, учитывая характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений.

в) При расчёте коэффициента запаса усталостной прочности принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения по отнулевому. Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Определяют амплитуду симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасных сечениях

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{on}}{W_x}$$

и амплитуду отнулевого цикла касательных напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p},$$

где $M_{on} = \sqrt{M_{onx}^2 + M_{ony}^2}$ – результирующий изгибающий момент в рассматриваемом опасном сечении;

M_{onx} и M_{ony} – изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в данном опасном сечении, Н мм;

T – крутящий момент на валу, Н мм;

W_x и W_p – моменты сопротивления нетто-сечения вала изгибу и кручению, соответственно, мм³.

Для опасных сечений определяют коэффициенты запаса усталостной прочности и сравнивают их с допускаемыми.

При совместном действии изгиба и кручения запас усталостной прочности определяют по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 1,5 \dots 2,5,$$

где $s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d k_F} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m}$ – запас сопротивления усталости только по изгибу.

Коэффициент запаса сопротивления усталости только по кручению берётся как меньшая величина из двух значений:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{k_d k_F} \tau_a + \Psi_{\tau} \tau_m} - \text{запас сопротивления усталости только по кручению;}$$

$S_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{max}}$ – коэффициент запаса прочности на кручение по пределу текучести.

Меньшее по величине значение S_{τ} подставляют в формулу для определения суммарного запаса усталостной прочности.

В предыдущих формулах σ_a и τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений, а σ_m и τ_m – постоянные составляющие;

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости выбранного материала вала при симметричном цикле нагружения. Их определяют по таблицам или по приближённым формулам

$$\begin{aligned}\sigma_{-1} &= (0,4 \dots 0,5) \sigma_B; \\ \tau_{-1} &= (0,2 \dots 0,3) \sigma_B,\end{aligned}$$

где σ_B – предел прочности материала вала;

τ_T – предел текучести при сдвиге;

k_d и k_F – масштабный фактор и фактор шероховатости поверхности;

k_{σ} и k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

Ψ_{σ} и Ψ_{τ} – коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости.

Материал	Ψ_{σ}	Ψ_{τ}
Углеродистые мягкие стали	0,05	0
Среднеуглеродистые стали	0,10	0,05
Легированные стали	0,15	0,10

Сопротивление усталости можно существенно увеличить, применяя тот или иной метод поверхностного упрочнения: поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами, азотирование, цементация и т. д. Можно также существенно уменьшить концентрацию напряжений изменением формы соответствующих мест перехода.

Проверка правильности подбора подшипников качения

Выбранный в ходе проектирования узла вала типоразмер подшипника должен быть проверен на работоспособность по динамической грузоподъёмности.

Проверка правильности выбора подшипников может быть проведена двумя способами:

1) по сравнению требуемой $C_{r\text{треб}}$ и паспортной $C_{r\text{пасп.}}$ динамической грузоподъёмности подшипника, когда должно выполняться условие $C_{r\text{треб}} \leq C_{r\text{пасп.}}$;

2) по обеспечению заданной долговечности подшипника, то есть $L_{h\text{Езадан.}} < L_{h\text{факт.}}$, где с учётом режима нагрузки $L_{h\text{Езадан.}} = \mu_H L_h$ (таблица 3.2).

Здесь фактический срок работы подшипника в часах рассчитывают по зависимости

$$L_{h\text{факт.}} = a_1 a_2 \left(\frac{C_{r\text{пасп.}}}{P_r} \right)^p \frac{10^6}{60n},$$

где a_1 – коэффициент надёжности, обычно принимают $a_1 = 1$ при 90 % надёжности;

a_2 – обобщённый коэффициент совместного влияния качества металла деталей подшипника и условий его эксплуатации, для обычных условий эксплуатации назначают $a_2 = 0,7 \dots 0,8$ (для шарикоподшипников) и $a_2 = 0,6$ (для роликоподшипников);

n – частота вращения вала, мин^{-1} .

P_r – эквивалентная динамическая нагрузка, для проверяемого подшипника рассчитывается, в общем случае, по формуле

$$P_r = (XVF_r + YF_a)k_\sigma k_t,$$

где F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая силы в опоре. Для радиальных шарикоподшипников осевая сила F_a – это осевая нагрузка, возникающая в зацеплении косозубых цилиндрических или конических зубчатых колёс. Для радиально-упорных подшипников расчёт осевой силы имеет некоторые особенности; V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается, при вращении внутреннего кольца $V = 1$; k_σ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, при умеренных толчках $k_\sigma = 1,3 \dots 1,5$; k_t – температурный коэффициент, для температуры подшипникового узла $t \leq 100^\circ\text{C}$ $k_t = 1$; X и Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок на подшипник, назначаются в зависимости от параметра осевого нагружения подшипника e . При малой осевой силе по сравнению с радиальной ($\frac{F_a}{VF_r} \leq e$) действие осевой силы в расчёт не принимается, то есть $X = 1$ и $Y = 0$.

Особенности расчёта осевой силы радиально-упорных подшипников качения связаны с наклоном нормальной (равнодействующей) силы в контакте тел качения и беговых дорожек колец на угол контакта α и возникновением внутренних осевых сил S . Для радиально-упорных шарикоподшипников $S = eF_R$, для радиально-упорных конических роликоподшипников $S = 0,83eF_R$.

Поскольку в общем случае радиальные силы (реакции) в опорах вала не равны между собой, то возникают дополнительные осевые силы к действующим внешним осевым, которые должны быть учтены при проверке подшипников.

Раздел 4 Подшипники

Подшипники служат опорами для вращающихся валов. Они разделяются на две основные группы:

- а) подшипники скольжения,
- б) подшипники качения.

Подшипники качения следует применять везде, где это возможно, так как они обладают следующими крупными достоинствами.

- а) низким относительным коэффициентом трения;
- б) малой чувствительностью к недостатку смазки;
- в) комплектной взаимозаменяемостью в мировом масштабе;
- г) относительной дешевизной, благодаря массовому характеру производства.

К недостаткам подшипников качения можно отнести:

- а) слабую сопротивляемость ударной нагрузке;
- б) невозможность работы на сверхвысоких скоростях (свыше 50000 об/мин), вследствие прогрессивного возрастания центробежных сил инерции;
- в) плохую работу в загрязненной среде.

Подшипники скольжения следует применять там, где нельзя применить подшипники качения, а именно:

- а) когда подшипник должен быть разъемным по оси (например, подшипники средних шеек коленчатого вала);
- б) для очень больших нагрузок, когда подходящих стандартных подшипников качения подобрать нельзя;
- в) для сверхбыстроходных валов, где центробежные силы инерции не допускают применения подшипников качения;
- г) для работы в сильно загрязненной среде или воде.

Распространенное мнение, что подшипники скольжения дешевле подшипников качения, глубоко ошибочно.

Виды трения

1. Сухое трение – без смазки.
2. Полужидкостное трение, когда имеет место лишь частичное касание вала и подшипника.
3. Жидкостное трение – только между молекулярными слоями жидкости, когда металлические поверхности вала и подшипника не касаются одна другой.

Все виды трения существуют реально и используются практически. Сухое трение применяется там, где трущиеся поверхности нельзя защитить от попадания грязи, пыли и абразива, (например, шарниры гусениц, оси подвесок гусеничных машин и пр.). В этих случаях подшипники без смазки имеют меньший износ.

Жидкостное трение – это идеальный расчетный вид трения, на который должны быть ориентированы все подшипники при установившемся режиме работы.

Полужидкостное трение имеет место при неустановившемся режиме (трогании с места, торможении, резких толчках и ударах). Основы теории смазки при жидкостном трении впервые разработаны русским ученым проф. Петровым. Он установил, что поток движущейся жидкости, взаимодействуя с наклонной пластиной, образует масляный клин и создает подъемную силу, величина которой пропорциональна скорости и вязкости жидкости и обратно пропорциональна квадрату минимального зазора. В подшипнике, при смещении вала под действием нагрузки на величину эксцентриситета, также образуется изогнутый масляный клин и возникает подъемная сила, которая при жидкостном трении уравнивает реакцию опоры, и вал вращается, не касаясь подшипников.

Подшипники скольжения

Расчет подшипников на основе гидродинамической теории трения

Уравнение жидкостного трения имеет вид $\bar{P} = \bar{R}$.

Обозначим $\Delta = D - d$ – абсолютный диаметральный зазор.

$\delta = \frac{D-d}{2}$ – абсолютный радиальный зазор.

$\varepsilon = \delta - K_{min}$ – абсолютный эксцентриситет.

$\Psi = \frac{\Delta}{D}$ – относительный диаметральный зазор, можно принимать в среднем $\Psi = 0,001$.

$\chi = \frac{\varepsilon}{\delta} = 1 - \frac{h_{min}}{\delta}$ – относительный эксцентриситет.

h_{min} – минимальный зазор $h_{min} = 2(H_a + H_n)$ H_a и H_n – высота гребешков – следов механической обработки для вала и подшипника (по ГОСТ). Величина подъемной силы выражается уравнением

$$P = \frac{K d l n \mu C_r}{\Psi^2}.$$

Где K – коэффициент, равный $1,07 \cdot 10^{-9}$;

d и l – диаметр и длина шейки вала;

n – число оборотов в минуту вала;

μ – абсолютная вязкость смазывающей жидкости;

C_r – табличный коэффициент.

$C_r = f\left(\chi: \frac{l}{d}\right)$ в среднем $\frac{l}{d} = 0,8 + 1,2$.

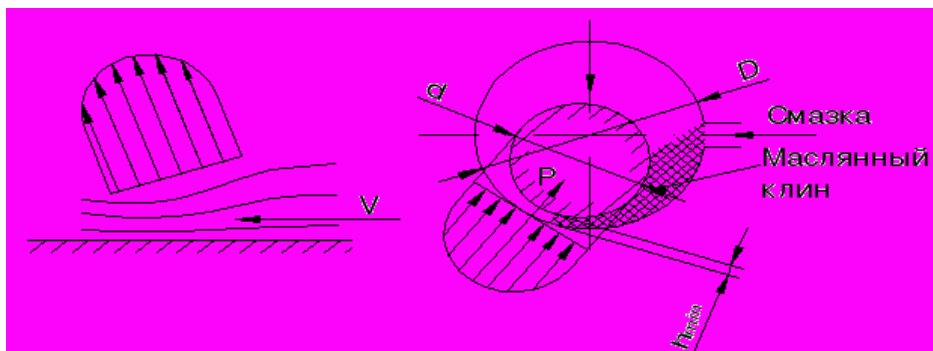


Рисунок 4.1 Схема смазки

Пользуясь этим уравнением, можно определить размеры опорной поверхности подшипника, либо по данным размерам и скорости подобрать вязкость, а, следовательно, и сорт смазки. Следует заметить, что подъемная сила, обеспечивающая состояние жидкостного трения, возрастает обратно пропорционально квадрату относительного зазора, который, в свою очередь, определяется чистотой обработки шейки вала и подшипника. Поэтому для обеспечения надежной работы подшипников при жидкостном трении необходима приработка, то есть сглаживание гребешков на опорной поверхности вала и подшипника. Приработка новых и отремонтированных машин производится на режиме пониженной нагрузки. Во всех руководствах и инструкциях обязательно должен быть указан режим и время обкатки к приработке.

Смазочные материалы

В настоящее время для смазки машин применяются в основном лишь минеральные масла – продукты перегонки нефти. Из растительных может применяться только касторовое масло, обладающее очень высокими смазывающими свойствами; другие растительные масла окисляются и для смазки не годятся. Смазочные материалы разделяются на жидкие, консистентные и твердые. Желательно применять, по возможности, жидкие масла со смазкой окунанием в масляную ванну. При весьма высоких угловых скоростях вращения деталей (свыше 5000 об/мин) применяют подачу жидкой смазки форсунками под давлением, так как при таких скоростях начинают сильно возрастать гидравлические потери на взбалтывание масла. Консистентную смазку применяют в отдельных точках, где нельзя организовать масляную ванну. Количество точек смазки в машинах должно быть минимальным, иначе усложняется их техническое обслуживание. Твердые смазки содержат графит и применяются при очень больших давлениях и малых скоростях относительного перемещения смазываемых деталей, например, для смазки листовых рессор.

Основной характеристикой жидких смазок, которая определяет их применение, является вязкость. Различают абсолютную или динамическую вязкость, которая выражает сопротивление сдвигу молекулярных слоев жидкости и относительную или кинематическую вязкость, которая характеризуется временем истечения жидкости через калиброванное отверстие при определенной температуре (50 или 100°C)

$$\mu = \gamma \cdot \nu,$$

где γ – удельный вес масла, который можно принимать равным 0,9;

μ – абсолютная вязкость в сантипаузах (спз);

ν – относительная вязкость в сантистоксах (сст).

Вязкость масел очень сильно изменяется с изменением температуры: с повышением температуры масло становится жидким и теряет смазывающие свойства, а с понижением оно сильно густеет, создавая дополнительные сопротивления вращению и затрудняя пуск машин. Оптимальной можно считать температуру масла 50 – 70°C. При более высоких температурах масла должны содержать специальные присадки.

Все сорта масел нормализованы по ГОСТ, различаются по назначению.

К маслам универсального назначения относятся так называемые индустриальные масла разных марок, например, индустриальное масло – 50 (вязкость 50 сст при 50°C).

Широкое распространение получили автотракторные масла: автолы, дизельные, нигролы, гипоидные. Первые два сорта масла – для смазки двигателей, вторые – для трансмиссий.

Авиамасла подобны автотракторным, но отличаются лучшим качеством очистки.

Кроме того, широко применяются другие типы масел: турбинные, веретенные, сепараторные. Общее соображение по применению масел вытекает из гидродинамической теории смазки: чем выше скорости, тем меньше должна быть вязкость масла; при сверхвысоких скоростях даже воздух является смазкой и создает жидкостное трение.

Антифрикционные материалы

Это материалы и сплавы, обладающие низким коэффициентом трения в паре со стальным валом. К ним предъявляются, кроме того, следующие требования:

- а) хорошая прирабатываемость;
- б) способность удерживать масляную пленку, которая должна как бы прилипать к поверхности;
- в) хороший отвод тепла;
- г) достаточная механическая прочность.

Всеми этими качествами не обладает ни один из антифрикционных материалов, например: баббиты – оловянистые сплавы – не обладают свойством (г), однако их наплавляют на стальной, бронзовый или чугунный вкладыш, что и решает вопрос прочности. Бронзы оловянистые и свинцовистые слабо обладают свойством (а). Сплавы на алюминиевой основе слабо обладают свойством (г). Антифрикционные чугуны вообще обладают недостаточными антифрикционными свойствами и могут применяться лишь при малых удельных давлениях и скоростях. Неметаллические материалы (пластмассы) имеют довольно высокое значение коэффициента трения и не обладают свойством (в).

Конструктивные типы подшипников скольжения

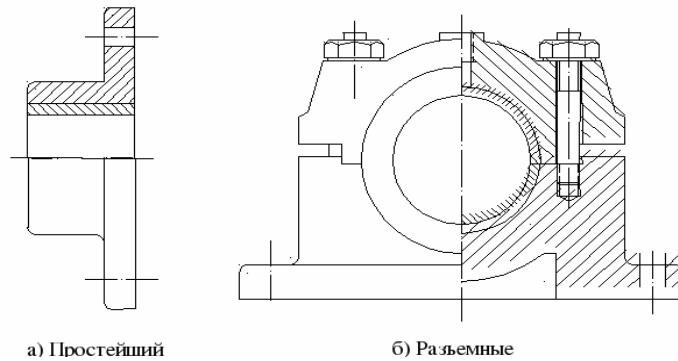


Рисунок 4.2

Простейшие подшипники скольжения имеют неразъемный корпус обычно с бронзовой втулкой; более сложные подшипники имеют разъем вдоль оси как корпуса, так и вкладышей. Вкладыши делаются стальными или чугунными с наплавкой антифрикционного сплава или бронзовые. В зоне разъема вкладышей имеются так называемые холодильники – емкости для масла, а на поверхности контакта с шайкой вала нарезаются неглубокие масляные канавки. Конструкции подшипников разнообразны, с ними необходимо ознакомиться по учебнику.

Условный расчет подшипников скольжения

Этот расчет непосредственно не отражает наличие жидкостного трения, но, благодаря своей простоте и большому накопленному опыту по допускаемым величинам, достаточно широко применяется в машиностроении.

а) расчет на удельное давление

$$p = \frac{R}{ld} \leq [p];$$

б) на удельную мощность трения

$$pV = p \frac{\pi dn}{60} \leq [pV].$$

Для ответственных и быстроходных подшипников желательно производить проверку по гидродинамической теории.

Подшипники качения

Классификация и область применения подшипников качения

1. Шариковый радиальный – самый массовый, распространенный и дешевый тип. Воспринимает радиальные и небольшие осевые нагрузки (до 70 % от неиспользованной радиальной). Применять следует везде, где это возможно.

2. Шариковый сферический – самоустанавливающийся тип. Воспринимает радиальные и незначительные осевые нагрузки (до 20 % от неиспользованной радиальной). Применяется там, где оси опор смежны или при гибких длинных валах, имеющих большой прогиб.

3. Шариковый радиально-упорный. Воспринимает радиальные и значительные осевые нагрузки. Имеет глубокие канавки; разъемный – устанавливается попарно. Применяется там, где осевые нагрузки сравнительно велики.

4. Роликовый цилиндрический – воспринимает только радиальные, но, благодаря линейному контакту, большие по величине нагрузки. Применяется там, где нет осевых нагрузок.

5. Роликовый сферический – воспринимает очень большие радиальные и довольно большие осевые нагрузки. Самоустанавливающийся тип. Применяется там же, где тип (2), но при больших нагрузках.

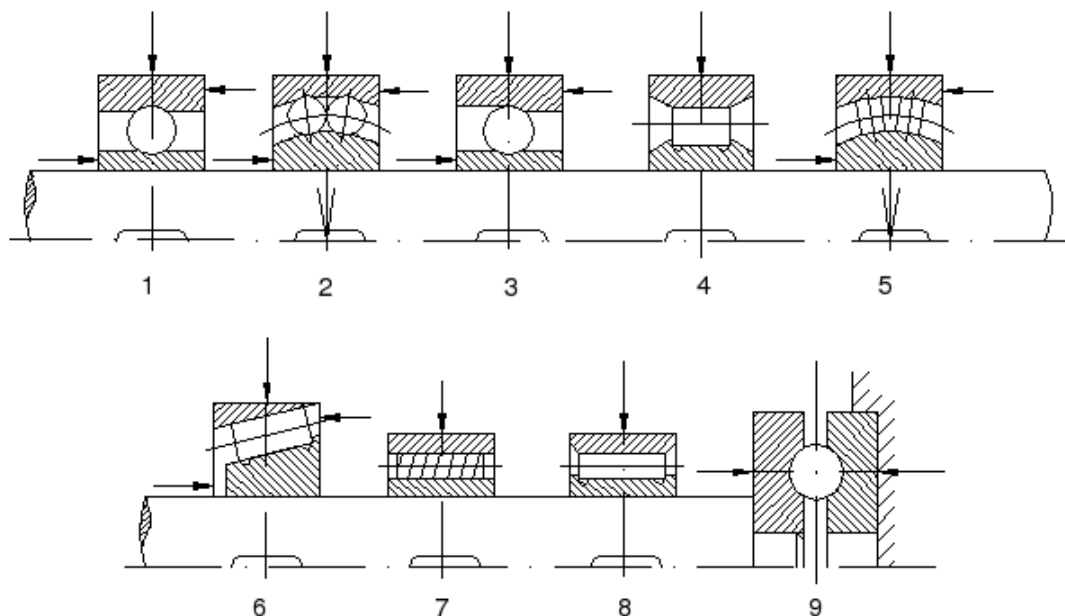


Рисунок 4.3 Типы подшипников

6. Роликовый конический – воспринимает большие радиальные и большие осевые нагрузки, универсальный, разъемный тип подшипника. Рекомендуется, в частности, для конических зубчатых передач. Устанавливается попарно, при износе регулируется осевой зазор, для чего под фланцами крышек предусматривается набор регулировочных прокладок или устанавливаются регулировочные гайки.

7. Роликовый с витыми роликами (тип ХАЯТ) – воспринимает только радиальные нагрузки, хорошо сопротивляется удару благодаря упругим роликам, изготовленным из плотно навитой проволоки прямоугольного сечения. Не обладает высокой точностью, поэтому применяется для тихоходных валов грубой центровки.

8. Игольчатой – воспринимает только радиальные нагрузки. Отличается очень малыми радиальными габаритами, может работать без одной обоймы или вообще без обойм, не имеет сепаратора, иголки укладываются вплотную одна к другой. Предельное число оборотов меньше, чем у других подшипников.

9. Шариковый упорный – воспринимает только осевые нагрузки.

Устанавливается в паре с другим подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку.

Материал и термообработка подшипников качения. Обоймы (кольца) подшипников и тела качения изготавливаются из высокохромистой и высокоуглеродистой стали типа ШХ-15 с закалкой до весьма высокой твердости HRC = 50 – 66. Сталь этого типа после закалки приобретает очень высокие механические свойства, не становясь при этом хрупкой.

Точность изготовления и посадки подшипников качения

Кольца и тела качения изготавливаются по 1-му классу точности и выше. Обычные подшипники имеют нормальную точность – 0 (знак не выбивается); для повышенных и высоких скоростей применяются более высокие точности изготовления: 6 – повышенная, 4 – высокая;

2 – сверхвысокая (знак выбивается на торцах колец). Стоимость высокоточных подшипников намного превосходит стоимость нормальных.

Для установки подшипников на шейках валов и в корпусе применяются посадки промежуточного типа: если вращается вал, то на валу – *т6* или *к6* или *J₅6*, а в корпусе – *H6* или *H7* ; если вращается корпус, а вал (ось) неподвижен, то на валу – *h6* или *h8* , а в корпусе – *M7* или *K7* или *J₅7*. Более тугие посадки затрудняют монтаж и демонтаж подшипников и могут служить причиной защемления тел качения, поэтому не могут быть рекомендованы; более свободные посадки не обеспечивают удержания от вращения подшипниковых колец.

Система обозначения подшипников качения

На один и тот же диаметр шейки вала предусматривается несколько серий подшипников, которые отличаются размерами колец и тел качения и соответственно величиной воспринимаемых нагрузок. В пределах каждой серии подшипники равных типов взаимозаменяемы в мировом масштабе. В стандартах указываются: номер подшипника, размеры, вес, предельное число оборотов, статическая нагрузка и коэффициент работоспособности.

Серии:

1. Особо легкая.
2. Легкая.
3. Средняя.
4. Тяжелая.
5. Легкая широкая.
6. Средняя широкая.

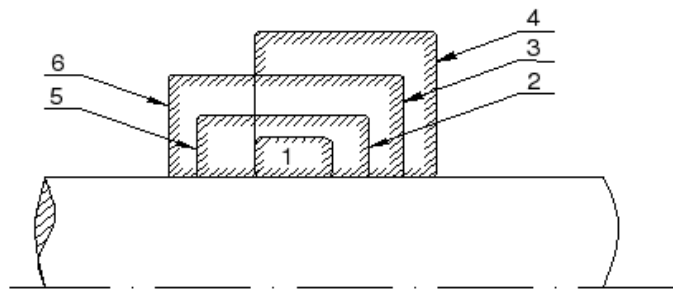


Рисунок 4.4 Схема классификации

Две крайние цифры номера справа, умноженные на пять, выражают диаметр шейки вала d в мм; третья цифра справа выражает номер серии; четвертая цифра справа выражает тип подшипника, так: отсутствие цифры (нуль) – шариковый радиальный, единица – шариковый сферический, два – роликовый цилиндрический, ...семь – роликовый конический.

Пятая и другие цифры справа, если они есть, означают конструктивные особенности данного типа.

Распределение нагрузки на теле качения подшипника

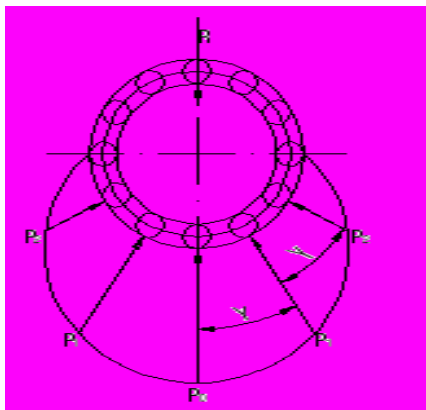


Рисунок 4.5

Задача распределения нагрузки на тела качения статически неопределимая и решается на основе совместности деформации системы

$$\bar{R} = \bar{P}_0 + 2\bar{P}_1 + 2\bar{P}_2 + \dots + 2\bar{P}_n.$$

Для шарикоподшипника

$$P_1 = P_0 \cos \frac{3}{2} \gamma P_2 = P_0 \cos \frac{3}{2} 2\gamma P_n = P_0 \cos \frac{3}{2} n\gamma.$$

Для роликоподшипника

$$P_1 = P_0 \cos \gamma P_2 = P_0 \cos 2\gamma P_n = P_0 \cos n\gamma.$$

Из вышеприведенных соображений можно сделать выводы:

1. Нагрузку воспринимают только нижние тела качения, а верхние и боковые – не воспринимают.
2. Наибольшая нагрузка приходится на центральный шарик или ролик; решение задачи показывает, что он несет нагрузку в 4 – 6 раз большую средней, которая имела бы место, если бы все тела качения воспринимали нагрузку поровну.

Особенности кинематики подшипников качения

Подшипники можно рассматривать как планетарный ряд с двумя вариантами привода:

- 1) вращается внутреннее кольцо;
- 2) вращается наружное кольцо.

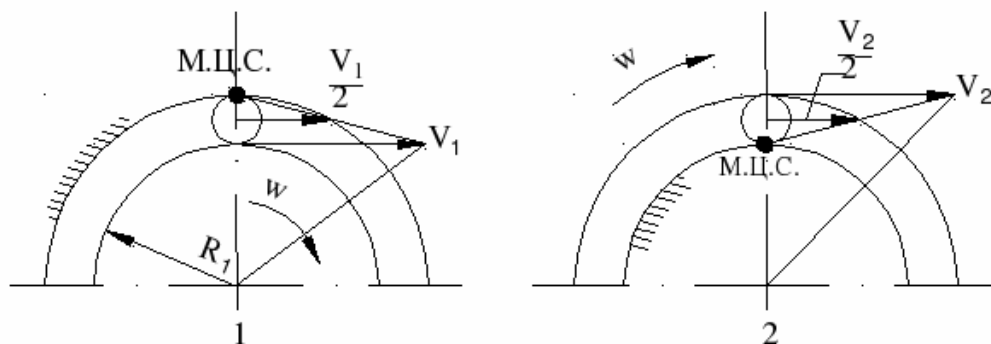


Рисунок 4.6

Мгновенный центр скоростей (МЦС) лежит в точке контакта тела качения с неподвижным кольцом, построение планов скоростей показывает, что при равных угловых скоростях $\omega: \frac{V_2}{2} \bar{h} \frac{V_1}{2}$, так как $V_2 = \omega R_2$; $R_2 \bar{h} R_1$.

Это значит, что скорость центра тела качения (сепаратора), а, следовательно, и угловые скорости вращения тел качения во втором случае больше, чем в первом, а, следовательно, больше и износ всех элементов подшипника. Это обстоятельство в расчетной формуле для подшипников качения учитывается особым коэффициентом.

Расчет (подбор) подшипников качения

Статический расчет проводится только для подшипников, делающих меньше одного оборота, например, подшипников поворотных кранов, грузоподъемных крюков и пр. $R < C_0$, где R – реакция опоры; C_0 – допускаемая статическая грузоподъемность подшипника (по каталогам подшипников).

Расчет на долговечность (по динамической грузоподъемности) – основной расчет.

C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника (каталогам подшипников) – это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов без появления признаков усталости.

Динамическая грузоподъёмность и ресурс работы подшипника L (в миллионах оборотов) связаны эмпирической формулой

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p;$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник;

$p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

Ресурс подшипника в часах работы

$$L_n = \frac{10^6 L}{60n},$$

где n – частота вращения подшипника (об/мин).

Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору;

F_a – осевая нагрузка на опору;

V – коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается: если внутреннее – $V = 1$; если наружное $V = 1,2$;

X и Y – табличные коэффициенты, характеризующие способность данного типа подшипника воспринимать радиальную и осевую нагрузку (выбираются по каталогам подшипников);

K_σ – коэффициент безопасности, зависящий от характера воспринимаемой нагрузки и степени ответственности механизма в машине (выбирается по справочникам в пределах 1,0 – 2,5);

K_T – табличный температурный коэффициент, при $t < 100^\circ\text{C}$ – $K_T = 1$.

При практических расчётах, когда задана расчётная долговечность работы подшипника в часах, требуемая динамическая грузоподъёмность определится из выражения

$$C = \sqrt[p]{L_n 60n / 10^6}.$$

При переменной нагрузке, которая задается усредненным графиком (рисунок 4.7), определяется приведенная динамическая эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экр}} = \sum \left(P_i^{3,33} \frac{n_i L_{hi}}{n L_h} \right)^{0,3}.$$

Например, для графика, указанного на рисунке 4.7

$$P_{\text{ЭКВ}} = \sum \left(P_1^{3,33} \frac{n_i}{n_{\text{max}}} \frac{L_{h1}}{L_h} + P_2^{3,33} \frac{n_2}{n_{\text{max}}} \frac{L_{h2}}{L_h} + P_3^{3,33} \frac{n_3}{n_{\text{max}}} \frac{L_{h3}}{L_h} \right)^{0,3}.$$

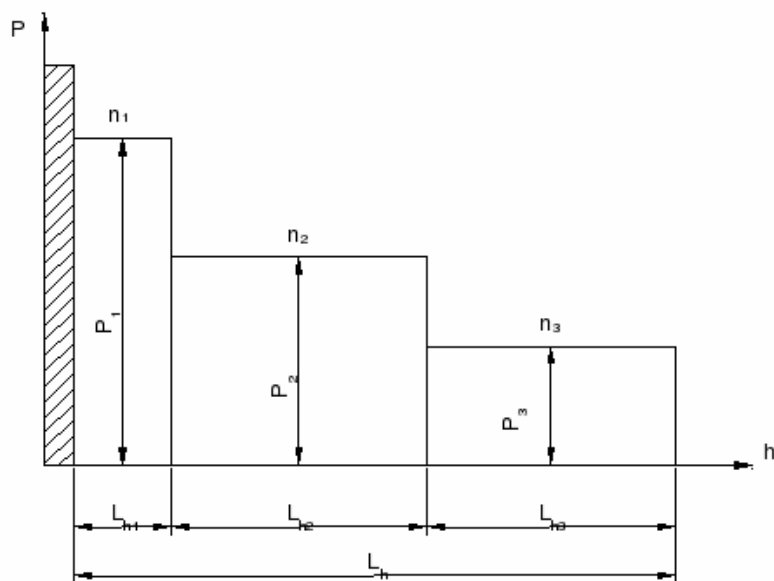


Рисунок 4.7

Где на графике P_i, n_i, L_{hi} – нагрузка, число оборотов и долговечность на i -ой ступени графика.

Центробежные силы инерции, действующие в подшипниках качения, определяются известным уравнением $J_{\text{ц}} = mR\omega^2$. При малых и средних угловых скоростях они не очень велики, но сильно возрастают при высоких и сверхвысоких угловых скоростях, становясь главными нагрузками, которые и определяют предельное число оборотов подшипников этого типа.

Для упорных шариковых подшипников центробежные силы составляют большую опасность, чем для других типов, способствуя износу сепараторов.

Литература

1. Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. ГОСТ 21496. Изд-во стандартов, 1982, 35с.
2. Балакшин Б.С. Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1969. 358с.
3. Балакшин Б.С. Теория и практика технологии машиностроения. В 2-х кн. М.: Машиностроение, 1982. Кн.1. 283с.; Кн.2. 269с.
4. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов. Учебник для машиностр. И приборостр. Спец. Вузов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.
5. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. Л.: Машиностроение, 1983. Ч1. 543 с.; Ч.2 448с.
6. Колесов И.М. Основы технологии машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение, 1997.- 592с.: ISBN 5-217-02692-8.
7. Марков Н.Н. Взаимозаменяемость и технические измерения. Учебник. М.: Изд-во стандартов, 1983. 288с.
8. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». Л.: Машиностроение, 1985. 512с.
9. Материаловедение: Учебник для высших технических заведений / Б.Н.Арзамасов, И.И.Сидорин, Г.Ф. Косолапов и др. ; Под общ. Ред. Б.Н. Арзамасов. Изд. 2-е, испр. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 786 с.
10. Митрофанов С.П. Групповая технология машиностроительного производства. В 2-х т. Л.: Машиностроение, 1983. 786с.
11. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1980. 592с.
12. Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов / Под ред. В.С.Корсакова. Изд. 3-е доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1977, 416с.
13. Подураев В.Н. Технология физико-химических методов обработки. М.: Машиностроение, 1985. 264с.
14. Пугачев В.С. Теория вероятности и математическая статистика: Учеб. Пособие для вузов. М.: Наука, 1979. 496с.
15. Размерный анализ технологических процессов / В.В.Матвеев, М.М.Тверской, Ф.И.Бойков и др. М.: Машиностроение, 1982. 264с.
16. Справочник инструментальщика/ И.А.Ординарцев, Г.В.Филлипов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. Л.: Машиностроение, 1987. 846с.
17. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К.Мещерякова. М.: Машиностроение. 1985. Т1.656с.; Т2. 496с.

18. Технологичность конструкции изделий: Справочник / Под ред. Д.Адамирова. М.: Машиностроение, 1985. 368с.
19. Технология машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов /А.А.Гусев, Е.Р.Ковальчук, И.М.Колесов и др. М.: Машиностроение, 1986. 480 с.
20. Цепи размерные. Основные понятия, методы расчета линейных и угловых цепей. Методические указания РД 50-635-87 / И.М.Колесов, Е.И.Луцков, А.И.Кубарев и др. М.: Изд-во стандартов. 10876. 42с.
21. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов. Изд. 6-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 352с.
22. Методические указания по выполнению анализа вариантов базирования и выбору технологических баз для студентов спец. 0501 «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» / ИЭИ им. В.И.Ленина: сост. Птуха Л.И. – Иваново, 1982.
23. Методика выполнения анализа вариантов базирования / ИЭИ им. В.И.Ленина: сост. Л.И.Птуха – Иваново, 1994.
24. Размерный анализ конструкции изделия/ ИЭИ им. В.И.Ленина: сост. Л.И.Птуха - Иваново, 1999.

Учебное издание

Драбов Виктор Анатольевич,

Скобеев Илья Николаевич,

.

**СБОРНИК ПРИМЕРОВ,
МЕТОДИК РАСЧЕТА И
ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ**

Учебное пособие

*по дисциплине: детали машин и
основы конструирования*

Направление подготовки: 35.03.06 Агроинженерия

Направленность (профиль) подготовки: Эксплуатация и ремонт
агротехнических систем

Печатается в авторской редакции

Физ. печ. л. 10,31

ФГБОУ ВО Смоленская ГСХА
214000, Смоленск, ул. Б. Советская, 10/2