

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»**

Е.П. ЖИЛЬНИКОВ, А.Н. ТИХОНОВ

ДЕТАЛИ МАШИН

САМАРА 2007

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

Е.П. ЖИЛЬНИКОВ, А.Н. ТИХОНОВ

ДЕТАЛИ МАШИН

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве конспекта лекций для студентов факультета
инженеров воздушного транспорта*

САМАРА
Издательство СГАУ
2007

УДК 621.81(075)

ББК 34.44

Ж 766

Рецензенты: Генеральный директор ОАО «Старт»
канд. техн. наук, доц. А. М. М и т л и н;
д-р техн. наук, проф. А. Н. К о п т е в

Жильников Е.П.

Ж 766 **Детали машин:** конспект лекций для студентов факультета инженеров воздушного транспорта / *Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов.* – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 256 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-0597-4

Конспект лекций соответствует программе курса “Детали машин” для студентов факультета инженеров воздушного транспорта. Приводятся сведения о критериях работоспособности и методах расчета типовых деталей машин, применяемых в изделиях авиационной техники.

ISBN 978-5-7883-0597-4

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2007

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	7
Введение	8
1. Основные понятия и критерии работоспособности деталей машин ...	9
1.1. Машина, узел, деталь. Требования к деталям машин.....	9
1.2. Критерий прочности деталей машин.....	10
1.2.1. Определение разрушающих напряжений.....	12
1.2.2. Запасы прочности. Вероятностный выбор запасов прочности.....	15
1.2.3. Проверка прочности при переменных режимах нагружения.....	18
1.3. Критерий жесткости деталей машин.....	22
1.4. Критерий виброустойчивости деталей машин.....	23
1.5. Критерий теплостойкости деталей машин.....	27
1.6. Критерий износостойкости деталей машин.....	28
1.6.1. Виды трения в машинах.....	28
1.6.2. Гидродинамический эффект.....	30
1.6.3. Виды изнашивания деталей машин.....	32
1.7. Надежность машин и деталей.....	33
1.8. Классификация деталей машин общего назначения.....	37
2. Механические передачи	38
2.1. Кинематические и энергетические отношения в передачах.....	38
2.2. Зубчатые передачи.....	40
2.2.1. Классификация зубчатых передач.....	40
2.2.2. Основные свойства эвольвентного зацепления.....	41
2.2.3. Стандартный исходный контур эвольвентных зубчатых передач..	44
2.2.4. Цилиндрические зубчатые передачи.....	47
2.2.4.1. Элементы геометрии цилиндрических зубчатых передач.....	47
2.2.4.2. Усилия в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.....	50
2.2.4.3. Виды разрушений зубчатых передач.....	55
2.2.4.4. Понятие о контактных напряжениях и деформациях.....	57
2.2.4.5. Определение допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач.....	59
2.2.4.6. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач по контактным напряжениям.....	65
2.2.4.7. Расчет на прочность прямозубой цилиндрической передачи по напряжениям изгиба.....	69
2.2.4.8. Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе, эквивалентном косозубому.....	72
2.2.4.9. Расчет на прочность косозубого цилиндрического колеса по напряжениям изгиба.....	73
2.2.4.10. Коэффициенты нагрузки при расчетах на прочность зубчатых передач.....	75
2.2.5. Конические зубчатые передачи.....	83

2.2.5.1. Элементы геометрии конических зубчатых передач.....	84
2.2.5.2. Усилия в зацеплении конической зубчатой передачи.....	88
2.2.5.3. Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе, эквивалентном коническому.....	91
2.2.5.4. Расчет на прочность конической зубчатой передачи.....	93
2.3. Винтовые передачи.....	97
2.3.1. Элементы геометрии винтовых передач.....	98
2.3.2. Силовые соотношения в винтовой паре. Условие самоторможения и КПД винтовой передачи.....	100
2.3.3. Виды разрушений и критерии работоспособности винтовых передач.....	104
2.3.4. Проверка износостойкости винтовой передачи. Проверка устойчивости винта.....	104
2.4. Червячные передачи.....	107
2.4.1. Элементы геометрии червячной передачи.....	108
2.4.2. Усилия в зацеплении червячной передачи.....	113
2.4.3. Передаточное число и скольжение в червячной передаче.....	115
2.4.4. Виды разрушений и критерии работоспособности червячных передач.....	117
2.4.5. Допускаемые напряжения при расчете червячных передач.....	117
2.4.6. Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе, биэквивалентном червячному.....	120
2.4.7. Расчет на прочность червячной передачи.....	121
2.5. Ременные передачи.....	126
2.5.1. Элементы геометрии ременной передачи.....	127
2.5.2. Силовые соотношения в ременной передаче. Формула Эйлера....	128
2.5.3. Передаточное отношение ременной передачи.....	131
2.5.4. Виды разрушений и критерии работоспособности ременных передач.....	133
2.5.5. Проверка прочности и теплостойкости ременной передачи.....	133
2.5.6. Расчет ременной передачи по тяговой способности.....	136
3. Соединения деталей машин.....	139
3.1. Резьбовые соединения.....	139
3.1.1. Элементы геометрии резьбового соединения.....	140
3.1.2. Расчет ненапряженного резьбового соединения.....	140
3.1.2.1. Распределение нагрузки по виткам резьбы.....	140
3.1.2.2. Проверка прочности элементов резьбы.....	142
3.1.2.3. Эксцентричное нагружение резьбового соединения.....	144
3.1.3. Расчет напряженного резьбового соединения.....	146
3.1.3.1. Момент трения при затяжке гайки.....	146
3.1.3.2. Расчет затянутого болтового соединения без приложения внешней нагрузки.....	148

3.1.3.3. Расчет резьбового соединения, нагруженного сдвигающей нагрузкой.....	150
3.1.3.4. Расчет резьбового соединения, нагруженного внешней растягивающей нагрузкой.....	152
3.1.3.5. Требуемое усилие затяжки резьбового соединения из условия нераскрытия стыка.....	154
3.1.3.6. Определение коэффициентов податливости болта и соединяемых деталей резьбового соединения.....	155
3.1.3.7. Расчет резьбового соединения, нагруженного переменной растягивающей нагрузкой.....	157
3.1.4. Определение допускаемых напряжений при расчете резьбовых соединений.....	159
3.1.5. Расчет резьбового соединения, включающего группу болтов.....	162
3.2. Заклепочные соединения.....	167
3.2.1. Элементы геометрии заклепочного соединения.....	168
3.2.2. Виды разрушений и критерии работоспособности заклепочных соединений.....	169
3.2.3. Проверка прочности элементов заклепочного соединения.....	170
3.2.4. Расчет заклепочного шва.....	172
3.2.5. Допускаемые напряжения при расчете заклепочных соединений.....	174
3.3. Сварные соединения.....	175
3.3.1. Классификация сварных соединений.....	175
3.3.2. Виды разрушений и критерии работоспособности сварных соединений.....	177
3.3.3. Расчет стыкового сварного шва.....	177
3.3.4. Расчет валикового (углового) сварного шва.....	178
3.3.5. Определение допускаемых напряжения при расчете сварных соединений.....	185
4. Детали, обслуживающие вращательное движение.....	187
4.1. Валы и оси.....	187
4.1.1. Расчетные схемы и расчетные нагрузки валов и осей.....	188
4.1.2. Виды разрушений и критерии работоспособности валов и осей...	189
4.1.3. Проверка статической прочности валов.....	189
4.1.4. Проверка усталостной прочности вала.....	191
4.2. Опоры валов и осей.....	193
4.2.1. Подшипники качения.....	196
4.2.1.1. Напряжения и деформации в подшипниках качения.....	198
4.2.1.2. Распределение нагрузки между телами качения подшипника...	200
4.2.1.3. Потери на трение в подшипниках качения.....	203
4.2.1.4. Кинематика подшипников качения.....	205
4.2.1.5. Виды разрушений и критерии работоспособности подшипников качения.....	207

4.2.1.6. Проверка статической грузоподъемности подшипников качения.....	208
4.2.1.7. Расчет долговечности подшипников качения.....	210
4.2.1.8. Определение расчетной осевой нагрузки для радиально-упорных подшипников.....	216
4.2.1.9. Расчет подшипников качения при повышенных требованиях к надежности.....	217
4.2.2. Подшипники скольжения.....	219
4.2.2.1. Элементы геометрии подшипников скольжения.....	220
4.2.2.2. Виды разрушений и критерии работоспособности подшипников скольжения.....	221
4.2.2.3. Расчет подшипников скольжения сухого и полужидкостного трения.....	221
4.2.2.4. Расчет гидродинамических подшипников скольжения.....	223
4.3. Соединения валов с установленными на них деталями.....	227
4.3.1. Шпоночные соединения.....	227
4.3.1.1. Расчет соединения с призматической шпонкой.....	230
4.3.1.2. Расчет соединения с круглой шпонкой.....	232
4.3.1.3. Расчет соединения с клиновой шпонкой.....	233
4.3.2. Шлицевые (зубчатые) соединения.....	236
4.3.2.1. Способы центрирования в шлицевых соединениях.....	237
4.3.2.2. Виды разрушений и критерии работоспособности шлицевых соединений.....	238
4.3.2.3. Элементы геометрии эвольвентных шлицевых соединений.....	238
4.3.2.4. Расчет соединений с эвольвентными шлицами.....	239
4.3.3. Профильные соединения.....	243
4.3.4. Прессовые соединения.....	244
4.3.4.1. Определение требуемого посадочного натяга.....	245
4.3.4.2. Проверка прочности деталей прессового соединения.....	247
4.4. Муфты для соединения валов.....	249
4.4.1. Подбор стандартных муфт.....	250
4.4.2. Расчет нестандартных муфт.....	250
4.4.2.1. Расчет глухой втулочной муфты.....	251
4.4.2.2. Расчет роликовой муфты обгона.....	252
Заключение.....	254
Библиографический список.....	255

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие составлено на основе типовой программы курса “Детали машин” для машиностроительных и механических специальностей высших технических учебных заведений России и рабочей программы курса для студентов факультета инженеров воздушного транспорта. Содержание пособия соответствует курсу лекций, читаемых авторами в Самарском государственном аэрокосмическом университете.

При изложении материала учитывался сокращенный объем курса для данной специальности. В этой связи наибольшее внимание уделяется физическим основам работы деталей машин общего назначения с учетом особенностей их эксплуатации в изделиях авиационной техники. Сокращены материалы курса деталей машин, касающиеся конструкций и методов расчета деталей, не используемых или почти не используемых в механизмах авиационной техники (например, фрикционные передачи, цепные передачи и т.п.). Вместе с тем, несколько расширены разделы, посвященные рассмотрению критериев работоспособности и надежности деталей машин. Кроме того, более подробно изложены выводы основных расчетных зависимостей и принятые при их выводе допущения, а также направления дальнейшего развития методов расчета деталей, эксплуатируемых в изделиях авиационной техники.

В пособии отсутствуют справочные материалы, необходимые для практических расчетов. В этой связи для более подробного изучения курса деталей машин и выполнения практических расчетов рекомендуется использование учебников и справочников, список которых приведен в конце пособия.

ВВЕДЕНИЕ

Роль машиностроения в создании материально-технической базы современного развитого общества огромна, и ее трудно переоценить. Машины облегчают труд человека и повышают производительность. С использованием машин появилась возможность деятельности человека в таких областях, где имеется опасность для жизни или где без машин работа просто невозможна.

Создание и грамотная эксплуатация современных машин требуют от инженеров глубоких знаний в различных областях науки и техники. Большая роль в подготовке инженеров-механиков, в том числе авиационных специальностей, принадлежит курсу “Детали машин”, являющемуся заключительным в общетехнической подготовке будущих специалистов.

При изучении курса деталей машин необходимо знание таких дисциплин, как “Теоретическая механика”, “Сопротивление материалов”, “Теория машин и механизмов” и т.п. Знания же, полученные при изучении курса деталей машин, необходимы для изучения специальных дисциплин на старших курсах.

Объем лекций по курсу деталей машин для студентов факультета инженеров воздушного транспорта составляет 46 часов. В этой связи необходимо сжатое изложение материала с сокращением некоторых второстепенных разделов и промежуточных выводов. Часть вопросов курса рассматривается на лабораторных занятиях и при выполнении курсового проектирования.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. МАШИНА, УЗЕЛ, ДЕТАЛЬ. ТРЕБОВАНИЯ К ДЕТАЛЯМ МАШИН

Машиной называется устройство, содержащее согласованно движущиеся части и предназначенное для облегчения или замены труда человека и повышения производительности.

В свете такого определения автомобиль, который часто называют машиной, действительно соответствует этому названию.

Все разнообразие машин принято разделять на классы:

- технологические машины или машины-орудия труда (станки, оборудование предприятий и т.д.);
- транспортирующие машины (автомобили, самолеты и т.п.);
- логические машины (ЭВМ и т.п.);
- кибернетические машины (роботы и т.п.).

Большинство машин состоит из узлов.

Узлом называется законченная сборочная единица, составные части которой соединяются между собой только сборочными операциями (т.е. без изменения размеров и формы).

В свою очередь узлы состоят из отдельных деталей.

Деталью называется изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (т.е. без свинчивания, напрессовки и т.п.). Например, болт, вал и т.д.

Все детали условно разделяются на детали общего и специального назначения.

К деталям общего назначения относятся детали, встречающиеся во всех или почти во всех машинах. Например, болты, гайки, валы, подшипники и т.п.

К деталям специального назначения относятся детали, встречающиеся только в машинах определенного типа. Например, диски и лопатки газотурбинных двигателей, поршни и поршневые кольца двигателей внутреннего сгорания и т.п.

Задачей курса деталей машин является изложение научно обоснованных методов и норм расчета и проектирования деталей общего назначения.

Основными тенденциями развития машиностроения являются:

- рост единичных мощностей машин и агрегатов;
- увеличение скоростей движения;
- повышение долговечности;
- увеличение КПД;
- стандартизация и т.п.

Задачей проектирования машины является разработка документации, необходимой для ее изготовления, испытаний и эксплуатации. При этом качественные характеристики машины закладываются при ее проектировании. По словам выдающегося конструктора авиадвигателей Н.Д. Кузнецова 50% дефектов в новой машине связано с конструкторскими недоработками, 30% – с технологическими погрешностями и только 20% – с неожиданностями, возникшими в процессе эксплуатации.

При проектировании к машине в целом и к ее деталям предъявляются самые разнообразные требования. Основными из них являются: прочность, жесткость, виброустойчивость, теплостойкость, износостойкость, экономичность, надежность, технологичность, безопасность в эксплуатации, эстетические требования, требования эргономики и многие другие. Часть требований противоречат друг другу, например, требования прочности и минимального веса авиационных изделий. В этой связи для обеспечения выполнения всех требований необходимы многовариантные расчеты и оптимизация конструкций.

Требования, без обеспечения которых недопустима эксплуатация машины, называются критериями работоспособности. К ним относятся первые пять из перечисленных выше требований.

Обеспечение всей совокупности требований определяет надежность машины, ее эксплуатационные характеристики, конкурентоспособность.

1.2. КРИТЕРИЙ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Прочностью называется способность детали воспринимать заданные нагрузки без преждевременного разрушения или недопустимо больших остаточных деформаций.

Все расчеты на прочность принято разделять на проверочные и проектировочные. Например, проверка прочности приведенного на рис.1.1 круглого стержня, нагруженного растягивающей нагрузкой, производится по формуле:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq [\sigma_p].$$

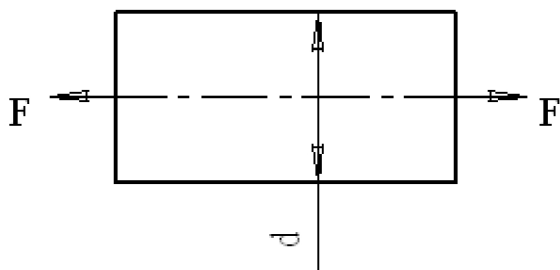


Рис.1.1. Нагружение стержня растягивающим усилием

Это простейшая форма проверочного расчета детали. На ее основе может быть получена формула проектировочного расчета:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma_p]}}.$$

Приведенная выше формула проверочного расчета является примером проверки прочности детали по допускаемым напряжениям. В наиболее ответственных случаях проверку прочности производят по запасам прочности, по формуле вида:

$$S = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \geq [S].$$

Здесь S и $[S]$ – расчетное и допускаемое значения запасов прочности; σ и σ_{lim} – расчетное и разрушающее значения напряжений в детали.

В некоторых случаях, когда допускается пластическая деформация в сечении, проверку прочности выполняют по несущей способности по формулам вида:

$$S_H = \frac{F_{\text{lim}}}{F} \geq [S_H].$$

Здесь S_H и $[S_H]$ – расчетное и допускаемое значения запасов прочности по несущей способности; F и F_{lim} – расчетное и предельное значения нагрузки в рассматриваемом сечении.

На рис.1.2 показан пример расчета балки по несущей способности при изгибе.

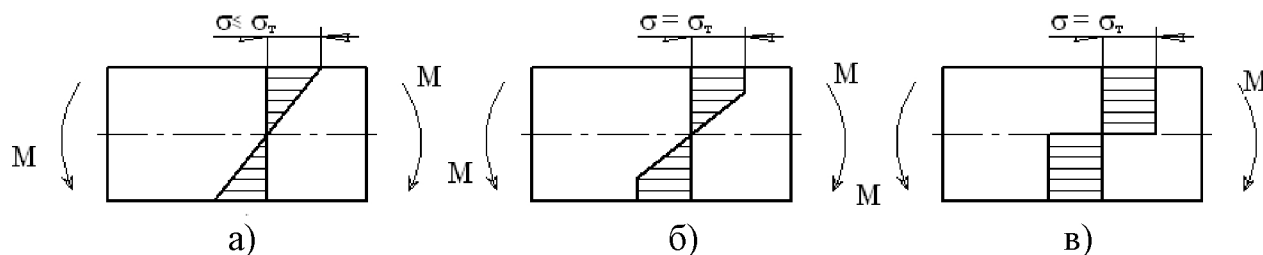


Рис. 1.2. Напряжения изгиба балки:

а – при упругих деформациях; б – при наличии пластических деформаций; в – при потере несущей способности

Допускаемое значение запаса прочности по несущей способности в технической литературе часто называют коэффициентом безопасности. Значение его устанавливается нормами прочности авиационных изделий.

Формулы для расчета на прочность деталей машин многообразны. Они зависят от конструкции машины, формы детали, характера нагрузок и вида напряжений. Общим для всех расчетов на прочность является выбор допускаемых напряжений и запасов прочности. Формула для расчета допускаемых напряжений имеет, как правило, вид:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]},$$

где σ_{lim} – разрушающее напряжение, $[S]$ – допускаемый запас прочности.

1.2.1. Определение разрушающих напряжений

Основными характеристиками материалов, используемых при расчетах на прочность, являются: σ_B – предел прочности; σ_T – предел текучести; σ_{-1} – предел выносливости. Зависимость разрушающих напряжений от характеристик материала показана на диаграмме предельных напряжений, приведенной на рис.1.3.

Угол наклона γ определяется из соотношения:

$$\text{tg } \gamma = \psi_{\sigma},$$

где ψ_{σ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла изменения напряжений.

Характеристики цикла изменения напряжений показаны на рис.1.4.

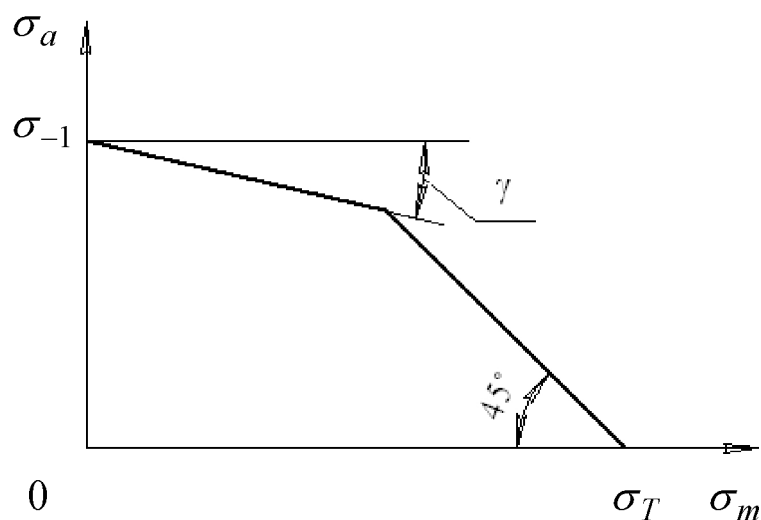


Рис.1.3. Диаграмма предельных напряжений для материала

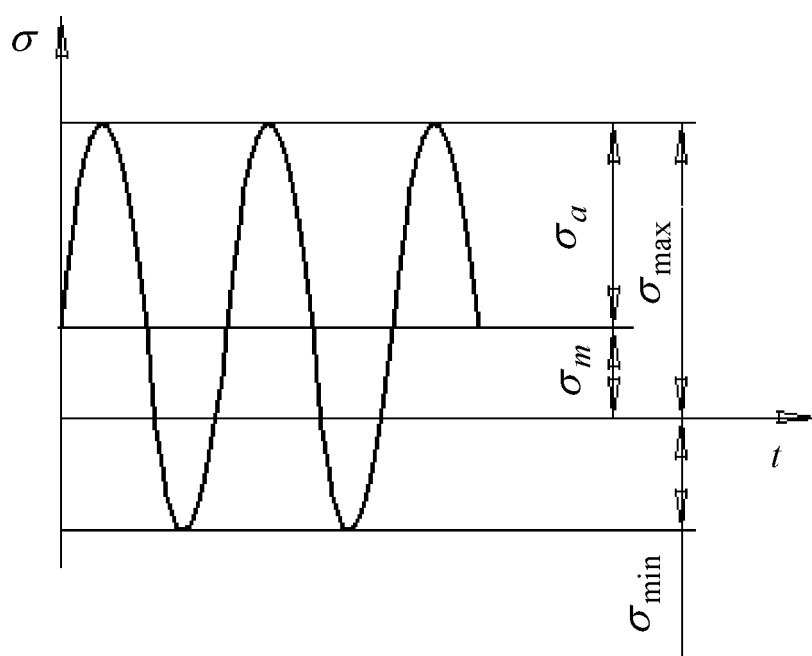


Рис.1.4. Характеристики цикла изменения напряжений

Значение амплитудных напряжений определяется по формуле:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2,$$

а медианных – по формуле:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2.$$

Коэффициент асимметрии цикла изменения напряжений определяется по формуле:

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}.$$

С использованием полученного выражения найдем:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R}.$$

Диаграмма предельных напряжений для детали приведена на рис.1.5. При этом принимают:

$$\sigma_{-1\partial} = \sigma_{-1}/K_{\sigma\partial} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \gamma_{\partial} = \psi_{\sigma\partial} = \psi_{\sigma}/K_{\sigma\partial}.$$

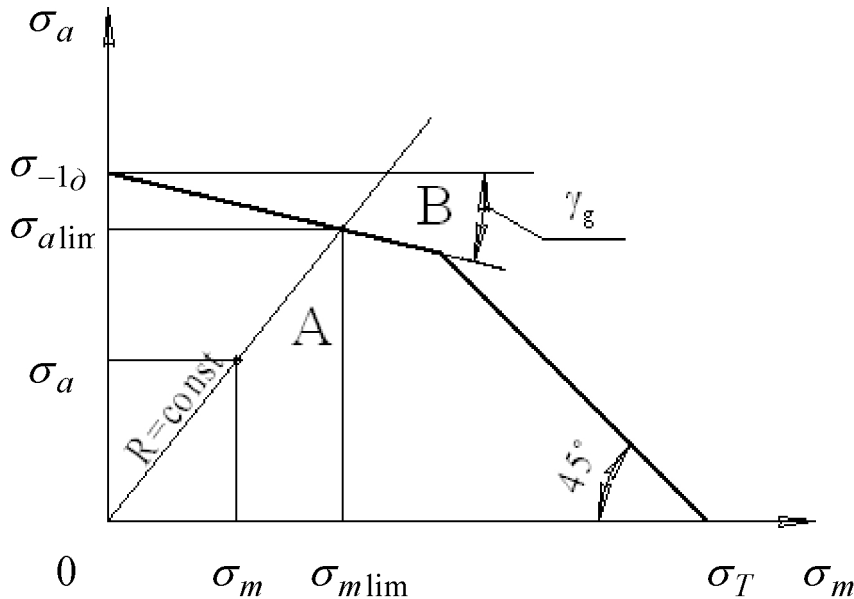


Рис.1.5. Диаграмма предельных напряжений для детали

Здесь $K_{\sigma\partial}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Точка A на диаграмме характеризует напряженное состояние детали. Значение предельных разрушающих напряжений зависит от цикла изменения напряжений. Для наиболее распространенного случая пропорционального изменения напряжений ($R=\text{const}$) имеем:

$$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{a \text{ lim}} + \sigma_{m \text{ lim}}.$$

При этом:

$$\frac{\sigma_{a \text{ lim}}}{\sigma_{m \text{ lim}}} = \frac{1-R}{1+R}.$$

Кроме того, имеем:

$$\sigma_{a \text{ lim}} = \sigma_{-1\partial} - \psi_{\sigma\partial} \cdot \sigma_{m \text{ lim}}.$$

Тогда

$$\sigma_{m \text{ lim}} = \frac{\sigma_{-1\partial}(1-R)}{(1-R) + \psi_{\sigma\partial}(1+R)}$$

$$\text{и } \sigma_{a\lim} = \frac{\sigma_{-1\partial}(1+R)}{(1-R) + \psi_{\sigma\partial}(1+R)}.$$

Наконец, получим после преобразований:

$$\sigma_{\lim} = \frac{2\sigma_{-1}}{K_{\sigma\partial}(1-R) + \psi_{\sigma}(1+R)} \leq \sigma_T.$$

При $R = -1$ получим:

$$\sigma_{\lim} = \sigma_{-1}/K_{\sigma\partial}.$$

При $R = 1$ получим:

$$\sigma_{\lim} = \sigma_{-1}/\psi_{\sigma} \leq \sigma_T.$$

В этом случае принимают:

$\sigma_{\lim} = \sigma_T$ – для пластичных материалов;

$\sigma_{\lim} = \sigma_B$ – для хрупких материалов.

1.2.2. Запасы прочности. Вероятностный выбор запасов прочности

В настоящее время применяют три метода определения требуемого запаса прочности. Один из них – табличный, при котором по заранее составленным таблицам определяются допускаемые напряжения в зависимости от материала детали, характера напряжений и цикла их изменения. Такие таблицы удобны в практической работе, но они должны готовиться для каждой отрасли машиностроения и учитывать применяемые в этой отрасли материалы и требования безопасности в эксплуатации.

Более прогрессивным является дифференциальный метод выбора допускаемого запаса или метод Одинга. В этом случае требуемый запас прочности определяется как произведение трех коэффициентов:

$$[S] = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3.$$

Здесь $S_1 = 1 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий точность расчетной схемы и достоверность значений нагрузок; $S_2 = 1,2 \dots 2,5$ – коэффициент, учитывающий однородность механических свойств материалов и стабильность технологии; $S_3 = 1 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий требования безопасности.

Значения указанных коэффициентов устанавливаются на основе опыта эксплуатации машин в данной отрасли.

Наиболее современным является вероятностный метод выбора допускаемого запаса прочности. В этом случае учитывается, что механические свойства материалов и напряжения, возникающие в работающей детали, являются случайными величинами.

Каждая случайная величина характеризуется графиком плотности распределения значений, показанном на рис.1.6.

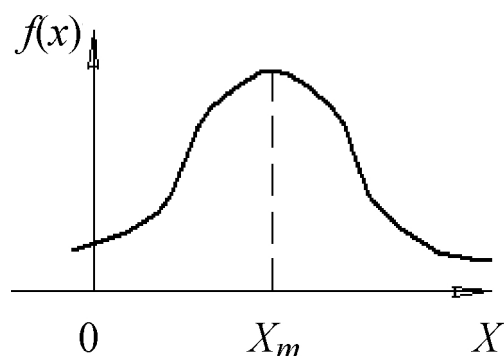


Рис.1.6. Плотность распределения случайной величины

Характеристиками функции плотности распределения являются: медианное значение x_m и среднее квадратичное отклонение случайной величины x_q .

Безразмерной характеристикой является коэффициент вариации

$$\nu = x_q / x_m .$$

Согласно теории вероятности вероятность того, что значение случайной величины не превысит заданное x_p , определится интегрированием:

$$P(x \leq x_p) = \int_{-\infty}^{x_p} f(x) dx .$$

При расчетах на прочность используется в основном нормальный закон распределения случайной величины (функцию Лапласа). Так как график функции Лапласа симметричен относительно медианного значения, то получим:

$$P(x \leq x_p) = 0,5 + \Phi(u),$$

где $\Phi(u)$ – табличное значение функции Лапласа; u – квантиль.

Значение квантиля определяется по формуле:

$$u = \frac{x_p - x_m}{x_q}.$$

При расчетах на прочность рассматриваются две случайные величины – напряжения σ , зависящие от действующих нагрузок, и предельные напряжения σ_{lim} , зависящие от разброса механических свойств материала. Графики плотностей распределения этих случайных величин приведены на рис.1.7.

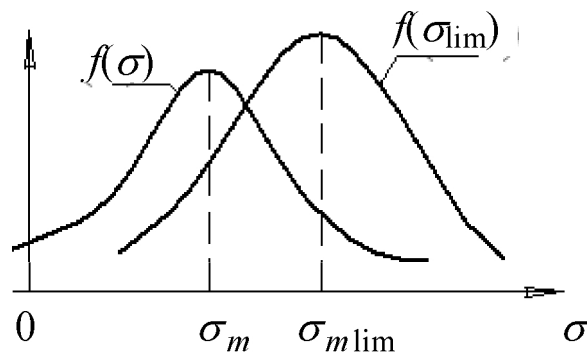


Рис.1.7. Графики плотностей распределения случайных величин при расчетах на прочность

В качестве запаса прочности принимается отношение:

$$S = \sigma_{m \lim} / \sigma_m.$$

Для двух случайных величин вероятность того, что действующие напряжения не превысят предельные разрушающие, определится по формуле:

$$P(\sigma \leq \sigma_{lim}) = 0,5 + \Phi(u).$$

В этом случае величина квантиля определится по формуле:

$$u = \frac{\sigma_{m \lim} - \sigma_m}{\sqrt{\sigma_{q \lim}^2 + \sigma_q^2}}.$$

Здесь σ_m и $\sigma_{m \lim}$ – медианные значения действующих и предельных напряжений; σ_q и $\sigma_{q \lim}$ – средние квадратичные отклонения для действующих и предельных напряжений.

Коэффициентами вариации случайных величин будут:

$$\nu = \sigma_q / \sigma_m \quad \text{и} \quad \nu_{lim} = \sigma_{q \lim} / \sigma_{m \lim}.$$

Используя эти отношения, формулу для определения квантиля можно привести к виду:

$$u = \frac{S - 1}{\sqrt{S^2 \cdot \nu_{\text{lim}}^2 + \nu^2}}.$$

Таким образом, получены зависимости, связывающие вероятность неразрушения P детали и запас прочности S .

Рассмотрим пример: коэффициент вариации напряжений в детали $\nu=0,3$; коэффициент вариации предельных напряжений $\nu_{\text{lim}} = 0,1$.

Для указанного примера зависимость вероятности неразрушения от величины запаса прочности приведена ниже:

запас прочности	S	1,0	1,3	1,5	2,0
вероятность неразрушения	P	0,500	0,821	0,932	0,997.

1.2.3. Проверка прочности при переменных режимах нагружения

Все машины работают при постоянно изменяющихся нагрузках и скоростях движения. По результатам статистических измерений режимов работы строится гистограмма нагрузок, на которой все режимы распределяются в порядке убывания величины нагрузки. Пример такой гистограммы показан на рис.1.8, где Q_i – обобщенная нагрузка. Там же обычно указывается продолжительность действия каждой из нагрузок t_{hi} . Кроме того, могут быть указаны частоты вращения и другие характеристики режима работы.

Максимальная из длительно действующих нагрузок принимается за номинальную (рис.1.8, $Q_H = Q_1$). Нагрузки, продолжительность действия которых незначительна (обычно менее 5% времени эксплуатации машины), называются кратковременными перегрузками и учитываются при проверке статической прочности (на рис.1.8 это Q_{max}).

В настоящее время применяются два варианта расчета при переменных режимах нагружения:

- расчет при номинальной нагрузке Q_H и эквивалентной длительности работы t_{hE} ;
- расчет при эквивалентной нагрузке Q_E и полной длительности работы t_h .

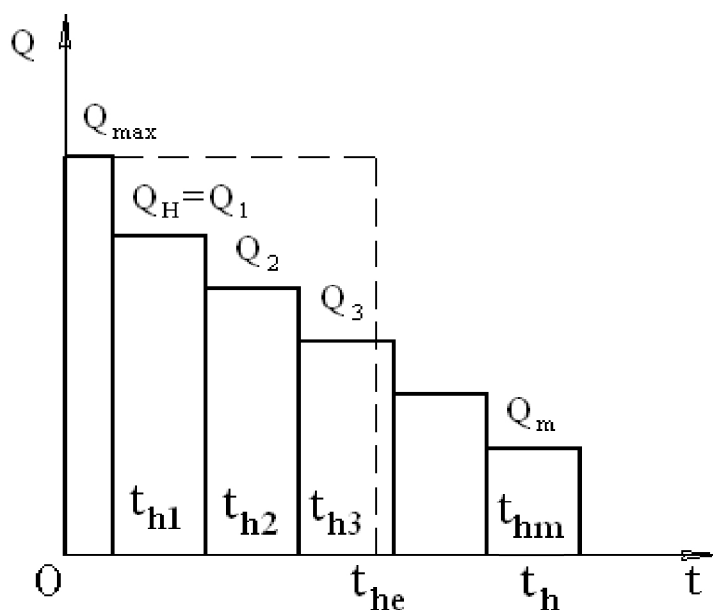


Рис.1.8. Гистограмма нагрузок

Выбор варианта расчета зависит от специфических условий эксплуатации машины.

Определение эквивалентной длительности работы или эквивалентной нагрузки производится на основе теории линейного суммирования повреждений.

Рассмотрим вариант расчета при номинальной нагрузке и эквивалентной длительности работы.

Согласно теории линейного суммирования повреждений разрушение детали наступает, если сумма повреждений на всех режимах работы достигает некоторой критической величины:

$$\sum \Pi_i = a.$$

Значение константы a зависит от материала детали, вида напряжений и режима изменения нагрузки.

Степень повреждения детали на каждом режиме оценивается отношением:

$$\Pi_i = t_{hi} / t_{lim i} ,$$

где $t_{lim i}$ – длительность работы детали до разрушения при данной нагрузке.

Длительность работы детали до разрушения определяется с использованием экспериментальной кривой выносливости, как показано на рис.1.9.

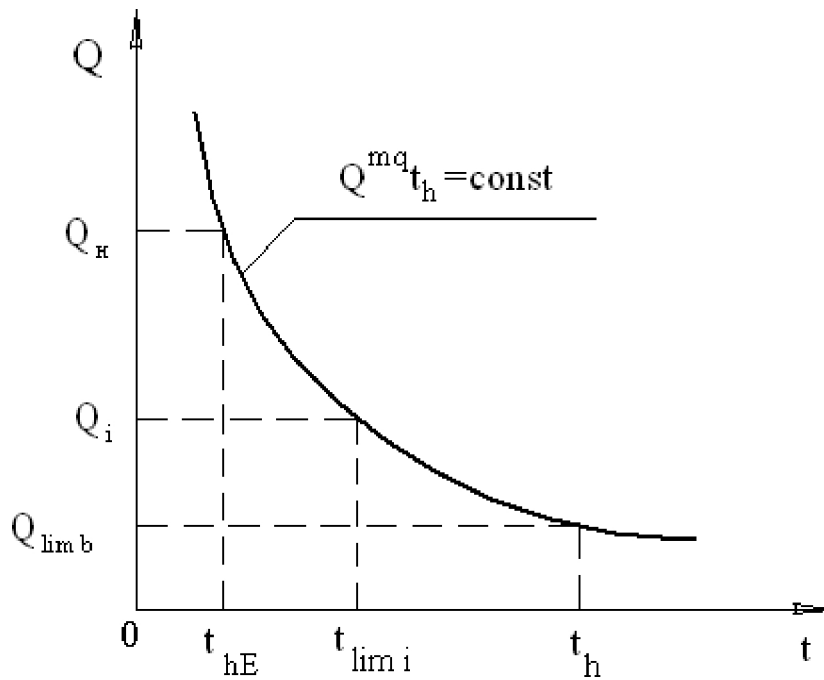


Рис.1.9. Кривая выносливости

Показатель степени m_q и величины $Q_{lim\ b}$ и t_{h0} зависят от свойств материала и вида напряжений.

Составим уравнение:

$$Q_i^{m_q} \cdot t_{lim\ i} = Q_h^{m_q} \cdot t_{hE}.$$

Отсюда

$$t_{lim\ i} = t_{hE} \left(\frac{Q_h}{Q_i} \right)^{m_q}.$$

Тогда степень повреждения детали на данном режиме будет равна:

$$\Pi_i = \frac{t_{hi}}{t_{hE}} \left(\frac{Q_i}{Q_h} \right)^{m_q}.$$

Если принять константу $a = 1$, то, суммируя повреждения на всех режимах работы, найдем:

$$t_{hE} = \sum \left(t_{hi} \left(\frac{Q_i}{Q_h} \right)^{m_q} \right).$$

В практической работе значение эквивалентной длительности работы удобнее определять по формуле:

$$t_{hE} = t_h \cdot K_{hE},$$

где K_{hE} – коэффициент эквивалентной долговечности.

Используя приведенное ранее выражение, найдем:

$$K_{hE} = \sum \left(\left(\frac{t_{hi}}{t_h} \right) \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_H} \right)^{m_q} \right).$$

Аналогично найдем выражение для определения эквивалентной нагрузки:

$$Q_E = Q_H \cdot K_{qE},$$

где K_{qE} – коэффициент эквивалентной нагрузки.

Значение коэффициента эквивалентной нагрузки определяется по формуле:

$$K_{qE} = \sqrt[m_q]{\sum \left(\left(\frac{t_{hi}}{t_h} \right) \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_H} \right)^{m_q} \right)}.$$

Для большинства машин при проектировочных расчетах гистограммы нагрузок заменяются типовыми режимами нагружения, показанными на рис.1.10.

Стандартами предусмотрены 6 типовых режимов: 0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный; 3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий.

Значения коэффициентов эквивалентности для типовых режимов приводятся в справочниках. Для транспортных машин (в том числе для авиационной техники) используются преимущественно 1-й и 2-й режимы нагружения.

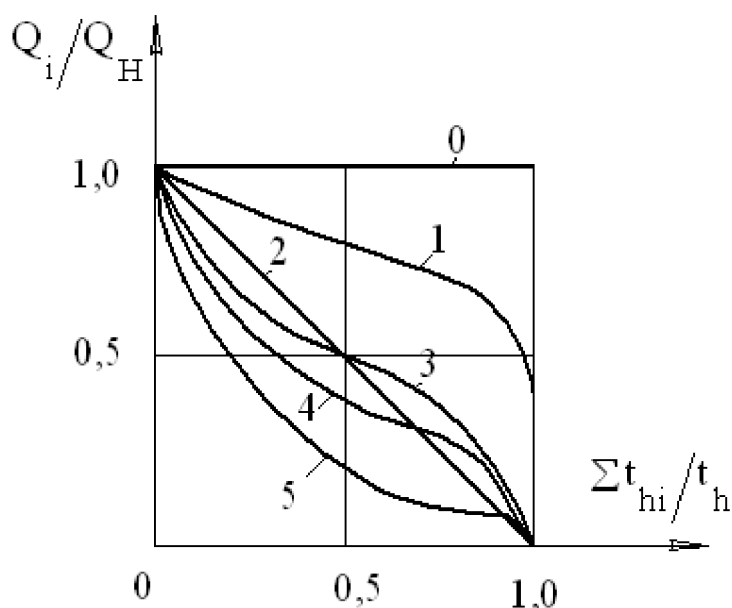


Рис.1.10. Графики типовых режимов нагружения

1.3. КРИТЕРИЙ ЖЕСТКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Эксплуатационные качества машин во многих случаях определяются жесткостью отдельных ее узлов и деталей.

Жесткостью называется способность детали сопротивляться деформациям.

Количественной характеристикой жесткости является коэффициент жесткости.

Коэффициент жесткости численно равен нагрузке, вызывающей единичную деформацию:

$$c = F/\delta.$$

Здесь F и δ – обобщенные нагрузка и деформация.

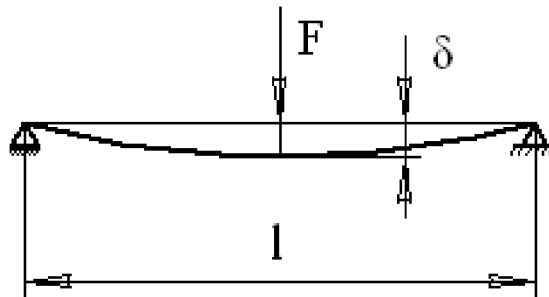


Рис.1.11. Деформации прогиба балки

Для показанной на рис.1.11 балки деформация прогиба определяется по формуле:

$$\delta = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J}.$$

Тогда коэффициент жесткости будет равен:

$$c = \frac{48 \cdot E \cdot J}{l^3}.$$

При нелинейной зависимости деформации от нагрузки коэффициент жесткости определяется как производная:

$$c = \partial F / \partial \delta.$$

Обратной коэффициенту жесткости величиной является коэффициент податливости, который численно равен деформации, вызываемой единичной нагрузкой:

$$\lambda = 1/c.$$

Значение коэффициента податливости определяется по формуле:

$$\lambda = \delta / F \quad \text{или} \quad \lambda = \partial \delta / \partial F.$$

Расчетное определение коэффициентов жесткости возможно только в отдельных случаях. На практике коэффициенты жесткости и податливости определяются экспериментально.

Условие обеспечения жесткости имеет вид:

$$\delta \leq [\delta].$$

Допускаемая величина деформации $[\delta]$ определяется требованиями эксплуатации – условиями незадевания деталей, допустимыми перекосами зубчатых колес или колец подшипников и т.п.

Необходимо отметить, что требуемую жесткость деталей следует обеспечивать не увеличением ее размеров, а приданием рациональной формы.

1.4. КРИТЕРИЙ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В ряде случаев разрушение деталей машин может наступить вследствие возникновения резонансных колебаний.

Критерием виброустойчивости называется способность детали работать при высоких скоростях вращения без возникновения резонансных колебаний.

В технике различают два вида колебаний – изгибные и крутильные.

Рассмотрим возникновение изгибных колебаний на примере вала, показанного на рис.1.12. Распределенной массой вала пренебрегаем и учитываем лишь массу установленной на валу детали m .

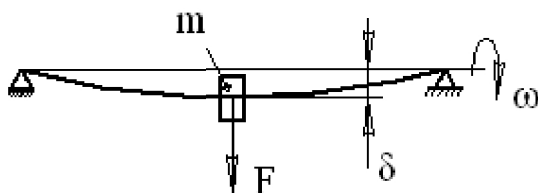


Рис.1.12. К определению частот собственных изгибных колебаний вала

При приложении нагрузки F центр тяжести установленной на валу детали переместится на величину деформации δ . После снятия нагрузки под действием упругих сил вала центр тяжести детали начнет возвращаться в исходное положение. Начнется колебательный

процесс. Уравнение движения центра тяжести детали при колебаниях будет иметь вид:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -F.$$

Здесь y и F – текущие значения деформации прогиба и силы упругости вала. Величина силы упругости определится по формуле:

$$F = c \cdot y,$$

где c – коэффициент жесткости вала при изгибе.

Подставив выражение для F в уравнение движения, получим:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \cdot y = 0.$$

Решением приведенного дифференциального уравнения будет тригонометрическая функция вида:

$$y = y_0 \cdot \cos(\omega_c \cdot t).$$

Здесь y_0 – амплитуда колебаний; ω_c – частота собственных изгибных колебаний вала, определяемая по формуле:

$$\omega_c = \sqrt{c/m}.$$

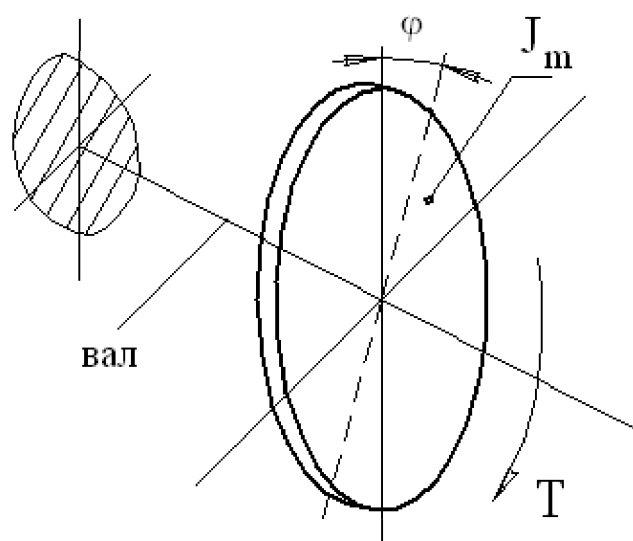


Рис. 1.13. К определению частот собственных крутильных колебаний вала

Возникновение крутильных колебаний можно рассмотреть на примере колебаний диска, установленного на валу как показано на рис.1.13.

Дифференциальным уравнением движения диска в этом случае будет:

$$J_m \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -T.$$

Здесь J_m – массовый момент инерции диска, φ – текущее значение угла поворота диска; T – текущее значение момента сил упругости вала, определяемое по формуле:

$$T = c_\varphi \cdot \varphi.$$

Решение дифференциального уравнения для этого случая будет иметь вид:

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \cos(\omega_c \cdot t).$$

При этом частота собственных крутильных колебаний определится по формуле:

$$\omega_c = \sqrt{c_\varphi / J_m}.$$

Рассмотрим случай возникновения резонанса при изгибных колебаниях вала, вращающегося с угловой скоростью ω . В сечении диска, приведенном на рис.1.14, действуют сила упругости F вала и центробежная сила F_c диска. Значения сил определяются по формулам:

$$F = c \cdot \delta$$

$$\text{и } F_c = m \cdot y \cdot \omega^2.$$

При наличии дисбаланса центра масс диска величина деформации прогиба вала будет равна:

$$\delta = y - e,$$

где e – эксцентриситет центра масс диска.

Пренебрегая силами трения, условие равновесия сил запишем в виде:

$$F = F_c \quad \text{или} \quad c(y - e) = m \cdot y \cdot \omega^2.$$

Решая полученное уравнение, найдем:

$$\frac{y}{e} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}.$$

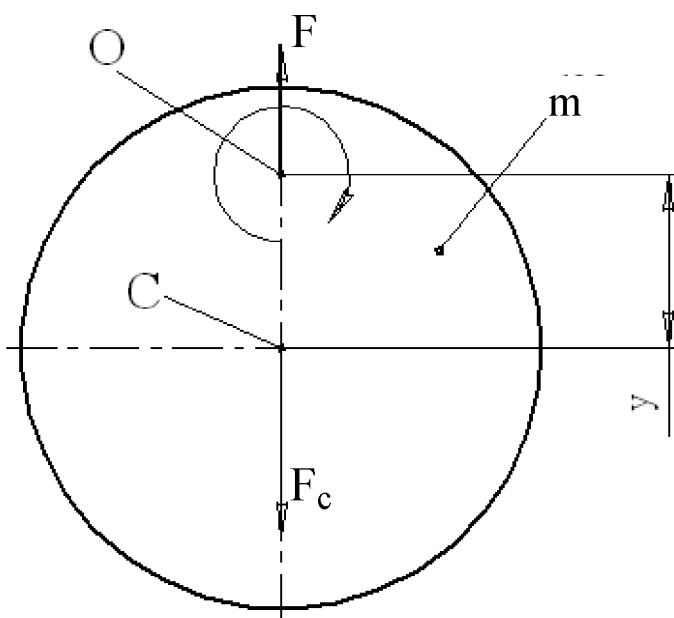


Рис.1.14. Схема сил в сечении вращающегося диска

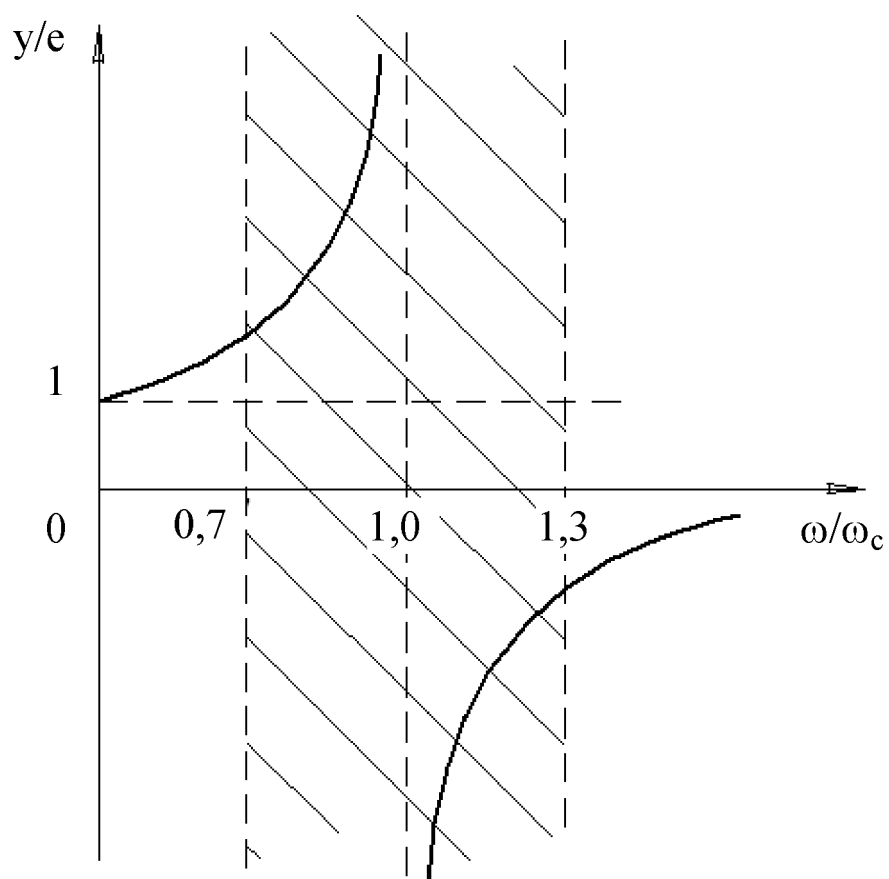


Рис.1.15. График прогибов вращающегося вала

На рис.1.15 показано графическое решение полученного уравнения. Видно, что при $\omega/\omega_c = 1$ величина прогиба вала стремится к бесконечности, т.е. возникает явление резонанса. Принимают опасной по возникновению резонанса зону, заштрихованную на рис.1.15.

На практике условие виброустойчивости записывают в виде:

$$\omega \neq (0,7 \div 1,3)\omega_c.$$

Виброустойчивость машин обеспечивается регулированием массы и коэффициентов жесткости деталей. Для машин, работающих при $\omega \geq 1,3 \cdot \omega_c$, необходимо применение демпфирующих устройств различного типа.

1.5. КРИТЕРИЙ ТЕПЛОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

При повышенных температурах работающих машин происходят изменения свойств материалов деталей (изменение твердости, уменьшение вязкости смазок и т.п.). Кроме того, возможны температурные деформации и т.д. Все это оказывает влияние на работоспособность машины.

Критерием теплостойкости называется способность детали сохранять эксплуатационные характеристики при повышенных температурах.

В работающих машинах, как правило, имеют место два источника тепловыделения – внутренний, от потерь на трение, и внешний подвод тепла. Кроме того, в машинах, работающих на переменных режимах, наблюдается как нагревание, так и охлаждение деталей.

Рассмотрим простейший пример – нагрев машины только за счет тепловыделения от трения при длительной работе на постоянном режиме.

Мощность тепловыделения от трения в работающей машине определится по формуле:

$$Q_{\text{втр}} = P_{\text{вх}}(1 - \eta),$$

где $P_{\text{вх}}$ – мощность на входе машины, η – КПД машины.

Одновременно с нагреванием машины происходит отвод тепла от ее поверхности в окружающую среду. Мощность теплоотвода в окружающую среду определится по формуле:

$$Q_{отв} = (t^o - t_{ов}^o) A \cdot k_T,$$

где t^o и $t_{ов}^o$ – температуры машины и окружающей среды; A – площадь поверхности машины, через которую происходит теплоотдача; k_T – коэффициент теплоотдачи от поверхности в окружающую среду.

Уравнением теплового баланса будет: $Q_{выд} = Q_{отв}$. Из этого уравнения найдем:

$$t^o = t_{ов}^o + \frac{P_{вх}(1 - \eta)}{A \cdot k_T}.$$

Проверка теплостойкости машины проводится по формуле:

$$t^o \leq [t_{ов}^o].$$

Снижение температуры машины обеспечивается повышением КПД, увеличением площади поверхности (например, путем оребрения корпуса), увеличением коэффициента теплоотдачи за счет вентиляции машины и т.п.

1.6. КРИТЕРИЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

До 80% всех отказов в машинах происходит вследствие изнашивания их деталей.

Критерием износостойкости называется способность детали сопротивляться изнашиванию.

Изнашиванием называется происходящее при трении разрушение поверхности детали, приводящее к изменению ее размеров и формы.

1.6.1. Виды трения в машинах

Трением называется сопротивление относительно перемещению поверхностей деталей. В машинах принято различать следующие виды трения: трение чистых поверхностей; граничное трение; жидкостное трение; смешанное трение. Кроме того, все виды трения разделяют на трение скольжения и трение качения.

Трение чистых поверхностей имеет двойственную природу – молекулярную и механическую. Сопротивление относительно перемещению определяется как молекулярным схватыванием поверх-

ностей (адгезией), так и механическим “пропахиванием” шероховатых поверхностей. В этом случае могут наблюдаться весьма большие коэффициенты трения, вплоть до схватывания и заклинивания деталей.

При граничном трении сопротивление относительно перемещению определяется прочностью граничных пленок на поверхностях деталей. Граничные пленки разделяются на две группы: предварительно нанесенные (покрытия); образующиеся в процессе работы. Пленки в процессе работы образуются преимущественно за счет притяжения поверхностью молекул из окружающей среды (адсорбцией).

При жидкостном трении сопротивление относительно перемещению определяется свойствами сплошной смазочной пленки, разделяющей поверхности.

На практике в контакте двух шероховатых поверхностей наблюдается смешанный режим трения, схема которого показана на рис.1.16. В этом случае сопротивление относительно перемещению зависит от вклада различных видов трения. Этот вклад, в свою очередь, зависит от соотношения толщины смазочного слоя h и высот микронеровностей R_{a1} и R_{a2} :

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}.$$

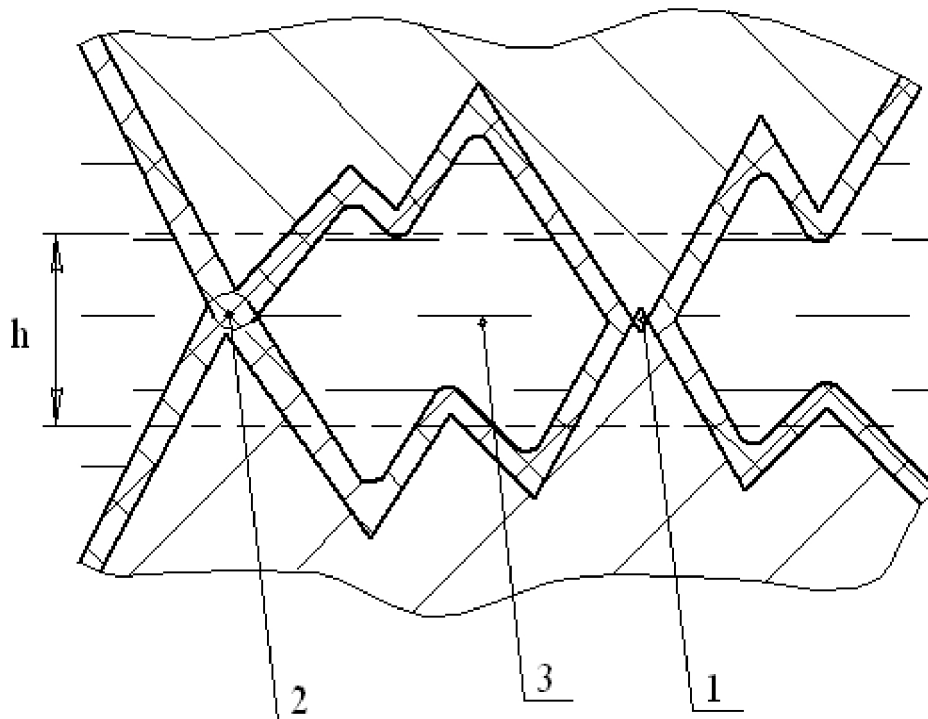


Рис. 1.16. Схема образования смешанного трения в контакте шероховатых поверхностей: а – зона трения чистых поверхностей; б – зона граничного трения; в – зона жидкостного трения

На рис.1.17 показана зависимость коэффициента трения от характеристики степени жидкостного трения λ (кривая Герси – Штрибека). Можно выделить три зоны: 1 – граничного трения; 2 – смешанного трения; 3 – жидкостного трения.

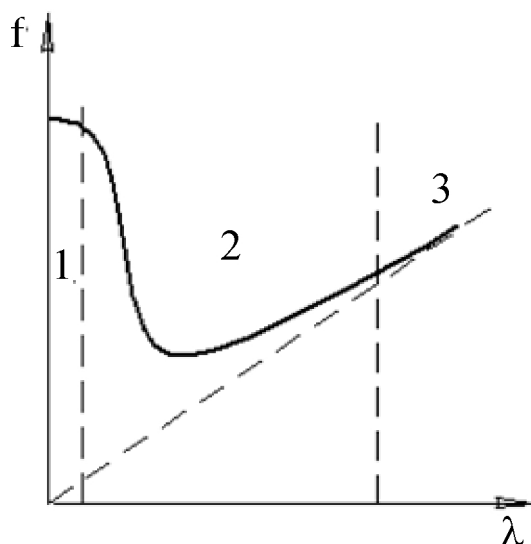


Рис.1.17. Зависимость коэффициента трения от степени жидкостного трения

1.6.2. Гидродинамический эффект

Большое влияние на трение между поверхностями деталей оказывают смазочные материалы. Все виды смазочных материалов делятся на твердые (покрытия, специальные порошки и т.п.), жидкие (масла), пластичные (мази) и газообразные (как правило, нейтральные газы). В авиационной технике наиболее широкое применение находят жидкие смазочные материалы. По своему назначению они делятся на моторные, трансмиссионные, приборные, промышленные и др. В зависимости от назначения к ним предъявляются самые разнообразные требования. Важнейшими из них являются: вязкость и ее зависимость от температуры, противоокислительные и противозадирные свойства, температуры застывания и воспламенения и др. При решении задач трения основное значение имеет вязкость смазки.

На рис.1.18 показано перемещение твердой поверхности по слою вязкой жидкости.

Сила сопротивления относительно перемещению поверхности определяется по формуле:

$$F_f = \mu \frac{V}{h} A.$$

Здесь F_f – сила трения; V – скорость скольжения поверхности; A – площадь поверхности; h – толщина смазочного слоя; μ – динамическая вязкость смазки.

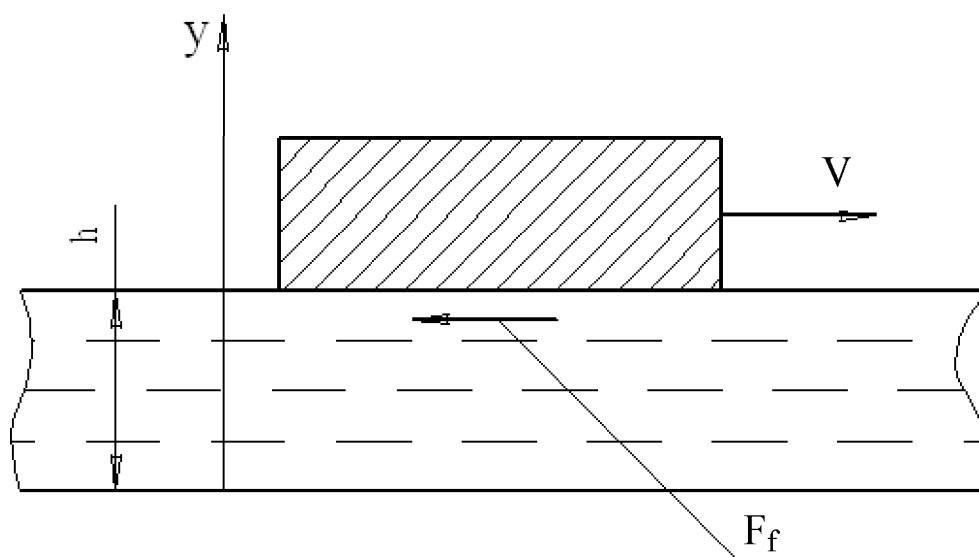


Рис.1.18. Перемещение твердой поверхности по слою вязкой жидкости

Приведенная формула была впервые получена отечественным ученым Петровым для расчета потерь на трение в гидродинамических подшипниках скольжения.

Разделив левую и правую части уравнения на площадь A , с учетом нелинейности распределения скорости сдвига смазки по толщине получим выражение:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}.$$

Здесь τ – касательные напряжения сдвига слоя смазки; u – текущее значение скорости сдвига смазочного слоя; y – координата в направлении, перпендикулярном смазочному слою.

Приведенная формула была получена Ньютоном. В соответствии с этой формулой под динамической вязкостью смазки понимают коэффициент пропорциональности между касательными напряжениями сдвига и градиентом скорости сдвига смазочного слоя.

На рис.1.19 показано перемещение наклонной поверхности по смазочному слою.

Так как толщина смазочного слоя на входе в зазор h_1 больше, чем на выходе h_2 , то при движении смазки в клиновом зазоре изменяется распределение скоростей сдвига смазки и возникает гидродинамическое давление p , как показано на рисунке.

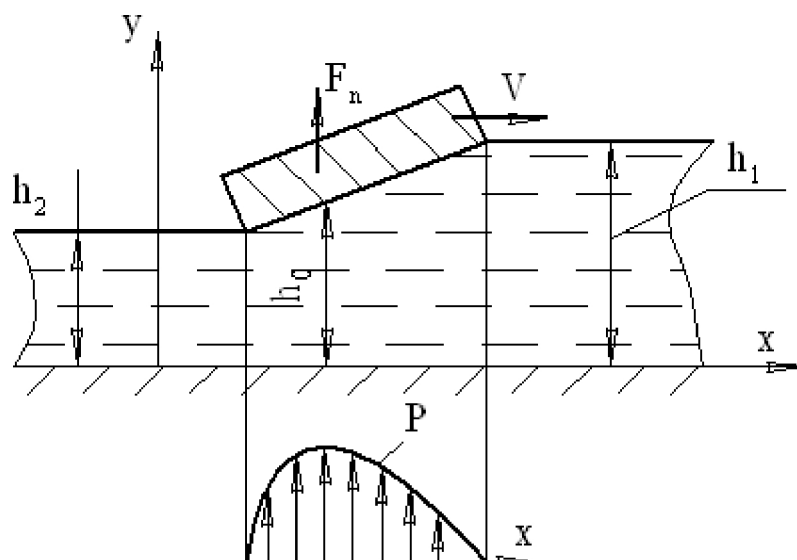


Рис.1.19. Перемещение наклонной плоскости по слою вязкой жидкости

Решение задачи о распределении гидродинамического давления в клиновом зазоре впервые было выполнено Рейнольдсом. Им получено основное уравнение гидродинамической теории смазки, которое в простейшем случае имеет вид:

$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \mu \cdot V \frac{h - h_0}{h^3}$$

Здесь p – давление в смазочном зазоре; x – координата по длине смазочного зазора; h – текущее значение толщины смазочного слоя; h_0 – толщина смазочного слоя в точке максимума давления.

С использованием этого уравнения рассчитывается показанная на рисунке эпюра давлений, по которой далее вычисляется гидродинамическая грузоподъемность смазочного слоя. Таким образом, устанавливается связь между нагрузкой F_n , воспринимаемой смазочным слоем, скоростью движения поверхности, вязкостью смазки и толщиной слоя смазки. Это позволяет оценить режим жидкостного трения, выполнить расчет сил трения и оценить износостойкость контакта.

1.6.3. Виды изнашивания деталей машин

Виды изнашивания деталей машин принято разделять на следующие: механическое, молекулярно-механическое, коррозионно-механическое.

Механическое изнашивание наблюдается преимущественно в виде режущего или царапающего действия твердой шероховатой поверхности или абразивных частиц, попадающих в зазор между трущимися поверхностями. Наиболее опасным видом механического изнашивания является абразивное.

Молекулярно-механическое изнашивание проявляется в виде молекулярного сцепления отдельных участков поверхностей и последующего разрушения участков такого сцепления. В результате происходит изменение микрогеометрии поверхностей, возможно образование бороздок вырванного металла и может происходить заклинивание механизма.

Коррозионно-механическое изнашивание происходит в виде образования и последующего разрушения окисных пленок на поверхностях трения деталей. При некоторых условиях частицы, образующиеся при разрушении окисных пленок, могут играть роль абразива. В таком случае возникает наиболее опасный вид коррозионно-механического изнашивания – фреттинг-коррозия.

Важнейшей характеристикой процесса изнашивания является интенсивность изнашивания. Интенсивность изнашивания зависит от свойств трущихся поверхностей а также режима работы – нагрузки, скорости скольжения, условий смазывания и т.п.

В качестве критериев износостойкости принимаются:

- $p \leq [p]$ – при небольших скоростях скольжения;
- $pV \leq [pV]$ – при повышенных скоростях скольжения и смешанном режиме трения;
- $h \geq [h]$ – при гидродинамическом режиме трения.

1.7. НАДЕЖНОСТЬ МАШИН И ДЕТАЛЕЙ

Комплексной оценкой работоспособности деталей и машин в целом является надежность.

Надежностью называется способность детали выполнять заданные функции с сохранением эксплуатационных характеристик в течение заданного времени.

Основными понятиями теории надежности являются: отказ, предельное состояние и другие.

Отказом называется событие, заключающееся в наступлении предельного состояния.

Предельным называется такое состояние машины или детали, при котором ее дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена

по требованиям безопасности или вследствие недопустимо большого изменения эксплуатационных характеристик.

Все показатели надежности являются случайными величинами. Основными из них являются: плотность и интенсивность распределения отказов, а также вероятность безотказной работы.

По теории вероятности вероятность отказа $F(t)$ и вероятность безотказной работы $P(t)$ связаны зависимостью:

$$F(t) + P(t) = 1.$$

Плотность распределения отказов $f(t)$ определяется как

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt}.$$

Практически функция плотности распределения отказов определяется экспериментально по формуле:

$$f(t) = \frac{\Delta N}{\Delta t \cdot N_0}$$

Здесь N_0 – число машин, запущенных в эксплуатацию; ΔN – число машин, вышедших из строя за время Δt .

Типичный график функции распределения отказов приведен на рис.1.20.

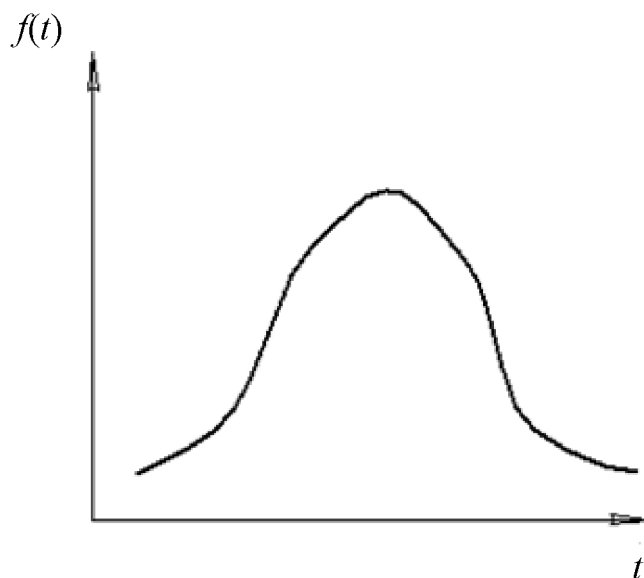


Рис.1.20. График функции распределения отказов

Величина интенсивности отказов экспериментально определяется по формуле:

$$\lambda(t) = \frac{\Delta N}{\Delta t \cdot N(t)}.$$

Здесь $N(t)$ – число машин, сохранивших работоспособность по истечении времени t .

График функции интенсивности отказов приведен на рис.1.21.

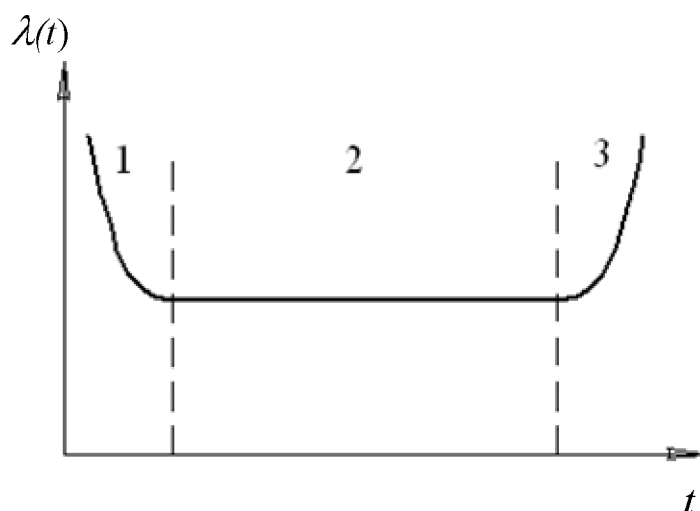


Рис.1.21. График функции интенсивности отказов

На рис.1.21 можно выделить три зоны: 1 – приработки; 2 – нормальной эксплуатации (как правило, самая продолжительная); 3 – катастрофического разрушения вследствие выработки ресурса.

Вероятность безотказной работы экспериментально определяется по формуле:

$$P(t) = N(t)/N_0.$$

Из ранее приведенной формулы найдем:

$$\frac{dP(t)}{dt} = \frac{d}{d(t)}(1 - F(t)) = -\frac{dF(t)}{dt} = -f(t).$$

Найдем отношение:

$$\frac{\lambda(t)}{f(t)} = \frac{N_0}{N(t)} = \frac{1}{P(t)}.$$

С использованием ранее полученного выражения найдем:

$$\lambda(t) = -\frac{1}{P(t)} \cdot \frac{dP(t)}{dt}.$$

Разделив переменные, найдем:

$$\frac{dP(t)}{dt} = -\lambda(t) \cdot dt.$$

Отсюда получим основное уравнение теории надежности:

$$P(t) = \exp \left[- \int_0^t \lambda(t) dt \right].$$

Это уравнение связывает вероятность безотказной работы и время работы машины.

Вводится понятие ресурса машины. Ресурсом называется время работы машины от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. Устанавливаются также средний ресурс и гамма-процентный ресурс или долговечность с заданной вероятностью безотказной работы.

В общем машиностроении установлена вероятность безотказной работы для заданной долговечности $P(t)=0,9$. Как было показано ранее, вероятность безотказной работы повышается с увеличением запасов прочности. Увеличение запасов прочности, в свою очередь приводит к увеличению размеров и массы деталей и машины в целом. В этой связи устанавливается в ответственных случаях:

- $P(t) = 0,98$ – для авиационной техники;
- $P(t) = 0,99$ – для атомной промышленности.

Машины состоят из большого количества деталей, каждая из которых имеет свой запас прочности и вероятность безотказной работы. По аналогии с электротехническими устройствами все соединения деталей машин разделяются на последовательное и параллельное, как показано на рис.1.22.

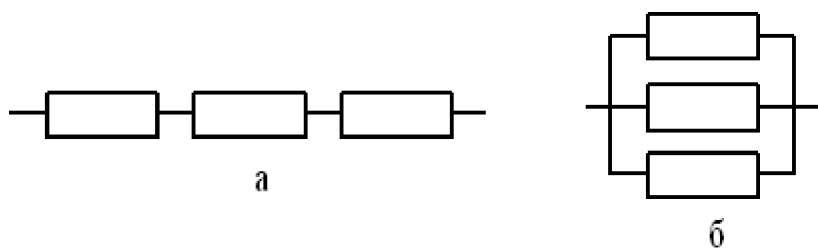


Рис.1.22. Соединения деталей в машинах:
а – последовательное; б – параллельное

При последовательном соединении деталей (например, многоступенчатый зубчатый редуктор) вероятность безотказной работы машины P_0 в целом определяется по формуле:

$$P_0 = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \text{ и т.д.,}$$

где $P_i(t)$ – вероятность безотказной работы отдельных деталей или ступеней машины.

Например, для двух деталей при $P_1(t) = P_2(t) = 0,9$ получим $P_0 = 0,81$, что недостаточно даже для машины общего назначения.

При параллельном соединении деталей (например, установка двух двигателей на самолет) вероятность безотказной работы машины определяется по формуле:

$$P_0 = 1 - (1 - P_1(t)) \cdot (1 - P_2(t)) \cdot (1 - P_3(t)) \text{ и т.д.}$$

При тех же условиях, что в предыдущем примере, получим $P_0 = 0,99$, что удовлетворяет даже требованиям атомной промышленности.

Параллельное соединение деталей и узлов в машине получило название резервирования. Необходимо учитывать, что резервирование значительно повышает вероятность безотказной работы машины, но несколько увеличивает ее габариты и массу.

100%-ю вероятность безаварийной работы машины можно обеспечить грамотной технической эксплуатацией и контролем за ее техническим состоянием.

1.8. КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Все детали машин общего назначения по своей конструкции, условиям эксплуатации и методам расчета принято разделять на классы:

- передачи – к ним относятся зубчатые, червячные, ременные и др.;
- соединения – к ним относятся резьбовые, заклепочные и др.;
- детали, обслуживающие вращательное движение, - к ним относятся валы, опоры и др.;
- прочие детали общего назначения – к ним относятся корпусные детали, пружины и др.

В связи с небольшим объемом лекционного курса ниже рассматриваются конструкции и методы расчета только деталей, имеющих наиболее широкое применение в авиационных изделиях.

Изучение некоторых типов деталей (например, корпусных) должно выполняться при курсовом проектировании.

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Передачами называются устройства, предназначенные для передачи энергии и движения от одной детали (узла) машины к другой. Применение передач вызывается необходимостью согласования скоростей движения двигателей и исполнительных органов машины.

Все виды передач можно разделить на классы: механические, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные (например, гидромеханические и т.п.). В курсе “Детали машин” изучаются только механические передачи.

Всю область механических передач можно разделить на две группы – передачи зацеплением и передачи трением. По другому признаку все передачи можно разделить на передачи с непосредственным контактом и передачи с гибкой связью.

К передачам зацеплением с непосредственным контактом относятся: зубчатые (включая волновые), червячные и винтовые.

К передачам зацеплением с гибкой связью относятся цепные передачи и передачи зубчатыми ремнями.

К передачам трением с непосредственным контактом относятся фрикционные передачи.

К передачам трением с гибкой связью относятся ременные передачи.

Ниже рассмотрим только передачи, имеющие широкое применение в авиационных изделиях.

2.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧАХ

Кинематические и энергетические отношения рассмотрим на примере передачи, схема которой приведена на рис.2.1.

Ведущему элементу и всем его характеристикам принято присваивать индекс “1”, ведомому – индекс “2”.

Исходными характеристиками передачи являются:

- мощности P_1 и P_2 в кВт;
- частоты вращения n_1 и n_2 в об./мин.;
- габаритные размеры d_1 и d_2 в мм.

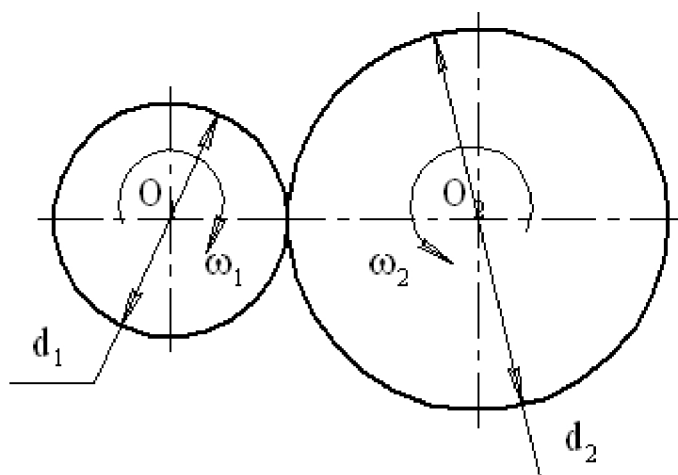


Рис.2.1. Схема механической передачи

Производными характеристиками передачи будут:

- КПД передачи $\eta = P_2/P_1$;
- передаточное отношение $i = n_1/n_2$;
- передаточное число $u = d_2/d_1$;
- окружная скорость $V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$ и $V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$ м/с;
- окружное усилие $F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{V_1}$ или $F_t = \frac{1000 \cdot P_2}{V_2}$ Н;
- крутящий момент $T_1 = \frac{F_t \cdot d_1}{2}$ и $T_2 = \frac{F_t \cdot d_2}{2}$ Н·мм.

Используя выражения для F_t и V , формулу для вычисления крутящего момента можно привести к виду:

$$T = \frac{1000 \cdot P \cdot d \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot d \cdot n \cdot 2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n}.$$

Здесь размерности n , P , и T те же, что указаны выше.

После вычисления крутящего момента величина окружного усилия определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad \text{или} \quad F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}.$$

Одна или несколько механических передач, установленных в едином корпусе, называется редуктором.

Исходными данными для редуктора являются:

- $P_{вх}$ и $P_{вых}$ – мощности на входе и выходе редуктора;
- $n_{вх}$ и $n_{вых}$ – частоты вращения входного и выходного валов.

Производными характеристиками редуктора являются:

КПД редуктора $\eta_{ред} = P_{вых} / P_{вх}$;

передаточное отношение редуктора $i_{ред} = n_{вх} / n_{вых}$.

В многоступенчатых передачах:

$\eta_{ред} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot$ и т.д., а также $i_{ред} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$ и т.д.

2.2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи относятся к передачам зацеплением с непосредственным контактом. Они имеют широкое применение в машиностроении благодаря своим достоинствам:

- высокая нагрузочная способность (при одинаковой нагрузке габариты зубчатой передачи приблизительно в 10 раз меньше, чем ременной);
- постоянство передаточного отношения;
- высокий КПД (в прецизионных передачах около 0,99);
- надежность и большая долговечность;
- технологичность в изготовлении (при наличии специального оборудования).

Вместе с тем зубчатые передачи имеют и определенные недостатки:

- шумы и вибрации при высоких скоростях вращения (связаны с неточностями изготовления);
- большая трудоемкость изготовления передач высокой точности (со шлифованными или хонингованными поверхностями).

2.2.1. Классификация зубчатых передач

По форме поверхности, на которой нарезаны зубья, все передачи делятся, как показано на рис.2.2, на цилиндрические и конические.

По направлению линии зуба относительно образующей поверхности, на которой они нарезаны, передачи делятся на прямозубые (1 и 4 на рис.2.2), косозубые (2 и 5 на рис.2.2) и с криволинейным или круговым зубом (3 и 6 на рис.2.2). Необходимо отметить, что кониче-

ские передачи с косыми зубьями нетехнологичны и практически не применяются.

По форме боковой поверхности зуба передачи делятся на эвольвентные и передачи Новикова, показанные на рис.2.3.

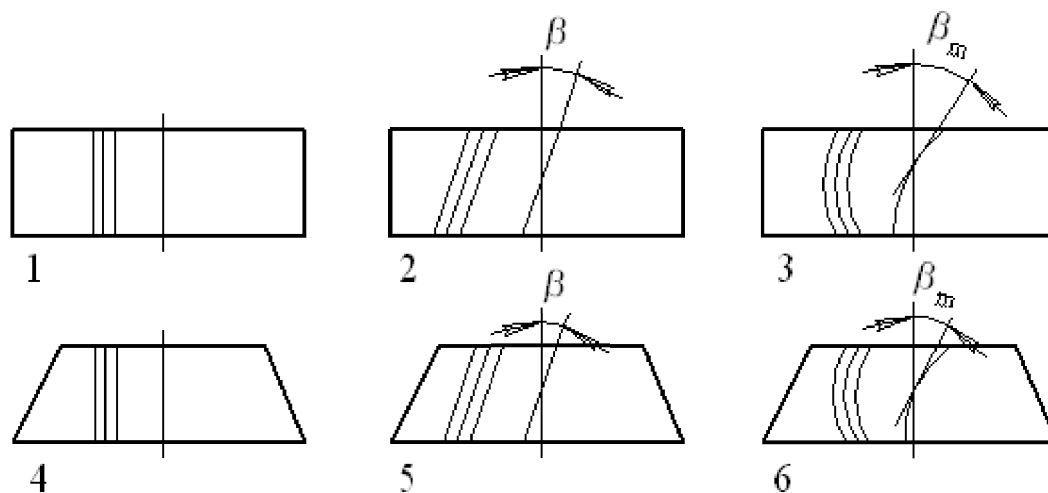


Рис.2.2. Формы зубчатых колес

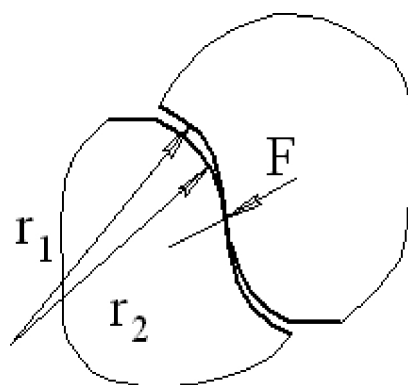


Рис.2.3. Контакт зубьев зацепления Новикова

Передачи Новикова благодаря выпукло-вогнутому контакту зубьев обладают теоретически более высокой нагрузочной способностью, но не технологичны при шлифовании. В этой связи в авиационной технике в настоящее время применяются только эвольвентные зубчатые передачи.

2.2.2. Основные свойства эвольвентного зацепления

Эвольвентой называется кривая, описываемая точкой, лежащей на прямой, обкатываемой по окружности без скольжения.

Образование эвольвенты показано на рис.2.4. Прямая NN в этом случае называется производящей прямой, а окружность – основной

окружностью. Единственным параметром эвольвенты является диаметр основной окружности d_b .

Из способа образования эвольвенты следуют два важных для расчетов зубчатых передач свойства:

- производящая прямая всегда является нормалью к эвольвенте;
- радиусом кривизны ρ эвольвенты является отрезок АВ (см. рис.2.4) производящей прямой от точки пересечения с эвольвентой до точки касания с основной окружностью.

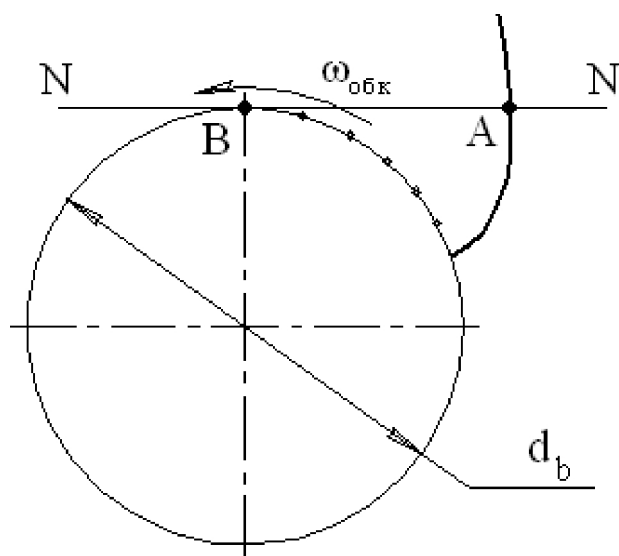


Рис.2.4. Схема получения эвольвенты

Рассмотрим контакт двух эвольвентных профилей, показанный на рис.2.5.

На рис.2.5 точки O_1 и O_2 – центры основных окружностей ведущего и ведомого профилей. Отрезок O_1O_2 получил название – межосевое расстояние и обозначается a_w . Прямая NN – общая производящая прямая двух профилей. Во все фазы работы зацепления точка контакта K профилей перемещается по линии NN . В этой связи линия NN получила название – линия зацепления. Угол между линией зацепления и перпендикуляром MM к линии, соединяющей центры основных окружностей, получил название «угол зацепления» и обозначается α_w . Точка W пересечения линии зацепления с линией, соединяющей центры основных окружностей, получила название «полус зацепления».

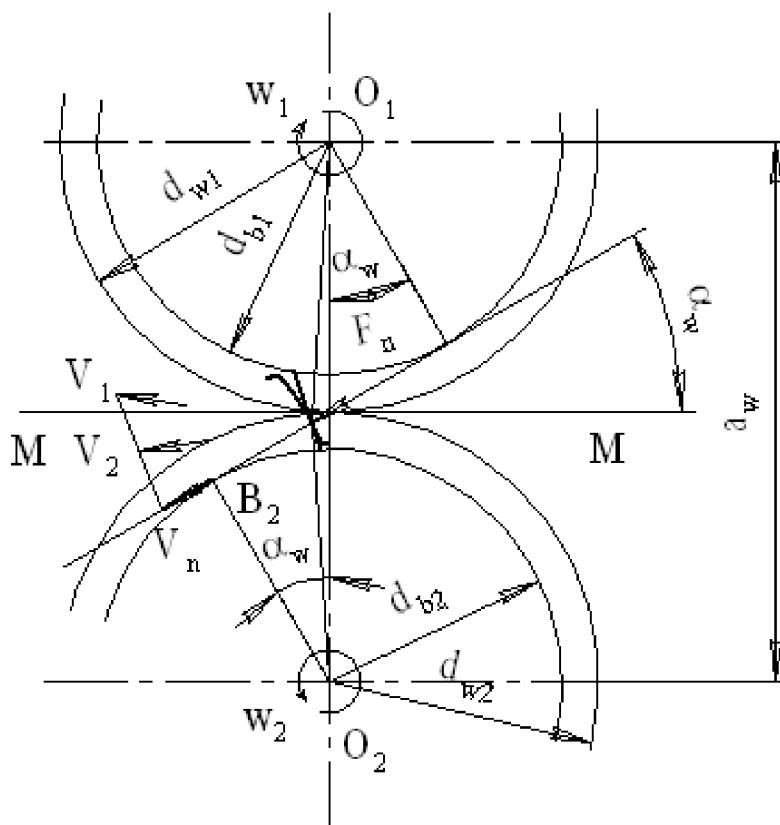


Рис.2.5. Контакт двух эвольвентных профилей

Из анализа геометрии следует первое из свойств эвольвентного зацепления: эвольвентное зацепление допускает погрешность в межосевом расстоянии, сохраняя работоспособность. При этом лишь изменяется угол зацепления α_w .

Если контакт двух профилей находится в точке K , то окружные скорости поверхностей ведущего V_1 и ведомого V_2 профилей будут направлены по нормали к радиусам O_1K и O_2K , как показано на рисунке. Проекции этих скоростей на линию зацепления, являющуюся общей нормалью двух профилей, по условию неразрывности движения двух твердых недеформируемых тел должны быть равны:

$$V_{n1} = V_{n2} = V_n.$$

С другой стороны:

$$V_{n1} = \frac{d_{b1} \cdot \omega_1}{2} \quad \text{и} \quad V_{n2} = \frac{d_{b2} \cdot \omega_2}{2}.$$

Отсюда получим передаточное отношение эвольвентной передачи:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = u.$$

Таким образом, установлено второе свойство эвольвентного зацепления: постоянство передаточного отношения при любом положении точки контакта.

Окружности, проходящие через полюс зацепления, получили название начальных окружностей. Их диаметры обозначаются d_{w1} и d_{w2} . Из треугольников O_1B_1W и O_2B_2W найдем:

$$u = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}.$$

Усилие F_n взаимодействия двух профилей направлено по линии зацепления как их общей нормали. Величину усилия взаимодействия найдем из условия равновесия:

$$F_n = \frac{2 \cdot T_1}{d_{b1}}.$$

Отсюда вытекает третье свойство эвольвентного зацепления: усилие взаимодействия эвольвентных профилей постоянно по величине и направлению при любом положении точки контакта.

Как видно по рис.2.5, вторые проекции окружных скоростей V_1 и V_2 направлены по нормали к линии зацепления и имеют разную величину. Это приводит к возникновению относительного скольжения в контакте. Если обозначить проекции окружных скоростей на нормаль к линии зацепления $V_{\tau1}$ и $V_{\tau2}$, то скорость скольжения в контакте определится как разность:

$$V_s = V_{\tau1} - V_{\tau2}.$$

Необходимо отметить, что в полюсе зацепления скорость скольжения равна нулю, а при переходе точки контакта через полюс изменяет знак.

2.2.3. Стандартный исходный контур эвольвентных зубчатых передач

Известно, что при $d_b \rightarrow \infty$ эвольвента превращается в прямую. Это позволяет использовать для изготовления эвольвентных зубчатых колес инструмент реечного типа.

На рис.2.6 показан принцип формирования боковой поверхности зубьев прямозубой (при $\beta_b = 0$) и косозубой (при $\beta_b \neq 0$). Видно, что

боковая поверхность зубьев линейчатая. Угол β_b получил название – угол наклона зубьев на основном цилиндре.

В качестве стандартного исходного контура для эвольвентных зубчатых передач принят контур косозубой рейки, показанный на рис.2.7.

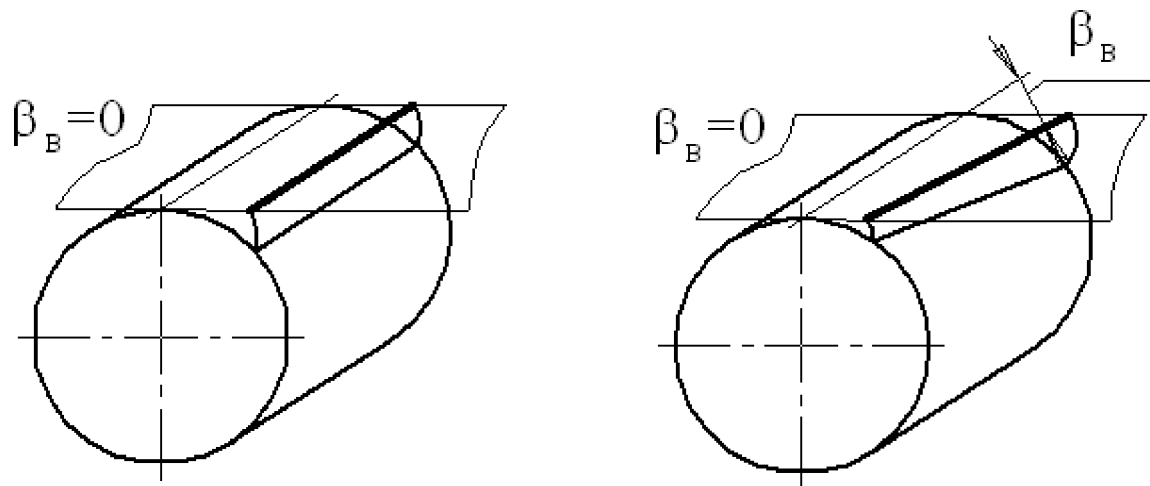


Рис.2.6. Формирование боковой поверхности зуба

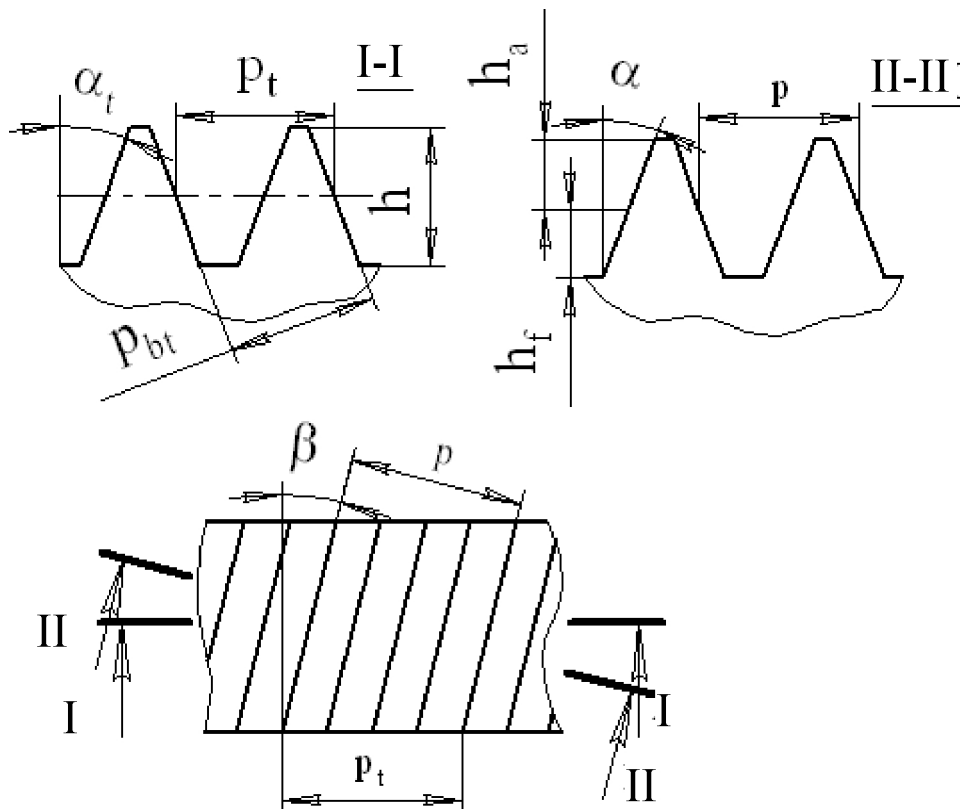


Рис.2.7. Стандартный исходный контур инструмента реечного типа:

I – торцевое сечение; II – нормальное сечение;

----- – делительная плоскость инструмента

Вводится понятие делительной плоскости инструмента. Делительной называется плоскость, в которой толщина зуба равна ширине впадины. В этой связи угол β получил название – угол наклона зуба в делительной плоскости.

Одной из основных геометрических характеристик профиля рейки является шаг. Шагом называется расстояние между двумя соседними одноименными точками профиля. В передачах различают шаг в нормальном p и торцевом p_t сечениях. Как следует из рисунка, соотношение между ними определяется наклоном зубьев:

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta}.$$

Вводится понятие модуля передачи. Модулем передачи называется отношение шага к числу π . В передачах стандартизован модуль в нормальном сечении:

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

Модуль в торцевом сечении по аналогии с шагом определяется по формуле:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta}.$$

Размеры зуба по высоте принимаются пропорциональными модулю в нормальном сечении. Как показано на рис.2.7:

- высота головки зуба $h_a = 1 \cdot m$;
- высота ножки зуба $h_f = 1,25 \cdot m$;
- общая высота зуба $h = 2,25 \cdot m$.

В передачах стандартизован угол профиля зуба α в нормальном сечении. По ГОСТу принято $\alpha = 20^\circ$. Вместе с тем в авиационной и автомобильной отраслях промышленности применяются передачи с углом профиля $\alpha = 20^\circ, 25^\circ$ и 28° .

Увеличение угла профиля приводит к заострению вершины зуба. В этой связи в экспериментальных конструкциях применяются зубья несимметричного профиля с увеличенным углом профиля с рабочей стороны зуба, как показано на рис.2.8.

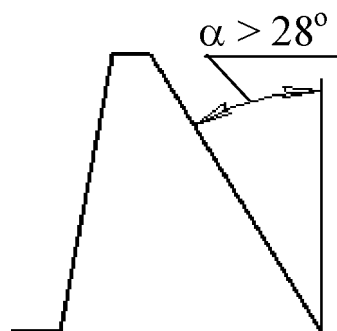


Рис.2.8. Несимметричный профиль зуба

Угол профиля зуба в торцевом сечении определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta.$$

В передачах, кроме того, устанавливается шаг зубьев на основном цилиндре. Эта величина равна шагу p_{bt} рейки и определяется по формуле:

$$p_{bt} = p_t \cdot \cos \alpha_t.$$

При этом угол наклона зубьев на основном цилиндре находится из соотношения:

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha.$$

2.2.4. Цилиндрические зубчатые передачи

Цилиндрические зубчатые передачи имеют наиболее широкое применение в авиационных передачах благодаря высокой нагрузочной способности, технологичности в изготовлении высокоточных передач и малым потерям на трение. Кроме того, зависимости, полученные для расчетов цилиндрических зубчатых передач, являются базой для разработки методов расчета других типов передач.

2.2.4.1. Элементы геометрии цилиндрических зубчатых передач

Для придания зубчатой передаче требуемых эксплуатационных характеристик применяется нарезание зубьев колес со смещением исходного контура. В этом случае изменение характеристик зубьев осуществляется за счет использования для формирования профиля боковой поверхности зуба различными участками эвольвенты.

На рис.2.9 приведена схема нарезания со смещением зубчатого колеса инструментом реечного типа (червячной фрезой).

Для зубчатого колеса вводится понятие делительной окружности. Делительной называется окружность, на которой окружной шаг зубьев равен шагу инструмента. Тогда длина делительной окружности $\pi \cdot d = p_t \cdot z$, где d – диаметр делительной окружности, а z – число зубьев колеса. Отсюда получим:

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

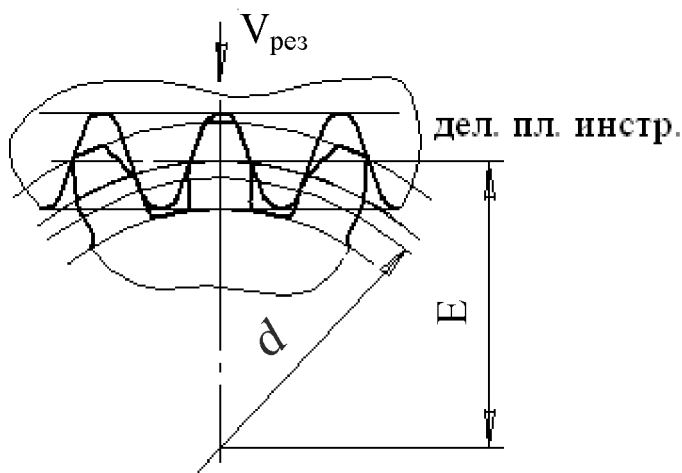


Рис.2.9. Схема нарезания зубчатого колеса со смещением

При нарезании зубьев заготовка колеса совершает движение обкатки ($\omega_{обк}$), а фреза – сьем металла, постепенно приближаясь к центру колеса ($V_{рез}$). При завершении нарезания зубьев между центром колеса и делительной плоскостью остается расстояние E .

Вводится понятие – коэффициент смещения при нарезании зубьев (ранее назывался коэффициентом коррекции), который определяется по формуле:

$$x = \frac{E - d/2}{m}.$$

Если в передаче шестерня нарезана с коэффициентом смещения x_1 а колесо – x_2 , то для передачи в целом устанавливается коэффициент суммы (разности) смещений, определяемый по формуле:

$$x_{\Sigma} = x_2 \pm x_1.$$

Здесь знак «+» применяется для передачи внешнего, а знак «–» – внутреннего зацепления.

На рис.2.10 показаны основные размеры цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления. Исходными данными для геометрического расчета являются: модуль зацепления m , угол наклона зубьев β , числа зубьев z_1 и z_2 , коэффициенты смещения x_1 и x_2 , угол профиля α и межосевое расстояние a_w .

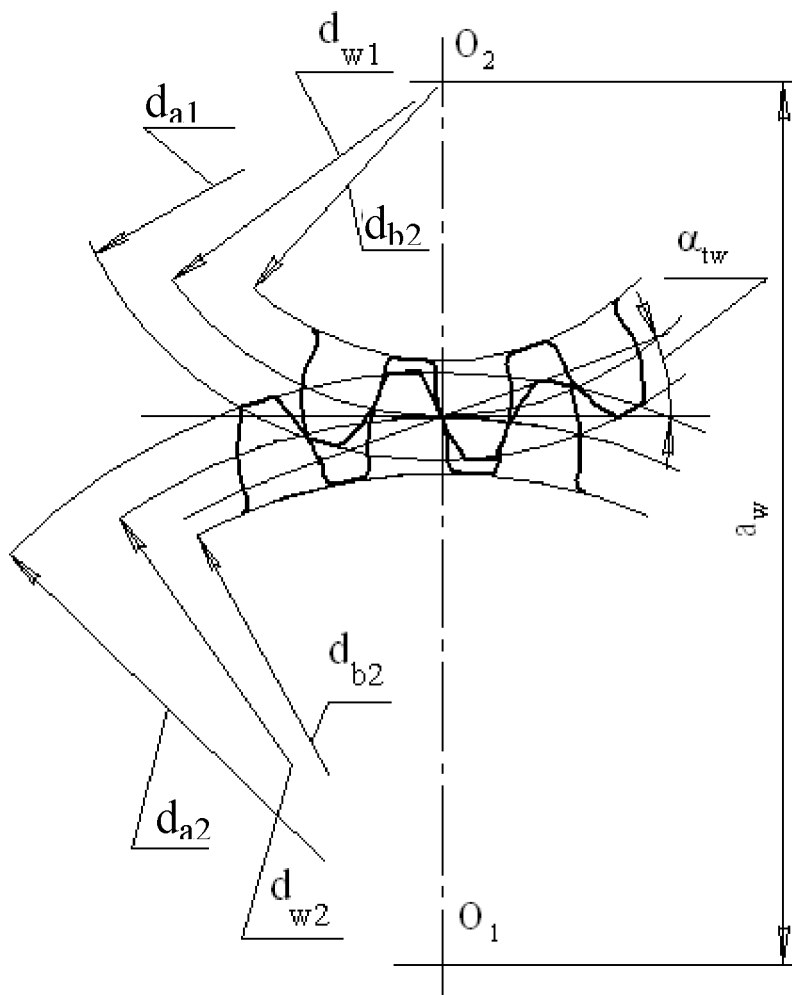


Рис.2.10. Основные размеры цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Делительные диаметры колес определяются по формулам:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta}.$$

Вводится понятие – делительное межосевое расстояние, определяемое по формуле:

$$a = \frac{1}{2}(d_2 \pm d_1).$$

Определяется коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m}.$$

Затем находится коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y.$$

Угол зацепления передачи находится из формулы:

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t,$$

где $\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right).$

Как следует из рисунка: $a_w = \frac{1}{2}(d_{w2} \pm d_{w1}).$

Передаточное число передачи определяется отношениями:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}.$$

Тогда начальные диаметры колес определяются по формулам:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{u \pm 1} \quad \text{и} \quad d_{w2} = d_{w1} \cdot u.$$

Наконец, определяются диаметры вершин и впадин зубьев по формулам, рассмотренным в курсе ТММ.

В приведенных выше формулах знак «+» применяется при расчетах передач внешнего зацепления, знак «−» для передач внутреннего зацепления.

2.2.4.2. Усилия в зацеплении цилиндрических зубчатых передач

Рассмотрим усилия в зацеплении для случая, когда точка контакта находится в полюсе зацепления. Кроме того, при рассмотрении усилий в зацеплении не будем учитывать силы трения.

Схема сил, действующих в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи, приведена на рис.2.11.

Все силы в зацеплении принято выражать через окружное усилие F_t . В свою очередь, окружное усилие находится из условия равновесия шестерни по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}.$$

Здесь: T_1 – момент, крутящий на валу шестерни рассчитываемой передачи.

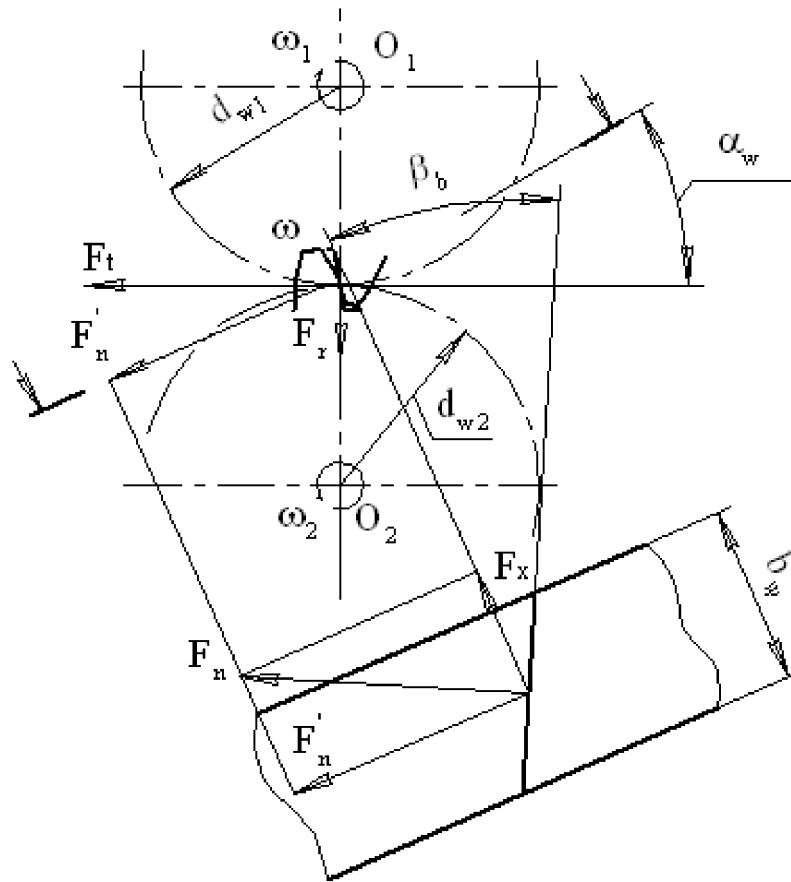


Рис.2.11. Схема сил в зацеплении цилиндрической зубчатой передач

Как следует из рисунка, радиальное усилие в зацеплении определяется по формуле:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}.$$

Вспомогательное усилие F'_n найдем по формуле:

$$F'_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{tw}}.$$

Тогда осевое усилие определится как $F_x = F'_n \cdot \operatorname{tg} \beta_b$. Подставляя выражение для F'_n , получим формулу:

$$F_x = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_b}{\cos \alpha_{tw}} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w.$$

Здесь β_w – угол наклона зубьев на начальном цилиндре. В практических расчетах используется приближенная формула:

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Усилие F_n , нормальное как к профилю, так и к направлению линии зуба, называется полным усилием в зацеплении. Эта сила определяет напряжения в зубе работающей передачи.

Как следует из рис.2.11, усилие F_n будет равно:

$$F_n = \frac{F_n'}{\cos \beta_b}.$$

После подстановки выражения для F_n' получим формулу:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b}.$$

На рис.2.12 приведена схема сил, действующих на вал и опоры зубчатого колеса.

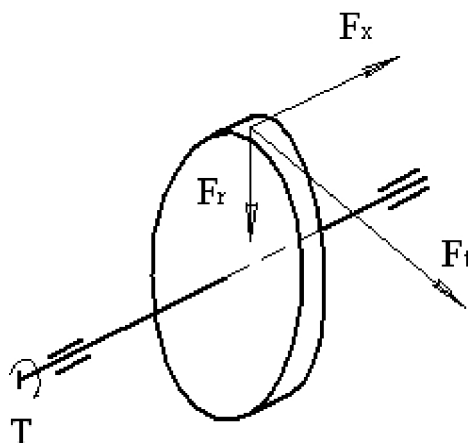


Рис.2.12. Схема сил, действующих на вал и опоры зубчатого колеса

Необходимо отметить, что осевые силы значительно снижают долговечность подшипниковых опор. В этой связи не рекомендуется назначать углы наклона зубьев больше 25° . Обычно назначают $10^\circ \leq \beta \leq 25^\circ$.

Для тяжело нагруженных передач применяют шевронные колеса с углом наклона $\beta \leq 45^\circ$, разгружающие опоры от осевых сил, как показано на рис.2.13.

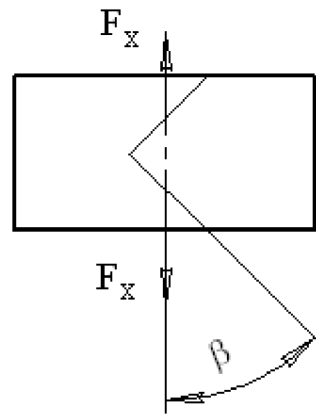


Рис.2.13. Схема шевронного колеса

В процессе работы передачи нагрузка может передаваться двумя или более парами зубьев. На рис.2.14 показана схема возникновения многопарного зацепления.

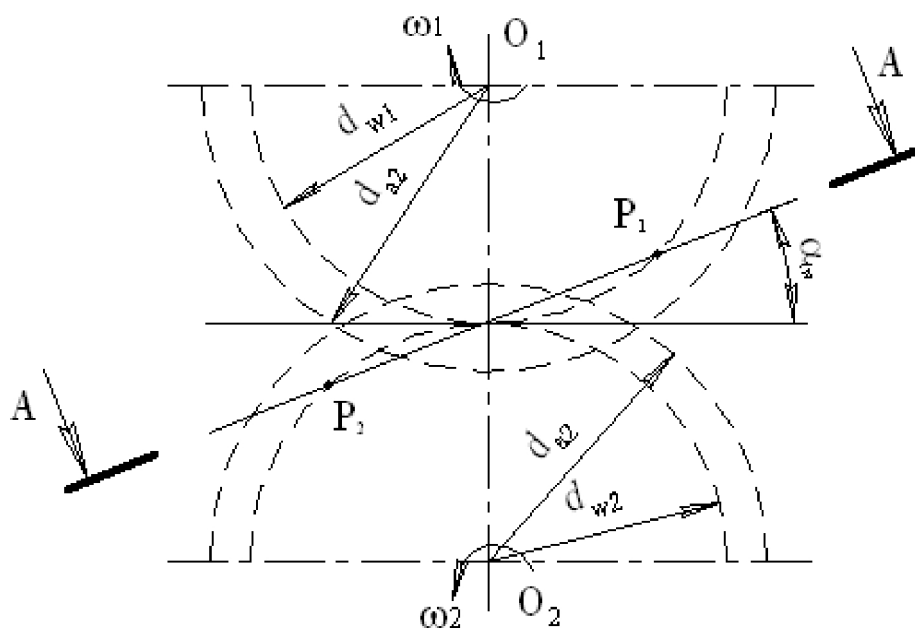


Рис.2.14. Схема возникновения многопарного зацепления в цилиндрической зубчатой передаче

На рис.2.14 отрезок P_1P_2 называется рабочим участком линии зацепления. Его длина определяется точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин зубьев шестерни и колеса. Рассмотрим положение линий контакта зубьев в пределах рабочего участка линии зацепления, показанное на рис.2.15, когда первая пара зубьев находится на выходе из зацепления. Тогда следующая пара зубьев будет находиться на расстоянии окружного шага p_{bt} .

Положение линий контакта в прямозубой передаче показано на рис.2.15,а. Видно, что после выхода из контакта первой пары зубьев некоторое время нагрузка передается только второй парой зубьев. И лишь после входа в контакт третьей пары, как показано штриховыми линиями, начинается вновь передача нагрузки двумя парами зубьев. В этой связи заштрихованный на рисунке участок получил название «зона однопарного зацепления».

Величина зоны однопарного зацепления определяется коэффициентом торцевого перекрытия, вычисляемым по формуле:

$$\varepsilon_{\alpha} = g_{\alpha} / p_{bt} .$$

Здесь g_{α} - длина отрезка P_1P_2 .

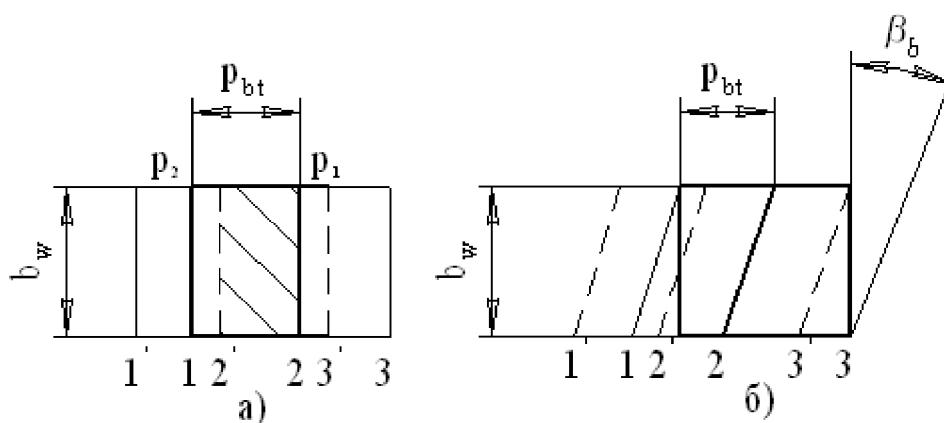


Рис.2.15. Положение линий контакта зубьев в поле зацепления: а – при $\beta = 0^{\circ}$; б – при $\beta \neq 0^{\circ}$.

Рекомендуется при проектировании передачи обеспечивать $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$. Это означает 20% времени работы при двухпарном зацеплении и 80% - при однопарном.

Необходимо отметить, что зона однопарного зацепления находится в районе полюса зацепления.

Положение линий контакта зубьев в поле зацепления косозубой передачи показано на рис.2.15,б. Видно, что при определенном угле наклона зубьев выход из зацепления одной пары зубьев сопровождается входом в зацепление другой. Вводится понятие «коэффициент осевого перекрытия», значение которого определяется по формуле:

$$\varepsilon_{\beta} = b_w / p_{bx} .$$

Здесь $p_{bx} = p_{bt} / \tan \beta_b$ - осевой шаг зубьев на основном цилиндре. При $\varepsilon_{\beta} \geq 1$ в косозубой передаче нет однопарного зацепления.

2.2.4.3. Виды разрушений зубчатых передач

Нагружение зубьев зубчатых передач имеет циклический характер. В этой связи основные виды разрушений зубьев – усталостного происхождения.

К ним относится, прежде всего, **усталостное выкрашивание рабочих поверхностей**, схема которого показана на рис.2.16.

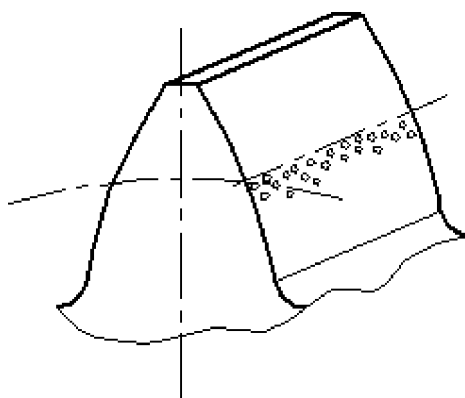


Рис.2.16. Вид зуба передачи с дефектом выкрашивания

Выкрашивание наблюдается в виде лунок-язвин выкрошенного металла глубиной около 25 мкм, образующихся в районе полюсной линии. Это объясняется действием на поверхность циклически изменяющихся контактных напряжений. При этом в районе полюсной линии действуют максимальные нагрузки, соответствующие зоне однопарного зацепления. С появлением лунок усталостного выкрашивания в работающей передаче увеличиваются шумы и вибрации.

При кратковременных перегрузках контактные напряжения могут вызвать **пластические деформации поверхностей**.

Опасным видом разрушения в передачах является **усталостная поломка зубьев**. Схема нагружения зуба показана на рис.2.17.

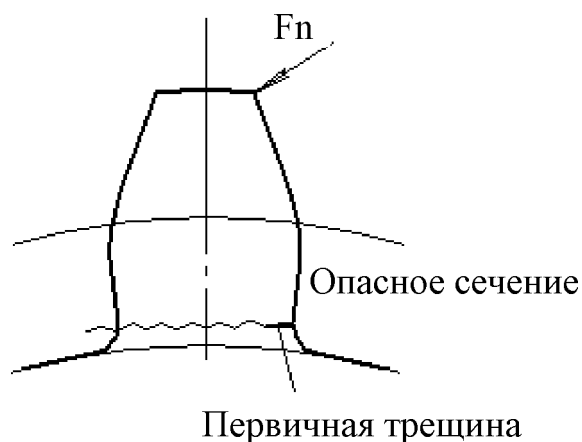


Рис.2.17. Схема усталостной поломки зуба

Разрушение начинается с возникновения первичной трещины на стороне зуба, испытывающей растягивающие напряжения. Затем трещина увеличивается и происходит поломка зуба.

При кратковременных перегрузках могут произойти **хрупкое статическое разрушение или пластический изгиб зуба**.

При неудовлетворительных условиях смазывания может наблюдаться **изнашивание рабочих поверхностей зубьев**. Характер износа показан на рис.2.18. Изнашиваются, прежде всего, поверхности головки и ножки зуба, где наибольшие величины скоростей относительного скольжения. Наиболее интенсивное изнашивание наблюдается при наличии загрязнений в смазке. При правильно выбранной смазке и отсутствии загрязнений передача может работать длительное время без заметных следов изнашивания.

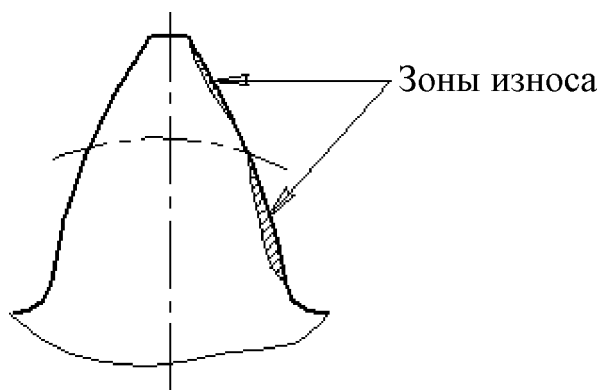


Рис.2.18. Схема износа рабочих поверхностей зубьев

Часто встречающимся видом разрушения высокоскоростных тяжелонагруженных зубчатых передач является **заедание рабочих поверхностей зубьев**. Заедание является следствием молекулярного схватывания отдельных участков поверхностей. При последующем движении эти “мостики схватывания” разрушаются и на поверхности образуются задиры. Для возникновения заедания необходимы одновременно большие нагрузки и высокие скорости скольжения. В этой связи дефекты заедания наблюдаются в зоне перехода от двухпарного к однопарному зацеплению.

Для передач, имеющих поверхностную закалку, цементацию или азотирование зубьев в некоторых случаях возникает **отслаивание закаленного слоя**. Этот дефект связан с остаточными термическими напряжениями при закалке и, следовательно, может считаться технологическим дефектом.

Расчеты на изнашивание и заедание в настоящее время недостаточно разработаны и рассматриваются в специальном курсе “Основы

трибологии и триботехники”. В курсе деталей машин рассмотрим методы расчета зубчатых передач на контактную и изгибную прочности, отраженные в действующих стандартах.

Таким образом, в действующих стандартах приняты два критерия прочности:

- контактная прочность – $\sigma_H \leq [\sigma_H]$;
- изгибная прочность – $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

2.2.4.4. Понятие о контактных напряжениях и деформациях

Контактные напряжения и деформации деталей произвольной формы рассматриваются в курсе теории упругости. Рассмотрим лишь кратко вопрос о напряжениях и деформациях в контакте деталей цилиндрической формы, имеющий практическое значение при расчетах зубчатых передач.

На рис.2.19 показаны деформации упругого полупространства под действием сосредоточенной силы.

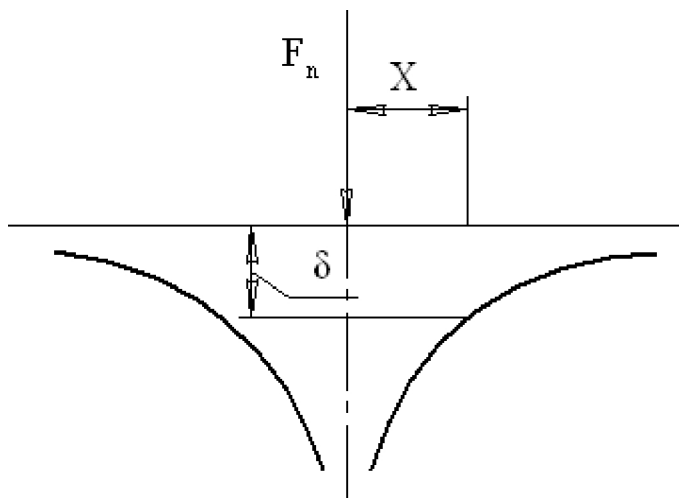


Рис.2.19. Деформации упругого полупространства под действием сосредоточенной силы

Если принять материал упругого полупространства изотропным, то величину деформации можно определить по формуле:

$$\delta = \frac{1 - \varepsilon^2}{\pi \cdot E} \cdot \frac{F_n}{x}.$$

Здесь E – модуль упругости, а ε – коэффициент Пуассона материала.

С использованием этой формулы немецким физиком Герцем была решена задача о напряжениях и деформациях в контактах тел, имеющих форму поверхностей вращения. При этом им были сделаны допущения:

- не учитываются силы трения;
- не учитывается шероховатость поверхностей;
- контактные напряжения не зависят от общего напряженного состояния деталей;
- размеры зоны контактных деформаций значительно меньше размеров контактирующих тел;
- давления на площадке контакта, показанные на рис.2.20, распределяются по эллиптической зависимости:

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2}.$$

Здесь p_0 – давление в центре площадки контакта; p – давление в точке с координатой x ; b – полуширина площадки контакта, определяемая по формуле:

$$b = \frac{2q}{\pi p_0},$$

где $q = F_n/l$ – нагрузка, отнесенная к единице длины l линии контакта цилиндров.

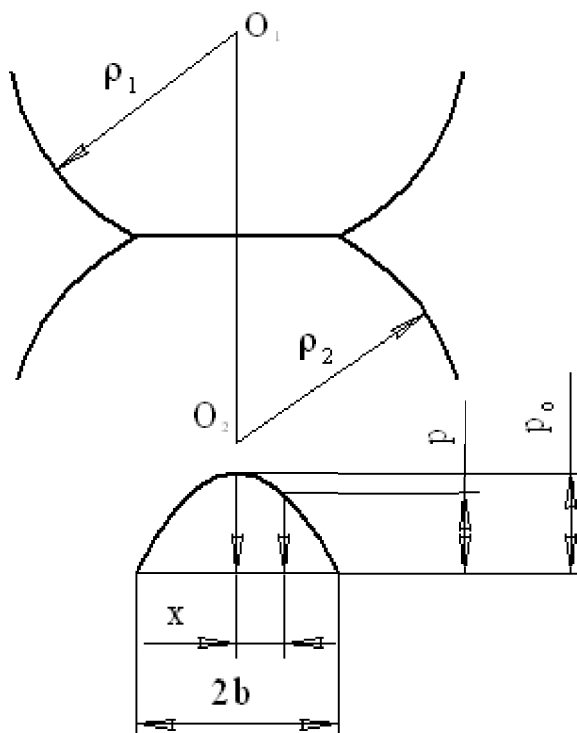


Рис.2.20. Упругий контакт цилиндров

Материал в зоне контакта находится в сложном напряженном состоянии в условиях всестороннего сжатия. Имеется несколько гипотез, объясняющих механизм разрушения и напряжения, ответственные за выкрашивание рабочих поверхностей при действии переменных контактных напряжений. Однако, все напряжения в контакте пропорциональны максимальному давлению в центре площадки контакта. В этой связи в настоящее время в качестве критерия контактной выносливости приняты максимальные напряжения сжатия на поверхности $\sigma_H = p_0$.

На основе решения Герца формула для расчета максимальных контактных напряжений имеет вид:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{np}}}.$$

Здесь Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны в контакте.

Приведенный радиус кривизны определяется по формуле:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

Здесь ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны цилиндров.

В последней формуле знак «+» принимается для внешнего (показанного на рис.2.20), а знак «–» – для внутреннего контакта цилиндров.

Наконец, под деформацией δ в контакте понимают сближение центров контактирующих тел. Тогда величина отрезка O_1O_2 на рис.2.20 будет равна: $O_1O_2 = (\rho_2 \pm \rho_1) - \delta$.

2.2.4.5. Определение допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач

В связи с тем, что основные виды разрушений зубчатых передач носят усталостный характер, разрушающие напряжения в передачах определяются с использованием экспериментальных кривых выносливости.

Допускаемые контактные напряжения принято определять по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H}.$$

Так как начало контактного выкрашивания не приводит к катастрофическому разрушению, запас прочности по контактным напряжениям принимают небольшим: $S_H = 1,1 \dots 1,3$.

Разрушающее контактное напряжение $\sigma_{H \lim}$ определяют по кривой контактной выносливости, пример которой показан на рис.2.21.

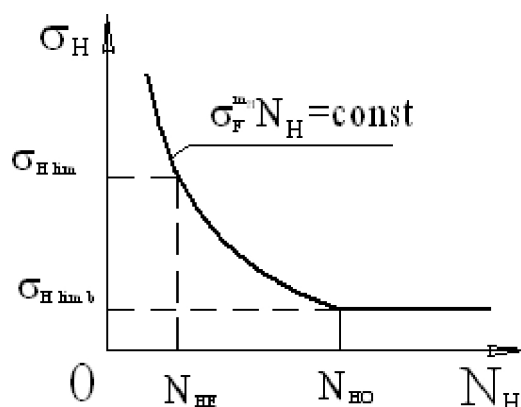


Рис.2.21. Кривая контактной выносливости

Здесь σ_H – контактное напряжение; N_H – число циклов перемены контактных напряжений до разрушения.

Кривая выносливости имеет характерную точку с координатами $\sigma_{H \lim b}$ – базовое разрушающее контактное напряжение и N_{H0} – базовое число циклов перемены контактных напряжений. Начиная с этой точки, кривая переходит в горизонтальную прямую. Координаты точки перехода зависят от твердости поверхности зубьев и определяются по эмпирическим формулам. В частности:

$$N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4}.$$

Здесь HB – твердость поверхности по шкале Бринелля. При этом установлены ограничения: $10^7 \leq N_{H0} \leq 12 \cdot 10^7$.

Базовое разрушающее напряжение зависит, кроме того, от вида термообработки. Например, для цементированных зубьев формула имеет вид: $\sigma_{H \lim b} = 23 \cdot HRC$, где HRC – твердость поверхности по шкале Роквелла.

Уравнение кривой контактной выносливости имеет вид:

$$\sigma_H^6 \cdot N_H = \text{const}.$$

Разрушающее напряжение $\sigma_{H\lim}$ на кривой выносливости будет соответствовать эквивалентному числу циклов перемены контактных напряжений N_{HE} , определяемому по формуле:

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h \cdot K_{HE}.$$

Здесь n – частота вращения вала, на котором установлено зубчатое колесо в об./мин.; c – число нагружений зуба за один оборот колеса, определяемый конструкцией передачи, как показано на рис.2.22; t_h – время работы передачи в часах; K_{HE} – коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающий переменный характер нагружения передачи.

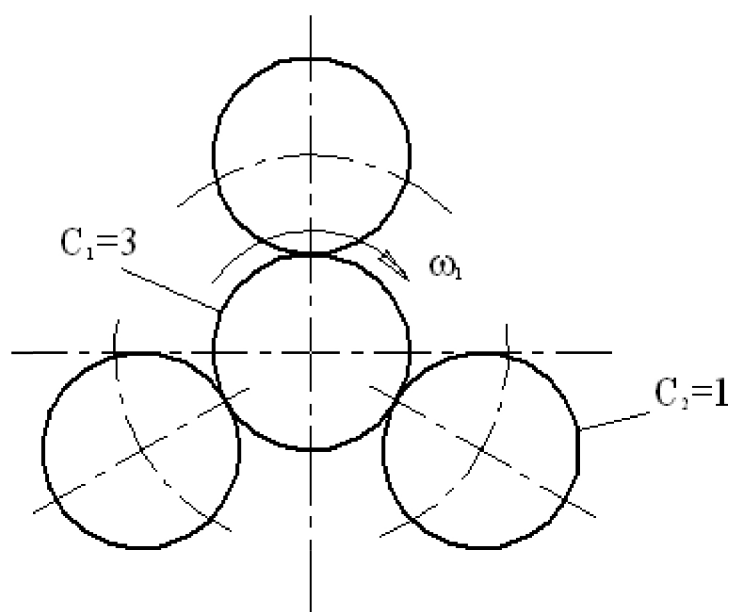


Рис.2.22. К определению коэффициента c

Но основе уравнения кривой выносливости запишем равенство:

$$\sigma_{H\lim}^6 \cdot N_{HE} = \sigma_{H\lim b}^6 \cdot N_{H0}.$$

Отсюда найдем:

$$\sigma_{H\lim} = \sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL},$$

где K_{HL} – коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям, определяемый по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}.$$

Как следует из вида кривой выносливости, при большой длительности эксплуатации вводится ограничение: $K_{HL} \geq 1$.

При кратковременной работе передачи значение коэффициента долговечности также ограничивается:

– $K_{HL} \leq 2,6$ – при объемном упрочнении материала (нормализация, улучшение и объемная закалка);

– $K_{HL} \leq 1,8$ – при поверхностном упрочнении материала (цементация, азотирование и поверхностная закалка).

С учетом вышеприведенного формула для расчета допускаемых контактных напряжений принимает вид:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL}.$$

При расчете передачи вычисляются допускаемые напряжения для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, затем принимается расчетное значение допускаемого напряжения для передачи. Для этого устанавливается минимальное из двух вычисленных значений $[\sigma_H]_{\min}$. Для прямозубой передачи принимают: $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$. Для косозубой передачи принимают: $[\sigma_H] = 0,5 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$. При этом вводятся ограничения:

– $[\sigma_H] \leq 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$ – для цилиндрической передачи;

– $[\sigma_H] \leq 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min}$ – для конической передачи.

При кратковременных перегрузках производится проверка статической прочности по соотношению: $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]_{\max}$.

Здесь $\sigma_{H \max}$ – максимальное контактное напряжение при перегрузке; $[\sigma_H]_{\max}$ – допускаемое статическое контактное напряжение, определяемое по формулам:

– $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T$ – для незакаленных передач;

– $[\sigma_H]_{\max} = 40 \cdot HRC$ – для закаленных передач.

Как видно, допускаемое статическое напряжение превышает предел текучести материала. Это объясняется тем, что в зоне контакта материал находится в условиях всестороннего сжатия.

Допускаемые напряжения изгиба также определяются по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F}.$$

Так как поломка зуба является катастрофическим видом разрушения, то запасы прочности по напряжениям изгиба принимаются достаточно большими: $S_F = 1,65 \dots 2,3$.

Разрушающее напряжение изгиба $\sigma_{F\lim}$ определяется по экспериментальной кривой выносливости при изгибе, пример которой показан на рис.2.23. Здесь σ_F – напряжение при изгибе; N_F – число циклов перемены напряжений при изгибе до разрушения.

Точка, начиная с которой кривая переходит в горизонтальную прямую, имеет координаты: $\sigma_{F\lim b}$ – базовое разрушающее напряжение при изгибе; N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений изгиба.

Базовое число циклов перемены напряжений изгиба принимается постоянной величиной, равной $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

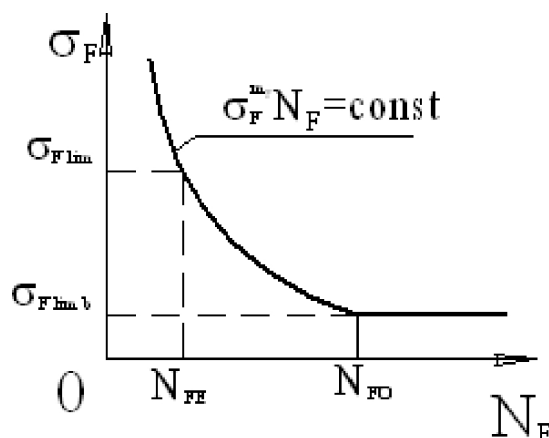


Рис.2.23. Кривая выносливости при изгибе зубьев

Базовое разрушающее напряжение при изгибе $\sigma_{F\lim b}$ зависит от материала и вида термообработки. Например, при азотировании эмпирическая формула имеет вид:

$$\sigma_{F\lim b} = 12 \cdot HRC_c + 300,$$

где HRC_c – твердость сердцевины зуба по шкале Роквелла.

Уравнение кривой выносливости имеет вид:

$$\sigma_F^{m_F} \cdot N_F = \text{const}.$$

На основе опыта показатель степени в уравнении принимают:

- $m_F = 6$ – для незакаленных передач;
- $m_F = 9$ – для закаленных передач.

Разрушающее напряжение $\sigma_{F\lim}$ на кривой выносливости будет определяться в зависимости от эквивалентного числа циклов переменных напряжений изгиба N_{FE} , определяемого по формуле:

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h \cdot K_{FE}.$$

Здесь K_{FE} – коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба, учитывающий переменный характер нагружения передачи. Остальные величины в формуле имеют те же значение и размерности, что и указанные ранее.

По методу, приведенному ранее, формулу для расчета допускаемых напряжений при изгибе получим в виде:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} \cdot K_{FL}.$$

Здесь K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на прочность при изгибе, определяемый по формуле:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}.$$

Как и ранее $K_{FL} \geq 1$, и, кроме того, вводятся ограничения:

- $K_{FL} \leq 2,08$ – для незакаленных передач;
- $K_{FL} \leq 1,63$ – для закаленных передач.

В отличие от контактных напряжений, изменяющихся по знакопостоянному циклу, напряжения при изгибе могут изменяться и по знакопеременному циклу. В этой связи в формулу для расчета допускаемых напряжений при изгибе вводится дополнительный коэффициент K_{FC} , учитывающий снижение прочности при знакопеременном режиме нагружения зуба (реверсивные передачи, сателлитные шестерни планетарных передач и т.п.). Значение коэффициента K_{FC} зависит от материала и характера изменения нагрузки зубчатого колеса. Обычно $K_{FC} = 0,7 \dots 0,9$.

Таким образом, окончательно формула для расчета допускаемых напряжений при изгибе принимает вид:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}.$$

При кратковременных перегрузках производится проверка статической прочности по соотношению:

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

Здесь $\sigma_{F \max}$ – напряжение изгиба при перегрузке; $[\sigma_F]_{\max}$ – допускаемое статическое напряжение изгиба при перегрузке, определяемое по формулам:

- $[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ – для незакаленных передач;
- $[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot \sigma_b$ – для закаленных передач.

2.2.4.6. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач по контактным напряжениям

Проверку прочности производим с использованием ранее рассмотренной формулы Герца:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{np}}}.$$

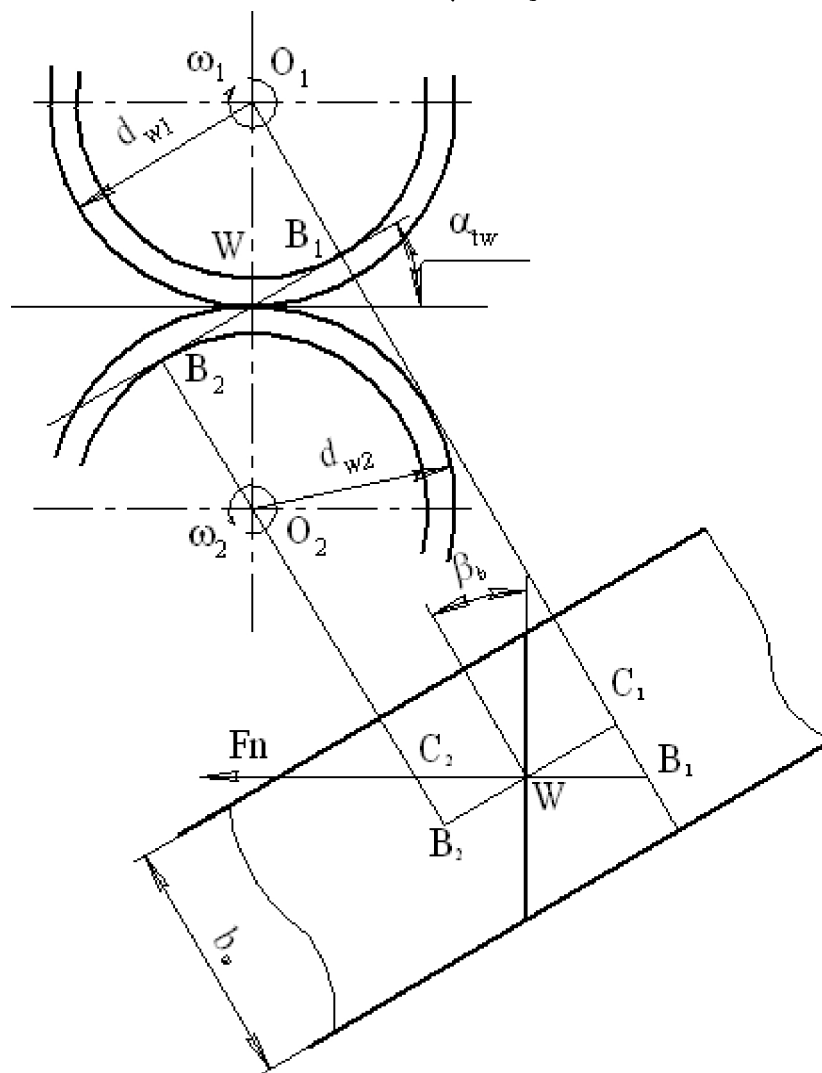


Рис.2.24. К расчету контактных напряжений в цилиндрической зубчатой передаче

Рассмотрим случай, когда точка контакта находится в полюсе зацепления, как показано на рис.2.24.

Нагрузку на единицу длины линии контакта зубьев определим по формуле:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma}.$$

Полное нормальное усилие в контакте определяется по формуле:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b}.$$

Окружное усилие в зацеплении определим по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} K_H.$$

Здесь K_H – коэффициент нагрузки при расчете контактных напряжений, учитывающий динамические нагрузки и неточности в работе передачи.

Как следует из рис.2.24, длина линии контакта одной пары зубьев равна: $l = b_w / \cos \beta_b$. С учетом многопарного зацепления в передаче суммарную длину линий контакта определим по формуле:

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \varepsilon_\alpha.$$

Подставив выражения для F_n и l_Σ в формулу для расчета нагрузки на единицу длины линии контакта, после сокращений получим:

$$q = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1} \cdot b_w \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_{tw}}.$$

Приведенный радиус кривизны, как показано ранее, определяется по формуле:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

С учетом свойств эвольвенты радиусом кривизны зуба шестерни в торцевом сечении будет отрезок B_1W (см. рис.2.24). Из рисунка найдем:

$$B_1W = \rho_{t1} = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_{tw}.$$

Радиусом кривизны зуба в нормальном сечении будет отрезок $C_1W = B_1W / \cos \beta_b$ (см. рис.2.24). Тогда получим:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2 \cdot \cos \beta_b} \sin \alpha_{tw}.$$

По аналогии получим:

$$\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2 \cdot \cos \beta_b} \sin \alpha_{tw}.$$

Так как передаточное число передачи равно $u = d_{w2}/d_{w1}$, то получим $\rho_2 = \rho_1 \cdot u$ и, следовательно:

$$\rho_{np} = \rho_1 \frac{u}{u \pm 1}.$$

Окончательно получим:

$$\rho_{np} = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \cos \beta_b} \frac{u}{u \pm 1}.$$

Подставив выражения для q и ρ_{np} в формулу Герца, получим:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot 2 \cdot \cos \beta_b}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \varepsilon_\alpha \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{tw} \cdot \cos \alpha_{tw}} \frac{u \pm 1}{u}}.$$

В формуле выделим два коэффициента:

- Z_H – коэффициент, учитывающий геометрию зацепления;
- Z_ε – коэффициент, учитывающий влияние торцевого перекрытия.

Тогда

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}.$$

Выделение коэффициента Z_ε связано с тем, что в прямозубых передачах в полюсе всегда однопарное зацепление и учет коэффици-

ента перекрытия теоретически не нужен. Однако с учетом опыта эксплуатации принимают:

$$\begin{aligned} - Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} - \text{для косозубых передач;} \\ - Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} - \text{для прямозубых передач.} \end{aligned}$$

С учетом выделенных коэффициентов получим выражение для проверочного расчета цилиндрической зубчатой передачи по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H].$$

На основе полученного выражения можно сделать вывод, что **контактная прочность передачи практически не зависит от модуля и чисел зубьев и определяется габаритами (d_{w1}, b_w) передачи**. В этой связи при проектировочных расчетах габариты передачи определяются из условия контактной прочности. Так как в условии контактной прочности две неизвестные величины, для разрешения неопределенности введем соотношение: $b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$. Значение коэффициента ψ_{bd} устанавливается на основе опыта проектирования и эксплуатации зубчатых передач в данной отрасли машиностроения.

После подстановки принятого соотношения размеров из условия контактной прочности получим формулу проектировочного расчета цилиндрической зубчатой передачи:

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \frac{u \pm 1}{u}}.$$

Здесь $K_d = \sqrt[3]{2(Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon)^2}$.

При проектировочных расчетах принимают средние значения:

$$\begin{aligned} - K_d &= 77,0 \text{ МПа}^{1/3} - \text{для прямозубых передач;} \\ - K_d &= 67,5 \text{ МПа}^{1/3} - \text{для косозубых передач.} \end{aligned}$$

2.2.4.7. Расчет на прочность прямозубой цилиндрической передачи по напряжениям изгиба

Зуб прямозубой цилиндрической передачи представляет собой балочку, защемленную одним концом и нагруженную силой, как показано на рис.2.25.

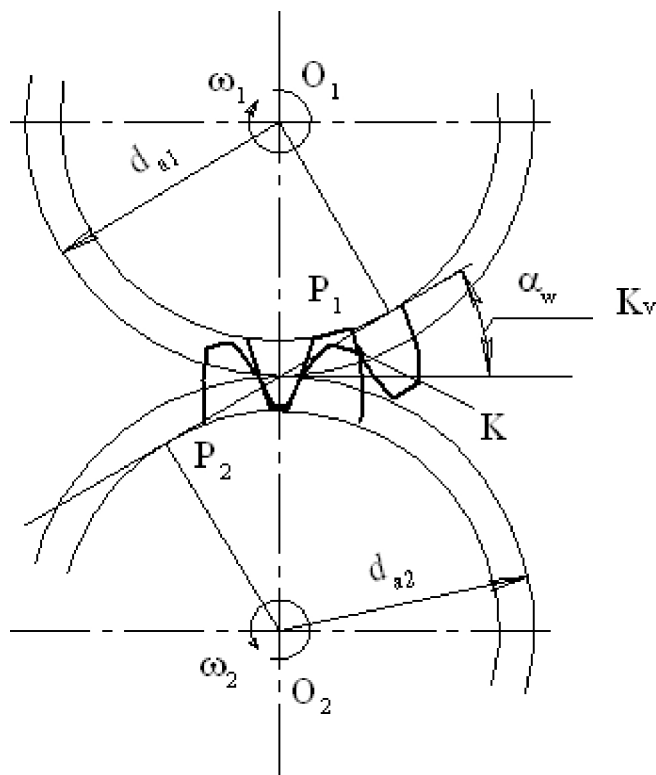


Рис.2.25. Схема нагружения зуба при расчетах на изгибную прочность

Рассмотрим напряжения в зубе колеса для случая, когда нагрузка приложена к вершине зуба. При этом сделаем допущение: примем, что к вершине зуба приложено полное усилие в зацеплении.

На рис.2.26 показаны эпюры напряжений, действующих в опасном сечении у ножки зуба.

Полное усилие в зацеплении перенесем в точку A на оси симметрии зуба и разложим на две силы: F_r' - силу, направленную по оси симметрии зуба, и F_t' - силу, направленную по нормали к оси симметрии.

Значения сил определяются по формулам:

$$F_r' = F_n \cdot \sin \alpha_a \quad \text{и} \quad F_t' = F_n \cdot \cos \alpha_a.$$

Здесь α_a - угол при вершине зуба, определяемый как показано на рис.2.25.

Подставив выражение для определения полного усилия:

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w,$$

получим формулы:

$$F_r' = F_t \cdot \frac{\sin \alpha_a}{\cos \alpha_w} \quad \text{и} \quad F_t' = F_t \cdot \frac{\cos \alpha_a}{\cos \alpha_w}.$$

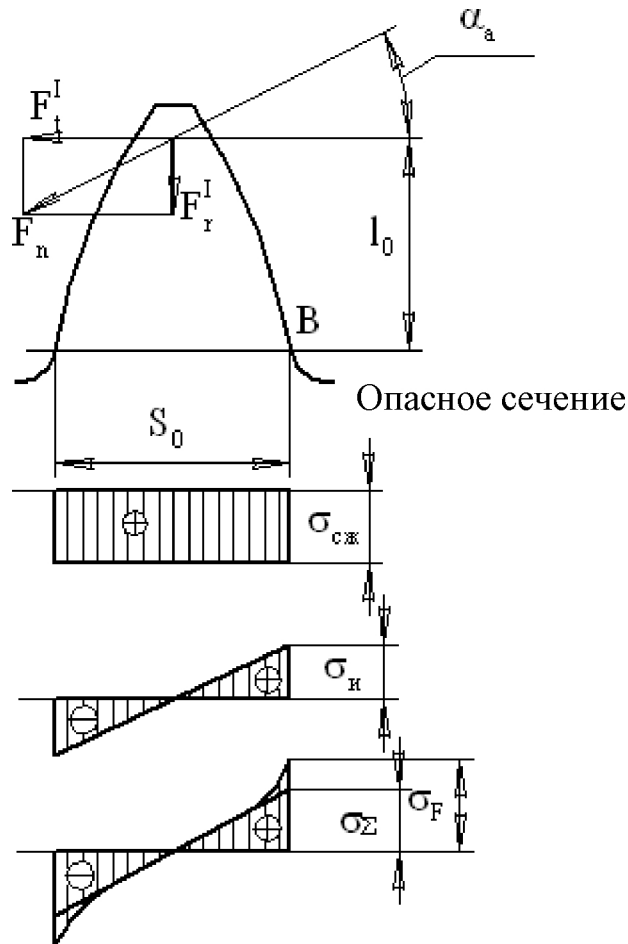


Рис.2.26. Эпюры напряжений в опасном сечении зуба

Под действием этих сил в опасном сечении зуба возникают напряжения сжатия и изгиба. Положение опасного сечения находится специальными методами (например, методом конечных элементов), которые нами не рассматриваются. Расстояние от точки приложения нагрузок до опасного сечения l_0 и толщина зуба S_0 в опасном сечении принимаются пропорциональными модулю передачи: $l_0 = l_1 \cdot m$ и $S_0 = S_1 \cdot m$. Здесь l_1 и S_1 – коэффициенты пропорциональности.

Напряжения сжатия в опасном сечении будут равны:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_r'}{b_w \cdot S_1 \cdot m} = \frac{F_t}{b_w \cdot m} \cdot \frac{\sin \alpha_a}{S_1 \cdot \cos \alpha_w}.$$

Напряжения изгиба будут равны:

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot F_t' \cdot l_1 \cdot m}{b_w \cdot (S_1 \cdot m)^2} = \frac{F_t}{b_w \cdot m} \cdot \frac{6 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_a}{S_1^2 \cdot \cos \alpha_w}.$$

Опыт показывает, что усталостное разрушение начинается на растянутой стороне зуба в точке B . Тогда с учетом коэффициента концентрации напряжений K_σ в месте перехода от поверхности зуба к впадине опасное напряжение определится по формуле:

$$\sigma_F = (\sigma_u - \sigma_{сжс}) K_\sigma.$$

Подставляя выражения для напряжений σ_u и $\sigma_{сжс}$, после преобразований получим:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m} Y_F.$$

Здесь Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый по формуле:

$$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_a}{S_1^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_a}{S_1 \cdot \cos \alpha_w} \right) K_\sigma.$$

Как следует из вышеприведенной формулы, **коэффициент формы зуба численно равен напряжению в опасном сечении зуба единичного модуля и единичной ширины при нагружении единичной нагрузкой**. Таким образом, для снижения напряжений необходимо уменьшать коэффициент формы зуба.

Основными мероприятиями по уменьшению коэффициента формы зуба являются:

- уменьшение коэффициента концентрации напряжений у ножки зуба путем увеличения радиуса переходной поверхности (стандартное значение равно $0,2 \cdot m$);
- увеличение толщины зуба в опасном сечении за счет нарезания колеса с положительным коэффициентом смещения (однако не допуская заострения вершины зуба);
- применение колес с максимально допустимым числом зубьев;
- увеличение угла профиля исходного контура (однако это требует применения нестандартного режущего инструмента).

2.2.4.8. Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе, эквивалентном косозубому

При изгибе зуба косозубого цилиндрического колеса его жесткость и изгибная прочность определяются размерами и формой зуба в сечении, нормальном направлению линии зуба. На рис.2.27 показано сечение косозубого колеса плоскостью, нормальной к линии зуба. В сечении получаем эллипс с размерами:

- больший диаметр $a_1 = d / \cos \beta$;
- меньший диаметр $a_2 = d$.

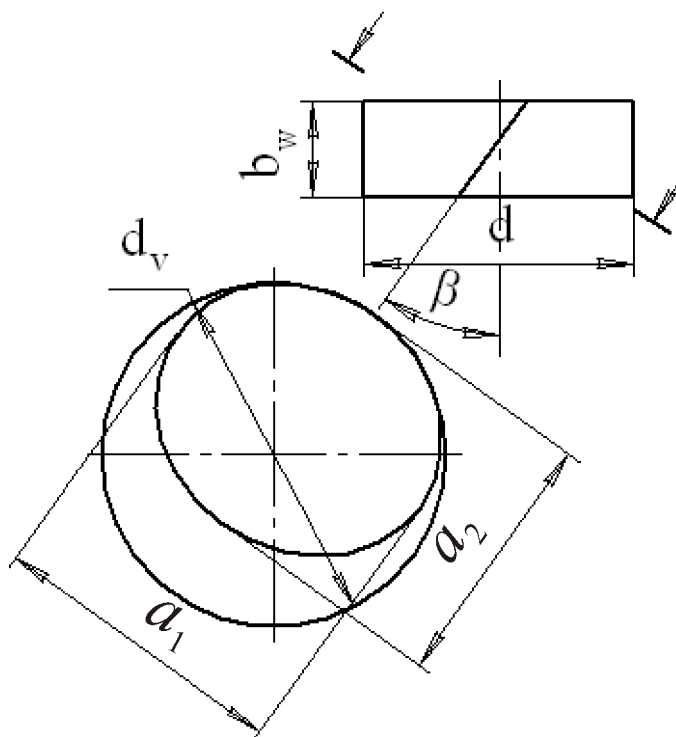


Рис.2.27. Сечение косозубого колеса плоскостью, нормальной к линии зуба

Размеры зуба в нормальном сечении будут определяться нормальным модулем, а его форма будет соответствовать форме зуба колеса с радиусом, равным радиусу кривизны r_v эллипса в точке на меньшем диаметре эллипса. Из геометрии известно: $r_v = r_1^2 / r_2$, где r_1 и r_2 больший и меньший радиусы эллипса, равные половинам соответствующих диаметров. Подставляя выражения для диаметров, получим:

$$r_v = \frac{d}{2 \cdot \cos^2 \beta}.$$

Тогда диаметр прямозубого колеса, эквивалентного косозубому, будет равен:

$$d_v = 2 \cdot r_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}.$$

Так как модуль эквивалентного колеса равен: $m_v = m$, то можно записать: $d_v = m_v \cdot z_v$, где z_v – число зубьев эквивалентного колеса.

С другой стороны:

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos \beta}.$$

Подставляя эти выражения, после сокращений получим:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

В качестве ширины эквивалентного колеса принимают длину зуба косозубого колеса:

$$b_v = b_w / \cos \beta.$$

2.2.4.9. Расчет на прочность косозубого цилиндрического колеса по напряжениям изгиба

При расчете косозубого колеса по напряжениям изгиба используется формула, полученная для прямозубого колеса:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m} Y_F.$$

Величины, входящие в эту формулу, заменяем на соответствующие величины для эквивалентного колеса. В частности вместо окружного усилия используем усилие, направленное по нормали к линии зуба: $F_v = F_t / \cos \beta$. Вместо ширины колеса используем величину b_v , вместо модуля – m_v . Коэффициент формы зуба определяем по числу зубьев z_v .

Кроме указанных замен вводится поправочный коэффициент Y_β , учитывающий особенности работы косозубого колеса. К ним относится то, что линия контакта в косозубой передаче расположена наклонно по высоте зуба, как показано на рис.2.28.

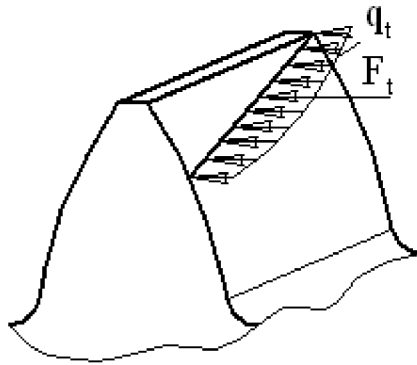


Рис.2.28. Положение линии контакта в косозубой цилиндрической передаче

В этой связи расстояние от равнодействующей нагрузки до опасного сечения и, следовательно, напряжения изгиба меньше, чем в прямозубой передаче.

Кроме того, форма опасного сечения зуба косозубого колеса отличается от прямоугольной, как показано на рис.2.29.

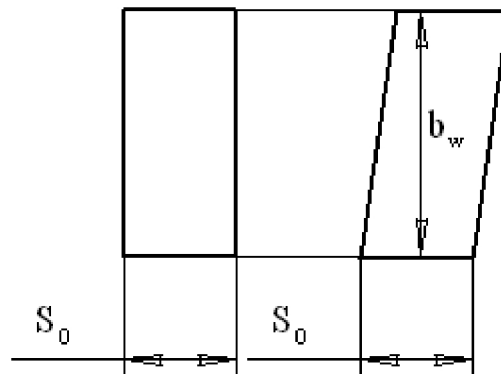


Рис.2.29. Формы опасного сечения зуба прямозубого (а) и косозубого (б) колес

На основе опыта принята формула:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140},$$

где угол β принимается в градусах. Принято ограничение:
 $Y_{\beta} \geq 0,7$.

С учетом сказанного после замены величин и сокращений формулу для расчета напряжений изгиба в зубе косозубого колеса приведем к виду:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m} Y_F \cdot Y_{\beta}.$$

Расчетное значение окружного усилия в передаче определим по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} K_F,$$

где K_F – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба.

Подставляя это выражение в формулу для расчета напряжений, получим формулу проверочного расчета цилиндрической зубчатой передачи по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{w1} \cdot b_w \cdot m} Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F].$$

Приведенная формула носит общий характер и может применяться для расчета как прямозубой, так и косозубой передачи.

При проектировочных расчетах из условия изгибной прочности находится требуемый модуль передачи:

$$m \geq \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{w1} \cdot b_w} Y_\beta \frac{Y_F}{[\sigma_F]}.$$

Полученное значение округляется до стандартного.

2.2.4.10. Коэффициенты нагрузки при расчетах на прочность зубчатых передач

При расчетах на прочность зубчатых передач используются расчетные значения нагрузок, которые, как было показано ранее, определяются как номинальные, умноженные на поправочные коэффициенты K_H и K_F . Коэффициенты нагрузки для зубчатых передач принято определять в виде произведений:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \text{ и } K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}.$$

Рассмотрим определение отдельных составляющих коэффициентов нагрузки.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении - $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ рассмотрим на примере расчета напряжений при изгибе прямозубой передачи. Схема распределения нагрузки при двухпарном зацеплении приведена на рис.2.30. Точка контакта K_1 находится в начале рабочего участка линии зацепления, и нагрузка F_1 приложена к вершине зу-

ба колеса. Точка контакта K_2 предыдущей пары зубьев находится на расстоянии окружного шага. Эта пара зубьев воспринимает нагрузку F_2 .

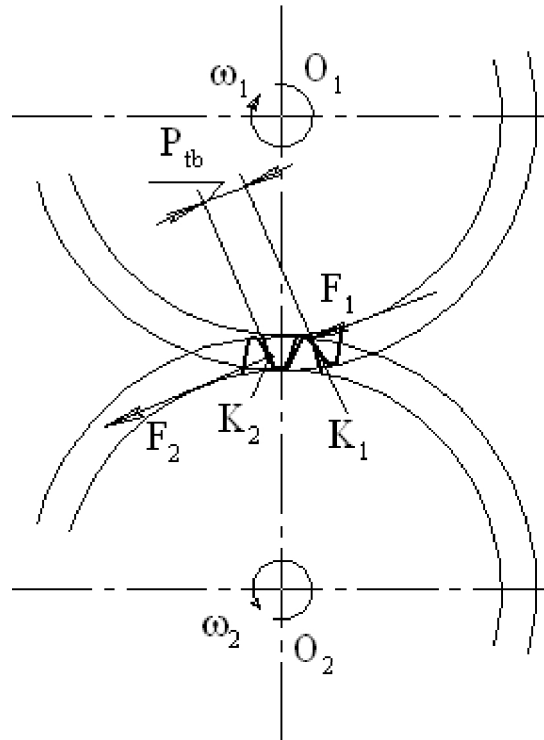


Рис.2.30. Схема распределения нагрузки при двухпарном зацеплении

Так как в поле зацепления находятся две пары зубьев, то условие равновесия можно записать в виде: $F_1 + F_2 = F_n$. Разделив левую и правую части на b_w , уравнение приведем к виду: $q_1 + q_2 = q_n$.

Для решения этого уравнения введем дополнительные условия. Во-первых, принимаем, что нагрузки в контактах пропорциональны деформациям зубьев: $q_1 = c_1 \cdot \delta_1$ и $q_2 = c_2 \cdot \delta_2$. Кроме того, введем условие совместности перемещений: $\delta_1 = \delta_2 \pm \Delta$. Здесь Δ – средняя квадратичная погрешность окружного шага p_{bt} зубьев шестерни и колеса.

Отсюда найдем:

$$\delta_1 = q_1 / c_1, \quad \delta_2 = \delta_1 \mp \Delta, \quad q_2 = c_2 \left(\frac{q_1}{c_1} \mp \Delta \right).$$

Тогда уравнение равновесия примет вид:

$$q_1 + c_2 \left(\frac{q_1}{c_1} \mp \Delta \right) = q_n.$$

Отсюда найдем отношение:

$$\frac{q_1}{q_n} = \frac{c_1}{c_1 + c_2} \pm \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot \frac{\Delta}{q_n}.$$

В практических расчетах учитывается только знак «+», и для стальных зубчатых колес формула приводится к виду:

$$\frac{q_1}{q_n} = 0,416 + \frac{5,84 \cdot \Delta}{q_n},$$

где погрешность окружного шага Δ имеет размерность мкм, а нормальная нагрузка q_n на единицу длины линии контакта – Н/мм.

Вводится ограничение $q_1/q_n \leq 1$.

Полученная формула показывает, что при расчете напряжений изгиба в зубе колеса к его вершине прикладывается не полное усилие, как нами принималось ранее, а лишь его часть, величина которой зависит от точности изготовления колес и коэффициентов жесткости зубьев.

В практических расчетах коэффициенты $K_{F\alpha}$ определяются в зависимости от степени точности изготовления колес и коэффициентов торцевого перекрытия по приближенным формулам. Например, для косозубой передачи:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(CT - 5)}{4\varepsilon_\alpha}.$$

Здесь CT – номер степени точности изготовления передачи.

При расчетах на контактную прочность косозубых передач для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ также используются приближенные формулы или заранее составленные таблицы. При расчетах прямозубых передач принимают $K_{H\alpha} = 1$.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ зависят от относительного перекоса зубьев, вызванного неточностями изготовления колес, погрешностями их установки в передаче, а также деформациями валов и других деталей передачи, как показано на рис.2.31.

На рис.2.32 приведена схема распределения нагрузки по длине линии контакта при перекосе зубьев.

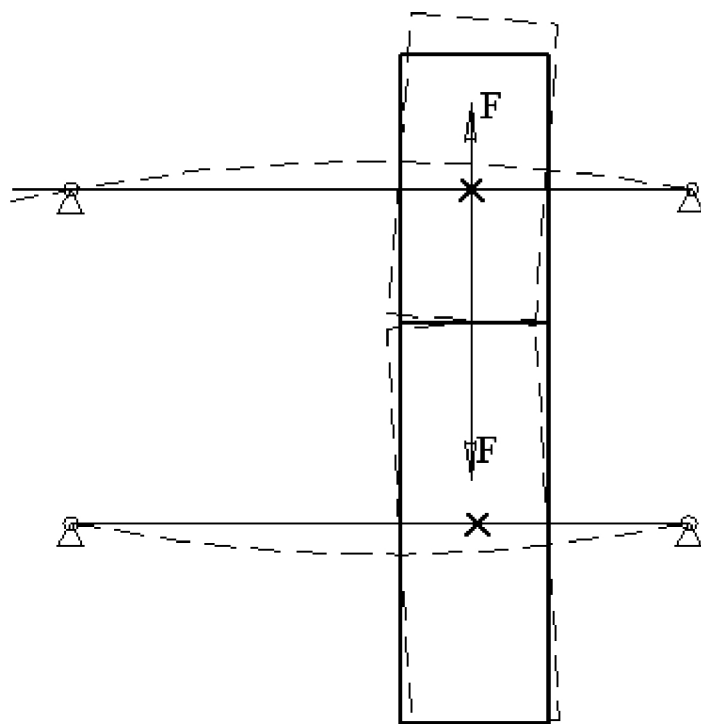


Рис.2.31. Схема влияния деформаций валов на перекос зубчатых колес

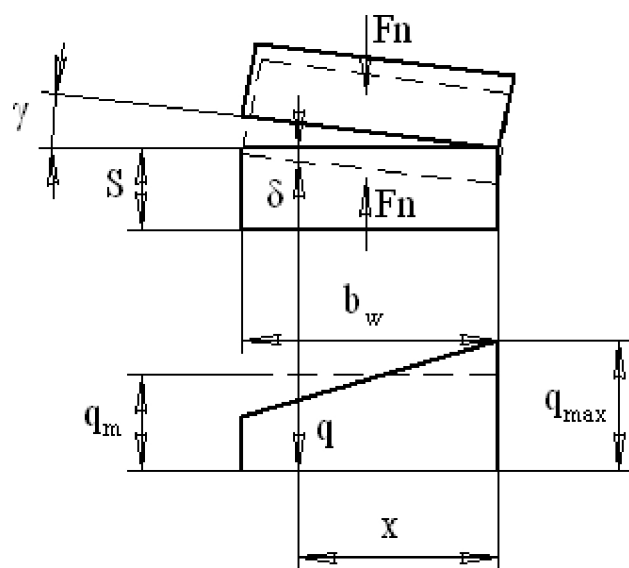


Рис. 2.32. Распределение нагрузки при перекосе зубьев

Под действием нагрузки происходят деформации поверхностей и сближение зубьев. Максимальная величина деформации будет у кромки зуба. В связи с небольшой величиной угла перекоса можно принять, что деформации будут уменьшаться пропорционально удалению от кромки:

$$\delta = \delta_{\max} - \gamma \cdot x,$$

где γ – угол перекоса в радианах.

Принимаем, что нагрузка пропорциональна деформации. Тогда

$$q_{\max} = c \cdot \delta_{\max} \text{ и } q = c \cdot \delta = c \cdot (\delta_{\max} - \gamma \cdot x) = q_{\max} - c \cdot \gamma \cdot x,$$

где c – коэффициент жесткости контакта.

Полная нагрузка в контакте определяется интегрированием:

$$F_n = \int_0^{b_w} (q_{\max} - c \cdot \gamma \cdot x) dx = q_{\max} \cdot b_w - \frac{1}{2} \cdot c \cdot \gamma \cdot b_w^2.$$

Разделив левую и правую части на b_w , получим:

$$q_m = q_{\max} - \frac{1}{2} c \cdot \gamma \cdot b_w.$$

Отсюда найдем отношение:

$$\frac{q_{\max}}{q_m} = 1 + \frac{c \cdot \gamma \cdot b_w}{q_m}.$$

Таким образом, неравномерность распределения нагрузки по длине линии контакта зависит от перекоса зубьев и увеличивается с увеличением ширины зубчатого колеса.

В практических расчетах коэффициенты неравномерности $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяются по заранее составленным графикам или таблицам. Пример такого графика приведен на рис.2.33. Линия на графике определяется схемой (сх) расположения колес и опор в передаче.

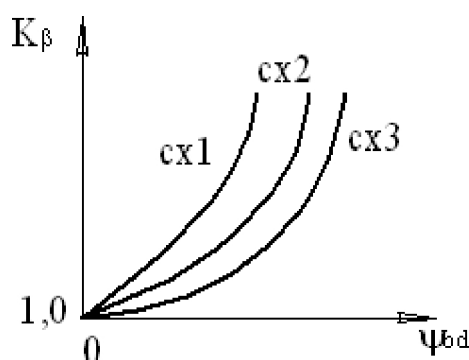


Рис.2.33. Зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки от относительной ширины зубчатого венца

Для уменьшения неравномерности применяются модифицированные (бомбинированные) зубья, как показано на рис.2.34.

Коэффициенты динамической нагрузки K_{HV} и K_{FV} учитывают только внутренние динамические нагрузки, присущие передаче и возникающие в моменты пересопряжений зубьев.

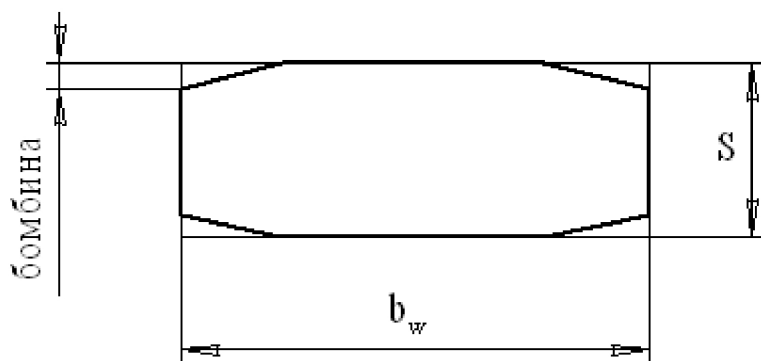


Рис.2.34. Форма сечения бомбинированного зуба

Динамические нагрузки в моменты входа зубьев в зацепление определяются прежде всего погрешностями окружных шагов зубьев шестерни p_{b1} и колеса p_{b2} .

Различают два вида ударов в передачах: – кромочный – при $p_{b1} < p_{b2}$; срединный – при $p_{b1} > p_{b2}$. На рис.2.35 приведена схема возникновения кромочного удара.

Известно свойство эвольвентного зацепления – равенство скоростей поверхностей по линии зацепления. При кромочном ударе контакт зубьев возникает в точке K вне линии зацепления. В связи с этим скорость точки, принадлежащей зубу шестерни, V_1 больше, чем скорость точки, принадлежащей зубу колеса, V_2 .

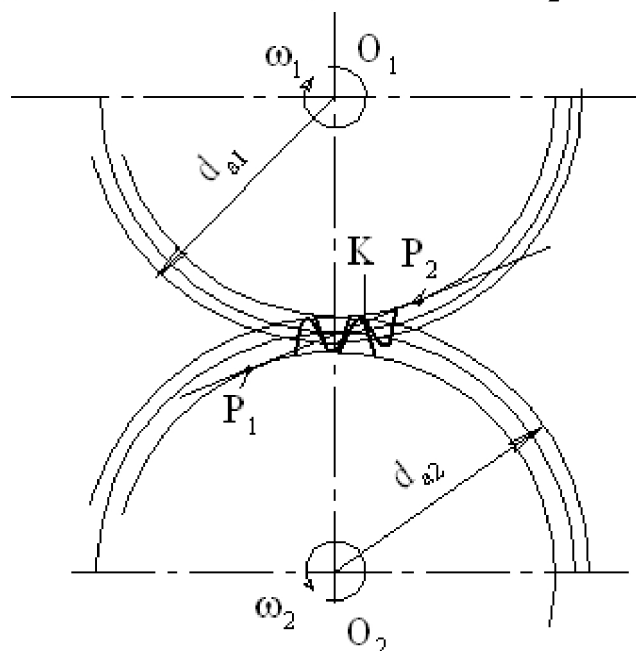


Рис.2.35. Схема возникновения кромочного удара

Возникает удар со скоростью $V_y = V_1 - V_2$, сопровождающийся ударной нагрузкой. Для определения величины нагрузки при ударе рассмотрим два закона механики, учитывая, что после удара возник-

нут деформации поверхностей и при дальнейшем движении точка контакта зубьев переместится на линию зацепления. После этого скорости точек, принадлежащих зубьям шестерни и колеса, выровняются.

Согласно закону сохранения количества движения имеем:

$$m_1 \cdot V_1 + m_2 \cdot V_2 = (m_1 + m_2)V_n.$$

Здесь m_1 и m_2 – приведенные массы шестерни и колеса; V_n – скорость поверхностей зубьев по линии зацепления.

С учетом выражения для скорости при ударе найдем:

$$V_1 = V_n + \frac{m_2}{m_1 + m_2} V_y \quad \text{и} \quad V_2 = V_n - \frac{m_1}{m_1 + m_2} V_y.$$

Согласно закону сохранения энергии имеем:

$$\frac{m_1 \cdot V_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_2^2}{2} = \frac{(m_1 + m_2)V_n^2}{2} + \Pi.$$

Здесь Π – потенциальная энергия деформации поверхностей при ударе. Если принять величину деформации при ударе за δ_y , а усилие при ударе, отнесенное к единице длины линии контакта, изменяющимся от 0 до q_y , то энергию деформации можно определить по формуле:

$$\Pi = \frac{q_y \cdot \delta_y}{2}.$$

Принимаем, что усилие при ударе пропорционально деформации:

$$q_y = c \cdot \delta_y,$$

где c – коэффициент жесткости контакта.

Тогда получим:

$$\Pi = \frac{q_y \cdot \delta_y}{2}.$$

Подставляя выражения для энергии деформации и для скоростей V_1 и V_2 в уравнение кинетической энергии, после преобразований получим:

$$q_y = V_y \cdot \sqrt{c \cdot m_{np}}.$$

Здесь m_{np} – приведенная масса зубчатых колес, определяемая по формуле:

$$m_{np} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}.$$

Отсюда следует, что для уменьшения усилия при ударе необходимо уменьшение массы зубчатых колес и рациональное размещение массы колес по радиусу.

Таким образом, при наличии погрешностей окружных шагов зубчатых колес динамические ударные нагрузки увеличивают усилия в контакте.

В практических расчетах коэффициенты K_{HV} и K_{FV} , учитывающие динамические нагрузки определяются по приближенным формулам или заранее составленным таблицам или графикам. Пример такого графика приведен на рис.2.36.

Выбор кривой на графике зависит от степени точности (ст) изготовления передачи.

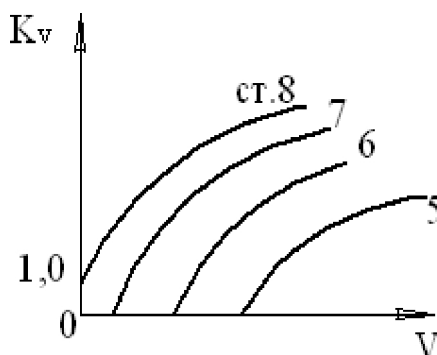


Рис.2.36. Зависимость коэффициента динамичности нагрузки от окружной скорости

Для снижения нагрузок при кромочном ударе производят модификацию (фланкирование) зубьев, как показано на рис.2.37.

Необходимо отметить, что кромочный удар может возникать даже в идеально точно изготовленных передачах, так как под действием нагрузок вследствие деформаций окружной шаг зубьев шестерни уменьшается, а колеса – увеличивается.

Как показано ранее, величины коэффициентов нагрузки зависят от точности изготовления зубчатых колес.

Степени точности изготовления зубчатых колес установлены стандартами. Предусмотрено 12 степеней точности, самая точная – 1-я, самая неточная – 12-я. Степени точности авиационных передач обычно не хуже 7-й.

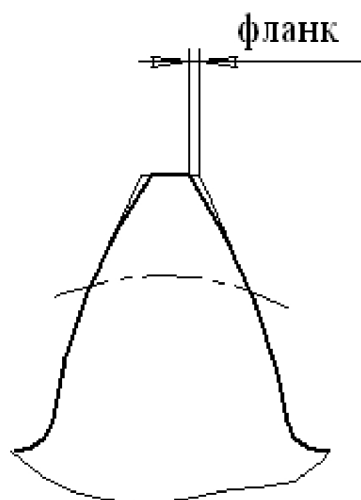


Рис.2.37. Схема фланкирования зуба колеса

Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

- нормой кинематической точности, определяющей погрешности в пределах одного оборота;
- нормой плавности, определяющей циклические, многократно повторяющиеся погрешности;
- нормой пятна контакта, определяющей размеры и положение пятна контакта по ширине зуба.

Указанные нормы обеспечиваются допусками на изготовление колес, в том числе погрешностями окружных шагов.

Кроме степени точности стандартами предусмотрены нормы бокового зазора в зацеплении. Установлены 5 видов бокового зазора, которые обозначаются буквами А, В, С, D и Е. А – самый большой зазор, Е – самый малый. Нормы бокового зазора должны быть согласованы со степенью точности передачи.

2.2.5. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи крутящего момента между пересекающимися осями. В этом их единственное достоинство. В то же время конические передачи обладают рядом недостатков. Основными недостатками являются:

- сложность нарезания зубьев конических колес и меньшая производительность процесса нарезания;
- меньший, чем у цилиндрических передач, коэффициент полезного действия. Это объясняется дополнительным скольжением зубьев вдоль образующей конусов в случае несовпадения вершин конусов шестерни и колеса.

- необходимость регулировки положения конических колес с целью обеспечения наиболее точного совпадения вершин их конусов. В этой связи в конструкции конического редуктора должны быть предусмотрены устройства для регулирования положения колес.

2.2.5.1. Элементы геометрии конических зубчатых передач

Одним из основных геометрических параметров конической передачи является угол Σ между осями колес, показанный на рис. 2.38. Угол между осями может быть любым, но наиболее распространенными являются ортогональные конические передачи, имеющие угол $\Sigma = 90^\circ$.

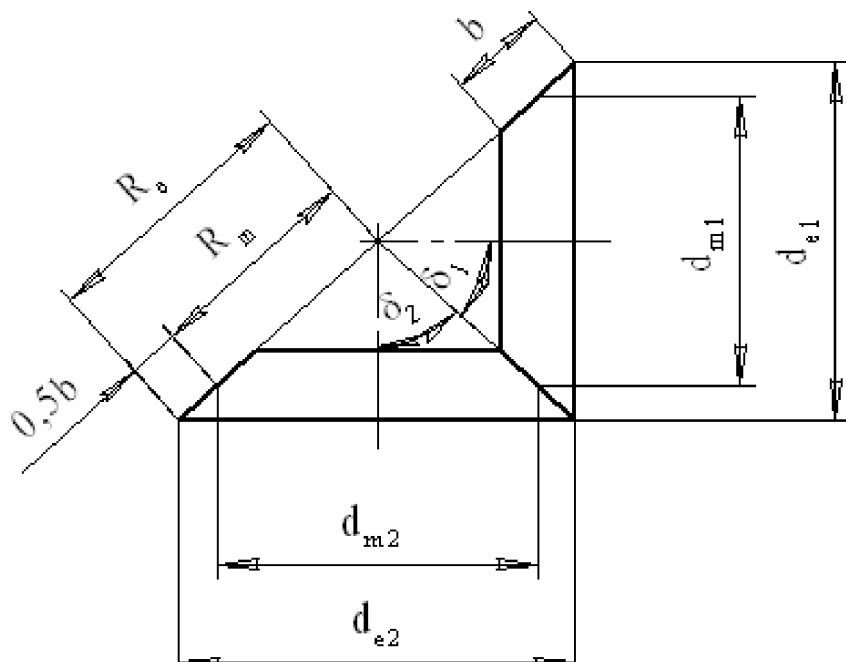


Рис.2.38. Основные размеры конической зубчатой передачи

Если углы делительных конусов шестерни и колеса обозначить δ_1 и δ_2 соответственно, то получим

$$\delta_1 + \delta_2 = \Sigma.$$

Габариты передачи определяются величиной R_e , получившей название «внешнее конусное расстояние». Внешнее конусное расстояние измеряется по образующей делительного конуса от его вершины до внешнего торца зубьев. Ширина зубчатого венца b принимается одинаковой для шестерни и колеса и измеряется вдоль образующей делительного конуса.

Диаметры d_{e1} и d_{e2} получили название внешних делительных диаметров шестерни и колеса соответственно. Так как размеры конических колес изменяются от внешнего к внутреннему торцу, то в прочностных расчетах часто используется значение среднего делительного диаметра шестерни d_{m1} . Вводится также понятие среднего конусного расстояния R_m , измеряемое от вершины делительного конуса до середины зуба. Тогда получим:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b.$$

Очевидно, $d_{m1} = d_{e1} \cdot R_m / R_e$.

Согласно рис. 2.38 получим также:

$$d_{e1} = 2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1; \quad d_{e2} = 2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_2; \quad d_{m1} = 2 \cdot R_m \cdot \sin \delta_1.$$

Как указывалось ранее, в авиационной технике применяются конические колеса с прямыми или круговыми зубьями. Кроме того, изменение размеров зубьев по длине определяется их осевой формой. Стандартами предусмотрены три осевых формы зубьев.

Практически применяются две формы:

- осевая форма I – нормально понижающиеся зубья. Применяется преимущественно для прямозубых колес и характеризуется совпадением вершин делительного конуса и конуса впадин зубьев, как показано на рис. 2.39,а.

- осевая форма II – характеризуется постоянной шириной впадины и несовпадением вершин делительного конуса и конуса впадин, как показано на рис. 2.39,б. Применяется для колес с круговыми зубьями, нарезаемых зуборезными головками.

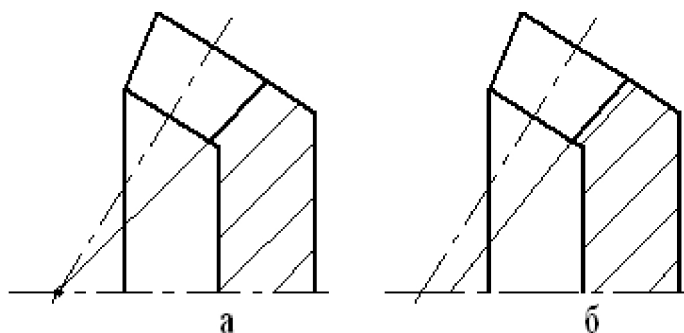


Рис.2.39. Осевые формы зубьев конических колес

Как и в цилиндрических передачах, все размеры зубьев конических колес определяются модулем передачи. Модули передач стандартизованы. При этом для прямозубых передач стандартизован модуль на внешнем торце m_e . Тогда модуль в среднем сечении определится отношением:

$$m_m = m_e \cdot R_m / R_e.$$

Для передач с круговыми зубьями стандартизован нормальный модуль в среднем сечении m_{nm} . В этой связи вводится понятие – модуль торцевой в среднем сечении m_{tm} , который определяется по формуле:

$$m_{tm} = m_{nm} / \cos \beta_m.$$

Тогда модуль торцевой на внешнем торце m_{te} будет нестандартным и определится отношением:

$$m_{te} = m_{tm} \cdot R_e / R_m.$$

Делительные диаметры колес на внешнем торце определяются по формулам:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 \text{ и } d_{e2} = m_e \cdot z_2 \text{ — для прямозубых передач;}$$

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 \text{ и } d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 \text{ — для передач с круговыми зубьями.}$$

При нарезании зубьев конических колес применяются два вида смещения – нормальное x , как для цилиндрических колес, и тангенциальное x_τ за счет развода резцов, обрабатывающих разные стороны зубьев. При этом для обеспечения постоянства угла между осями Σ должны быть выполнены условия:

$$x_2 = -x_1 \text{ и } x_{\tau 2} = -x_{\tau 1}.$$

В этой связи угол зацепления в конической передаче всегда равен стандартному углу профиля $\alpha = 20^\circ$.

Основные размеры зуба конического колеса определяются в плоскости, нормальной к образующей делительного конуса. На рис. 2.40 показаны высоты головки h_{ae} и ножки h_{fe} зуба на внешнем торце.

При коэффициенте смещения $x = 0$ будем иметь:

$$h_{ae} = m_e \text{ и } h_{fe} = 1,2 \cdot m_e \text{ — для прямозубого колеса;}$$

$h_{ae} = m_{te} \cdot \cos \beta_m$ и $h_{fe} = m_{te} \cdot (\cos \beta_m + 0,2)$ – для колеса с круговым зубом.

При коэффициенте смещения $x \neq 0$ формулы для определения размеров зуба приводятся в справочниках.

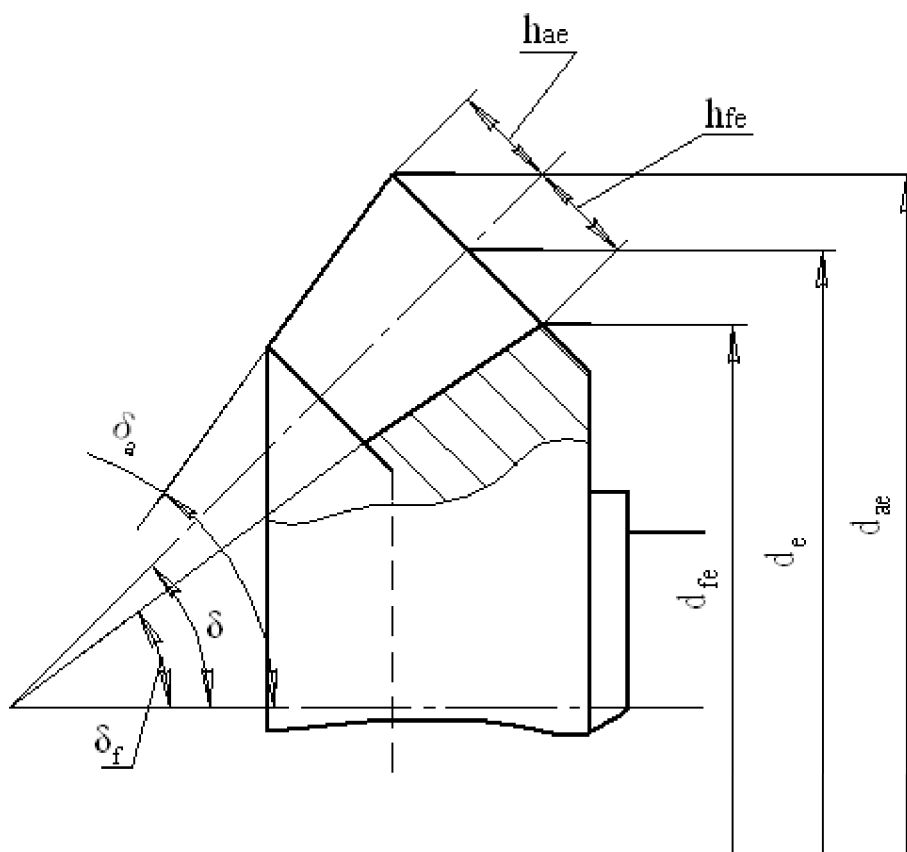


Рис.2.40. Размеры конического зубчатого колеса

Диаметры конического колеса на внешнем торце определяются по формулам:

$d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta$ - диаметр вершин зубьев;

$d_{fe} = d_e - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta$ - диаметр впадин зубьев.

Передаточное число конической передачи, как и цилиндрической, определяется отношениями:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}}.$$

Вместе с тем, используя приведенные ранее выражения для диаметров, получим еще одно выражение для передаточного числа:

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

Наконец, используя выражение $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$, найдем:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}.$$

Для ортогональной передачи при $\Sigma = 90^\circ$ получим:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}.$$

2.2.5.2. Усилия в зацеплении конической зубчатой передачи

В связи с переменными размерами зуба по длине образующей распределение нагрузки по длине зуба неравномерное. Введем допущения: принимаем, что равнодействующая нагрузки, действующей на зуб конического колеса, приложена в середине зуба; пренебрегаем силами трения.

Рассмотрим случай, когда точка контакта находится в полюсе зацепления. Схема сил, действующих в зацеплении, показана на рис. 2.41.

Окружное усилие в зацеплении конической передачи определим по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}.$$

Вспомогательные усилия в сечениях будут равны:

$$F_{tv} = \frac{F_t}{\cos \beta_m}; \quad F_{rv} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_m}; \quad F_{xv} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_m.$$

Полное усилие в зацеплении, определяющее напряжения в зубе, определится по формуле:

$$F_n = F_{tv} / \cos \alpha.$$

После подстановки выражения для F_{tv} окончательно получим:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta_m}.$$

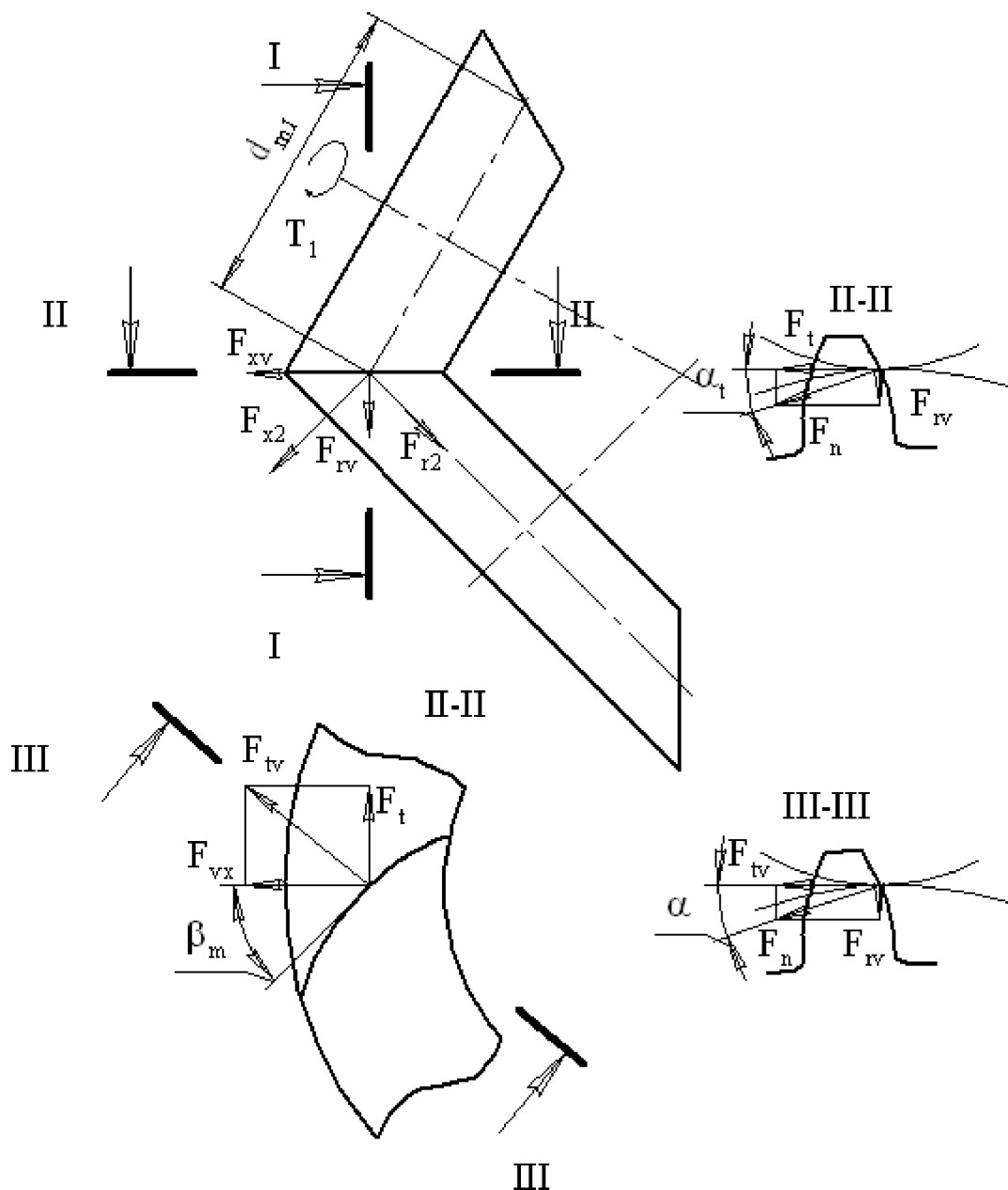


Рис.2.41. Схема сил в зацеплении конической передачи

Радиальные и осевые усилия в зацеплении определяются как суммы проекций вспомогательных сил F_{rv} и F_{xv} на линии, перпендикулярные и параллельные осям зубчатых колес. Так для приведенной схемы усилия, действующие на зуб колеса конической передачи, определяются по формулам:

$$F_{r2} = F_{rv} \cdot \cos \delta_2 - F_{xv} \cdot \sin \delta_2;$$

$$F_{x2} = F_{rv} \cdot \sin \delta_2 + F_{xv} \cdot \cos \delta_2.$$

Знаки «+» и «-» в приведенных формулах зависят от направления вращения колес и направления винтовой линии зубьев кониче-

ской передачи с круговыми зубьями. Учитывая это, после подстановки выражений для F_{rv} и F_{xv} и преобразований получим:

$$F_{r2} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 \pm \sin \beta_m \cdot \sin \delta_2);$$

$$F_{x2} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 \mp \sin \beta_m \cdot \cos \delta_2).$$

Аналогично получим:

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \mp \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1);$$

$$F_{x1} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1).$$

При выборе направления винтовой линии зуба необходимо обеспечить $F_{x1} \geq 0$ и по возможности $F_{x2} \geq 0$.

Необходимо отметить, что для ортогональных передач: $F_{r2} = F_{x1}$ и $F_{x2} = F_{r1}$.

Для прямозубых передач формулы для расчета усилий в зацеплении упрощаются и принимают вид:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad F_{x1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$$

$$F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2; \quad F_{x2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2.$$

Схема сил, действующих на валы и опоры конического колеса, показана на рис. 2.42.

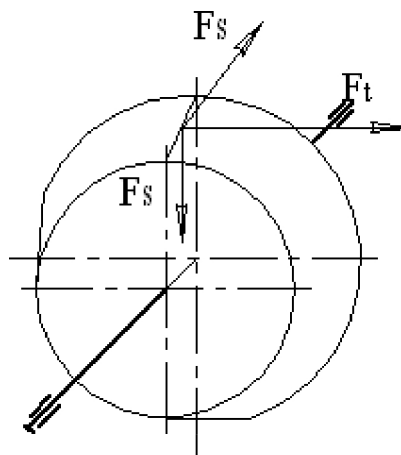


Рис.2.42. Схема сил, действующих на вал и опоры конического колеса

2.2.5.3. Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе, эквивалентном коническому

В настоящее время при расчетах конических колес на прочность широко применяются две методики:

- методика, основанная на замене конического колеса эквивалентным по прочности цилиндрическим и использовании формул, полученных для цилиндрических передач;
- методика английской фирмы Глиссон, разработанная на основе опыта изготовления и эксплуатации конических передач с круговым зубом.

Рассмотрим наиболее широко применяемую в отечественной практике методику расчета как прямозубых передач, так и передач с круговым зубом, основанную на замене конических колес эквивалентными цилиндрическими.

Так как размеры зуба конического колеса и нагрузка на единицу длины зуба увеличиваются от внутреннего торца к внешнему, то все сечения зуба можно принять приблизительно равнопрочными. В этой связи при проверке прочности рассматриваем размеры зуба в среднем сечении. При этом очевидно, что прочность зуба будет определяться его размерами и формой в сечении, нормальном к образующей делительного конуса, как показано на рис. 2.43.

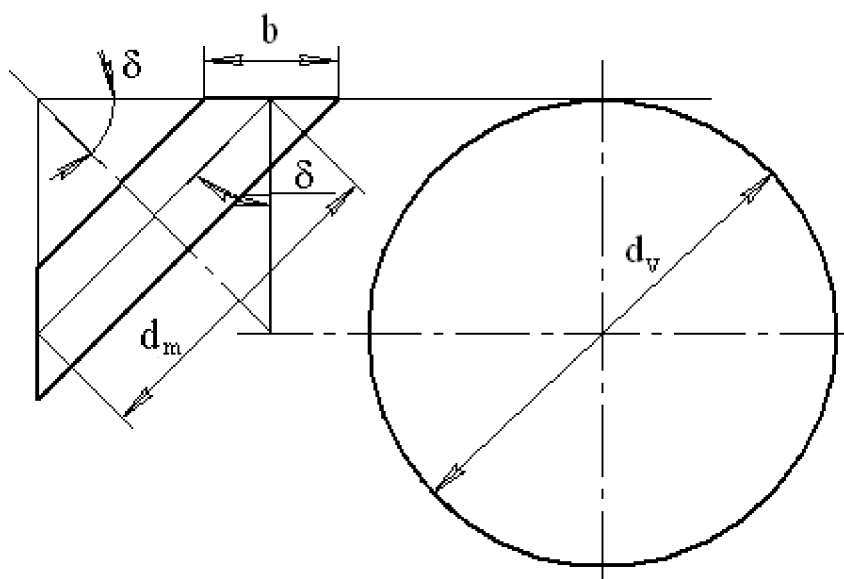


Рис.2.43. Схема определения размеров цилиндрического колеса, эквивалентного коническому

Из рисунка видно, что диаметр эквивалентного цилиндрического колеса будет равен удвоенной длине образующей дополнительного конуса, построенного на среднем диаметре:

$$d'_v = 2 \frac{d_m}{2 \cdot \cos \delta} = \frac{d_m}{\cos \delta}.$$

При этом построенное таким образом цилиндрическое колесо будет прямозубым для прямозубого конического колеса и косозубым – для конического колеса с круговыми зубьями. Следовательно, угол наклона зубьев цилиндрического колеса будет равен $\beta'_v = \beta_m$. Все размеры зуба эквивалентного колеса будут равны размерам зуба конического колеса в среднем сечении. Таким образом, торцевым модулем эквивалентного цилиндрического колеса будет торцевой модуль в среднем сечении зуба конического колеса $m_{tv} = m_{tm}$, а нормальным – нормальный модуль в среднем сечении $m_{nv} = m_{nm}$.

Как показано ранее, при расчетах на прочность цилиндрическое косозубое колесо заменяется эквивалентным прямозубым. Выполнив такие же преобразования, получим прямозубое цилиндрическое колесо, биэквивалентное коническому.

Размеры биэквивалентного цилиндрического колеса, выраженные через размеры конического с учетом выше приведенных соотношений, определяются по формулам:

$$m_v = m_{nv} = m_{nm};$$

$$d_v = \frac{d'_v}{\cos^2 \beta'_v} = \frac{d_m}{\cos \delta \cdot \cos^2 \beta_m};$$

$$b_v = b_v / \cos \beta'_v = b / \cos \beta_m.$$

Так как $d_v = m_v \cdot z_v$, а $d_m = m_{nm} \cdot z / \cos \beta_m$, то с учетом приведенного выше выражения получим:

$$m_v \cdot z_v = \frac{m_{nm} \cdot z}{\cos \beta_m \cdot \cos \delta \cdot \cos^2 \beta_m}.$$

Отсюда найдем:

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m}.$$

Для прямозубого конического колеса при $\beta_m = 0^\circ$ размеры эквивалентного цилиндрического колеса определяются по формулам:

$$m_v = m_m; \quad d_v = d_m / \cos \delta; \quad b_v = b; \quad z_v = z / \cos \delta.$$

2.2.5.4. Расчет на прочность конической зубчатой передачи

Расчет контактных напряжений в передаче выполним с использованием приведенной ранее формулы Герца:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2 \cdot \rho_{np}}}.$$

Нагрузку на единицу длины линии контакта определим по формуле:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma}.$$

Как показано ранее, полное усилие в зацеплении конической передачи определяется по формуле:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta_m}.$$

При этом окружное усилие в зацеплении определим по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} K_H.$$

Тогда формулу для полного усилия в зацеплении приведем к виду:

$$F_n = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{m1} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta_m}.$$

В качестве суммарной длины линии контакта примем ширину зуба биеквивалентного колеса: $l_\Sigma = b_v = b / \cos \beta_m$. Тогда формулу для нагрузки на единицу длины линии контакта приведем к виду:

$$q = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{m1} \cdot b \cdot \cos \alpha}.$$

Приведенный радиус кривизны в контакте определяется по формуле:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

В этой формуле знак «—» можно опустить, так как конические колеса с внутренними зубьями практически не применяются.

Радиусы кривизны шестерни и колеса определим для биэквивалентных колес. Так радиус кривизны зуба шестерни найдем по формуле:

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \cdot \sin \alpha = \frac{d_{m1} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_1 \cdot \cos^2 \beta_m}.$$

Аналогично получим:

$$\rho_2 = \frac{d_{m2} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_2 \cdot \cos^2 \beta_m} \quad \text{или} \quad \rho_2 = \frac{d_{m1} \cdot u \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_2 \cdot \cos^2 \beta_m}.$$

С учетом полученного формулу для приведенного радиуса кривизны после преобразований приведем к виду:

$$\rho_{np} = \frac{d_{m1} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta_m} \cdot \frac{\frac{1}{\cos \delta_1} \cdot \frac{u}{\cos \delta_2}}{\frac{u}{\cos \delta_2} + \frac{1}{\cos \delta_1}}.$$

Используя равенства

$$\delta_1 + \delta_2 = \Sigma \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma},$$

формулу для приведенного радиуса кривизны приведем к виду:

$$\rho_{np} = \frac{d_{m1} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta_m} \cdot \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1 + 2 \cdot u \cdot \cos \Sigma}}.$$

Подставив выражения для q и ρ_{np} в формулу Герца, получим:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot 2 \cdot \cos^2 \beta_m}{d_{m1}^2 \cdot b \cdot 2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1 + 2 \cdot u \cdot \cos \Sigma}}{u}}.$$

В полученной формуле выделим коэффициент, учитывающий геометрию зацепления:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta_m}{\sin(2 \cdot \alpha)}}.$$

Экспериментально установлено, что передача биеквивалентными колесами прочнее конической передачи. В этой связи в формулу для расчета контактных напряжений вводится поправочный коэффициент $\mathcal{G}_H$, учитывающий пониженную прочность конической передачи. Для прямозубых передач этот коэффициент принимается равным $\mathcal{G}_H = 0,85$. Для передач с круговыми зубьями принимают $\mathcal{G}_H = 0,85 \cdot \varepsilon_\alpha / K_{H\alpha}$. Как правило, значение этого коэффициента определяется по эмпирическим формулам.

С учетом вышеприведенного условие контактной прочности конической передачи примет вид:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{m1}^2 \cdot \mathcal{G}_H \cdot b} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1 + 2 \cdot u \cdot \cos \Sigma}}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Как и для цилиндрических передач, контактная прочность конической передачи не зависит от модуля и чисел зубьев и определяется лишь габаритными размерами. В этой связи условие контактной прочности используется при проектировочных расчетах для определения габаритов передачи.

Для уменьшения влияния погрешности установки колес в конических передачах рекомендуется принимать коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния $\psi_{bR} = b / R_e \leq 0,3$. Большие значения следует принимать для силовых передач при небольших значениях передаточного отношения. В условии контактной прочности принимаем $b = \psi_{bd} \cdot d_{m1}$. При этом коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего диаметра шестерни определяем по формуле:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{bR}}{(2 - \psi_{bR}) \cdot \sin \delta_1}.$$

С принятыми соотношениями из условия контактной прочности находим средний диаметр шестерни:

$$d_{m1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\mathcal{G}_H \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1 + 2 \cdot \cos \Sigma}}{u}}.$$

Здесь $K_d = \sqrt[3]{2 \cdot (Z_M \cdot Z_H)^2}$. При проектировочных расчетах принимают средние значения:

- $K_d = 77 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубых передач;
- $K_d = 60 \text{ МПа}^{1/3}$ – для передач с круговыми зубьями.

Проверка прочности зуба конического колеса на изгиб заменяется расчетом биэквивалентного цилиндрического колеса. При расчете используем формулу, полученную ранее для прямозубого цилиндрического колеса:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m} \cdot Y_F.$$

Заменим входящие в эту формулу величины на соответствующие для биэквивалентных колес:

- вместо F_t введем величину $F_{tv} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{m1} \cdot \cos \beta_m}$;
- вместо b_w введем $b_v = b / \cos \beta_m$;
- вместо m введем $m_v = m_{nm}$.

Кроме того, коэффициент формы зуба Y_F следует определять для числа зубьев биэквивалентного колеса и необходимо ввести коэффициент Y_β , учитывающий особенности работы косозубой передачи, и коэффициент $\vartheta_F = 0,85$, учитывающий пониженную прочность конической передачи.

Коэффициент Y_β для конических передач определяется по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_m}{140}.$$

Здесь угол β_m подставляется в градусах и вводится ограничение $Y_\beta \geq 0,7$.

После подстановки указанных величин и преобразований условие прочности зуба конического колеса по напряжениям изгиба примет вид:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{m1} \cdot \vartheta_F \cdot b \cdot m_{nm}} Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F].$$

При проектировочных расчетах требуемый по условиям изгибной прочности модуль определяется по формуле:

$$m_{nm} \geq \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{m1} \cdot \mathcal{G}_F \cdot b} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]} Y_\beta .$$

Для передачи с круговыми зубьями полученное значение модуля округляется до стандартного. Для прямозубой передачи принимается $m_m = m_{tm} = m_{nm}$. Затем при геометрическом расчете вычисляется значение модуля на внешнем торце m_e , которое округляется до стандартного.

Коэффициент нагрузки по контактным напряжениям при расчете конической передачи определяется приближенно по формуле:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} .$$

Коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба определяется так же, как при расчете цилиндрических передач.

2.3. ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Винтовые передачи относятся к передачам зацеплением и предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и момента крутящего – в осевое усилие.

Все винтовые передачи делятся, как показано на рис.2.44, на передачи винт – гайка скольжения и винт – гайка качения. Вторые принято называть шариковинтовыми передачами. В шариковинтовой передаче усилие передается через тела качения. В конструкции передачи должны быть предусмотрены возвратные каналы для циркуляции шариков.

В данном пособии рассмотрим только винтовые передачи. Сведения о конструкциях и методах расчета шариковинтовых передач можно найти в специальной литературе.

Основными достоинствами винтовых передач являются:

- возможность создания больших осевых сил, что позволяет использовать их в грузоподъемных машинах, прессах и нажимных устройствах;
- возможность обеспечения малых перемещений в точных механизмах;
- возможность самоторможения;
- простота изготовления и эксплуатации.

Недостатками винтовых передач являются:

- большие потери на трение и низкий коэффициент полезного действия;
- необходимость использования для снижения потерь на трение сплавов на основе меди.

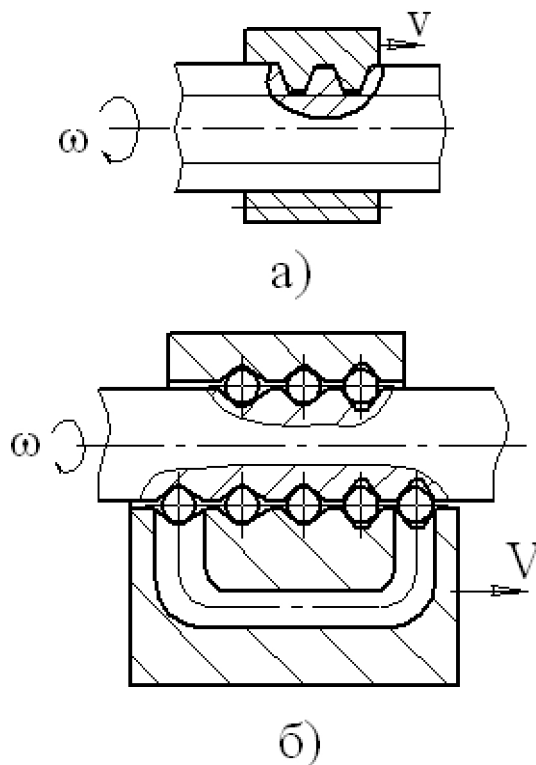


Рис.2.44. Схемы винтовой (а) и шариковинтовой (б) передач

2.3.1. Элементы геометрии винтовых передач

Классификация резьбы выполняется по трем признакам:

- по форме профиля резьбы — треугольные, трапецеидальные, упорные, прямоугольные и круглые, как показано на рис.2.45;
- по форме поверхности, на которой нарезана резьба — цилиндрические и конические;
- по числу заходов — однозаходные и многозаходные.

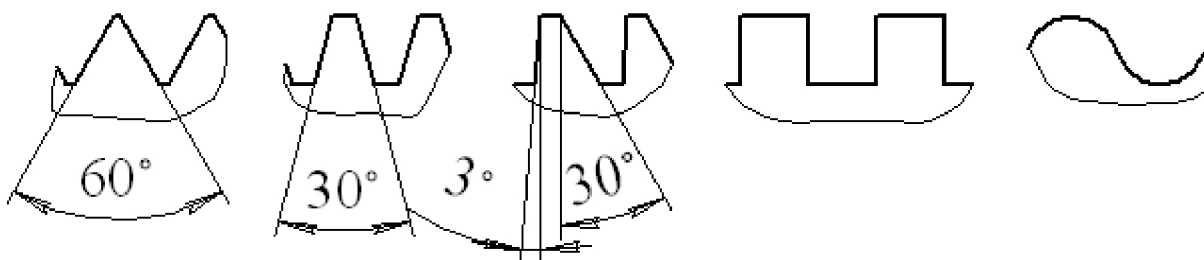


Рис.2.45. Основные типы резьб

Резьбы треугольного профиля используются преимущественно как крепежные. При этом конические резьбы применяются как самоуплотняющиеся в различных гидравлических системах. Круглые резьбы применяются преимущественно в электротехнике для соединения весьма тонкостенных деталей (цоколи электролампочек и т.п.). В винтовых передачах используются только цилиндрические, одно- и многозаходные резьбы с трапецеидальным, упорным или прямоугольным профилем. При этом трапецеидальные и упорные резьбы стандартизованы, а прямоугольные – нестандартные.

Основные элементы геометрии резьбы показаны на рис.2.46.

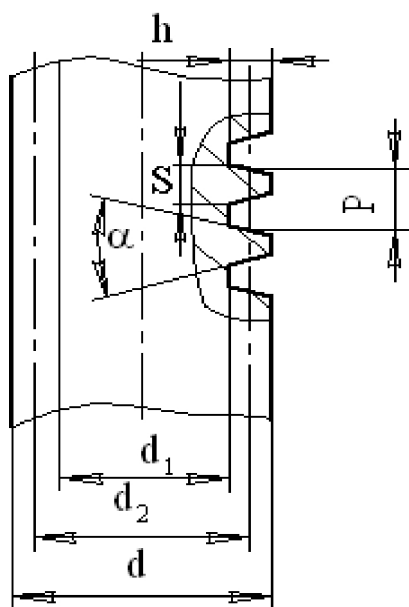


Рис.2.46. Основные размеры резьбы

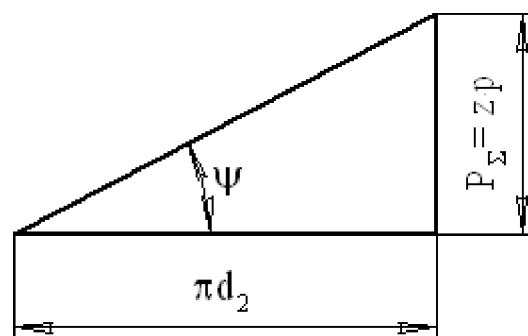


Рис.2.47. Развертка винтовой линии

Номинальным размером резьбы является наружный диаметр d резьбы винта. Кроме того, размерами резьбы являются внутренний диаметр d_1 и средний диаметр d_2 , а также шаг p резьбы. Шагом называется расстояние между двумя соседними одноименными точками профиля, измеренное по линии, параллельной оси резьбы. Тип резьбы характеризуется углом профиля α , измеряемым в осевом сечении. Все размеры витка резьбы определяются шагом. Так высота профиля определяется соотношением $h = \psi_h \cdot p$, а толщина витка у основания - $s = k_n \cdot p$. Коэффициенты ψ_h и k_n зависят от типа резьбы. Например, для прямоугольной резьбы и коэффициент рабочей высоты витка $\psi_h = 0,5$, и коэффициент полноты резьбы $k_n = 0,5$.

Для других типов резьбы значения коэффициентов приводятся в справочниках.

Важной эксплуатационной характеристикой резьбы являются ход резьбы, определяемый по формуле $P_{\Sigma} = z \cdot p$, и угол ψ подъема резьбы по среднему диаметру. Согласно рис.2.47:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_{\Sigma}}{\pi \cdot d_2} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_2}.$$

Тогда угол подъема резьбы определяется по формуле:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_2}.$$

2.3.2. Силовые соотношения в винтовой паре. Условие самоторможения и КПД винтовой передачи

В винтовой передаче происходит преобразование крутящего момента T_p в осевое усилие F_x , как показано на рис.2.48.

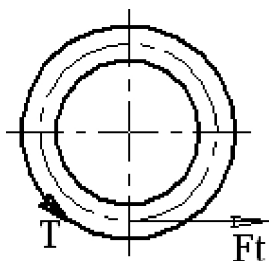
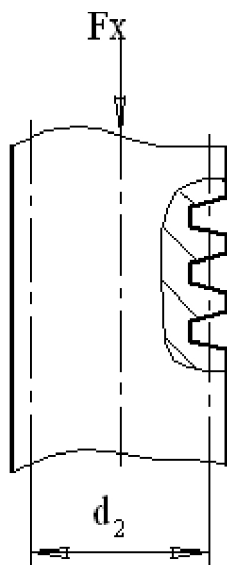


Рис.2.48. Схема нагрузок винтовой передачи

Сделаем допущение о том, что осевое усилие сосредоточено в точке на среднем диаметре резьбы. Введем понятие об окружном усилии в винтовой паре F_t . Тогда момент крутящий определится по формуле:

$$T_p = \frac{F_t \cdot d_2}{2}.$$

Соотношение между силами в передаче рассмотрим на развертке винтовой линии, показанной на рис.2.49.

В винтовой паре, как на наклонной плоскости, действуют осевая нагрузка F_x и окружное усилие F_t . Возникает нормальная реакция F_n , которая отклонена, как показано на рисунке, на угол, равный половине угла профиля α_n витка резьбы в нормальном сечении I-I.

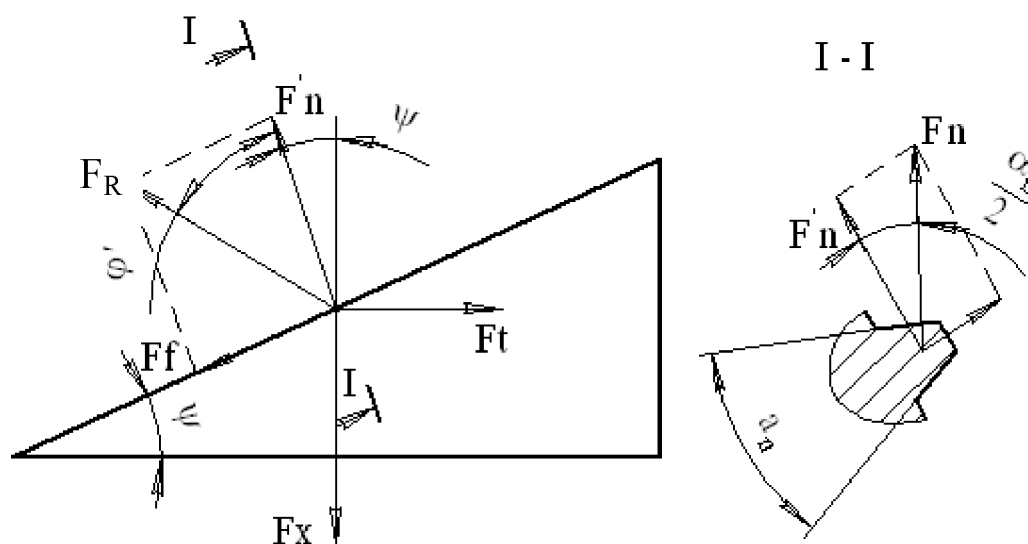


Рис.2.49. Соотношение усилий в винтовой паре

При вращении гайки необходимо, кроме того, преодолеть силу трения, которая определяется по формуле $F_f = f \cdot F_n$, где f – коэффициент трения. Вследствие этого полная реакция в винтовой паре F_R отклоняется от оси винта на угол ψ и за счет силы трения на угол φ' . Угол φ' получил название **приведенный угол трения в винтовой паре**. Его величина определится из соотношения:

$$\operatorname{tg} \varphi' = F_f / F'_n.$$

При этом $F'_n = F_n \cdot \cos \frac{\alpha_n}{2}$. Подставляя выражения для F_f и F'_n , после сокращений и преобразований получим:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right).$$

Вводится понятие **приведенный коэффициент трения в винтовой паре**, величина которого определяется по формуле:

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha_n}{2}}.$$

Угол α_n определяется из выражения $\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \psi$, однако в практических расчетах чаще всего принимают $\alpha_n \approx \alpha$.

Условия равновесия в винтовой паре запишем в виде:

$$F_t = F_R \cdot \sin(\psi + \varphi');$$

$$F_x = F_R \cdot \cos(\psi + \varphi').$$

Разделив первое уравнение на второе, после преобразований получим:

$$F_t = F_x \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

С использованием этого выражения момент сил трения в резьбе можно определить по формуле:

$$T_p = F_x \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

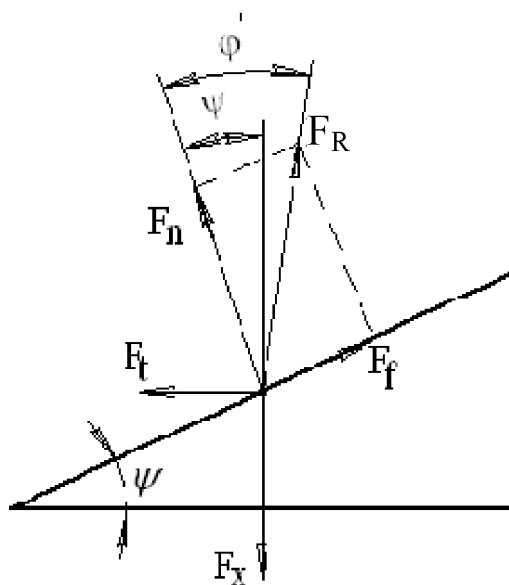


Рис.2.50. Равновесие сил в винтовой паре при опускании груза

При изменении направления вращения гайки (например, при опускании груза домкрата) окружное усилие и сила трения меняют знак на противоположный, как показано на рис.2.50. Для этого случая по аналогии с предыдущим получим:

$$F_t = F_x \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \psi).$$

Самопроизвольного опускания груза не будет, если $F_t > 0$. Отсюда получим **условие самоторможения винтовой пары** в виде $\psi \leq \varphi'$.

Коэффициент полезного действия винтовой пары определим как отношение полезной работы к затраченной за один оборот гайки.

По схеме на рис.2.51 найдем:

- полезная работа $A_{пол} = F_x \cdot (z \cdot p)$;
- затраченная работа $A_{затр} = F_t \cdot (\pi \cdot d_2)$.

Тогда КПД определится по формуле:

$$\eta = \frac{A_{пол}}{A_{затр}} = \frac{F_x \cdot (z \cdot p)}{F_t \cdot (\pi \cdot d_2)}.$$

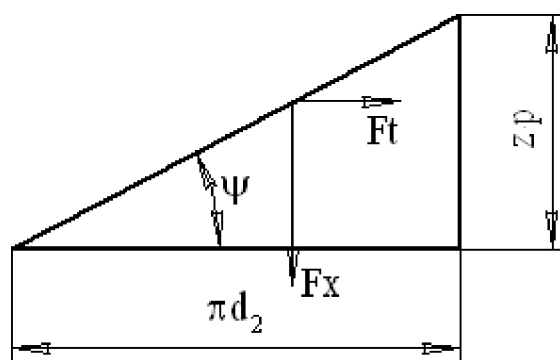


Рис.2.51. К определению КПД винтовой пары

Ранее показано, что $\frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{tg} \psi$. Тогда с учетом вышеприведенного соотношения для F_x и F_t формулу для КПД винтовой приведем к виду:

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

На рис.2.52 приведена зависимость КПД передачи от угла подъема винтовой линии. Легко показать, что максимальное значение КПД принимает при $\psi = 45^\circ - \frac{\varphi'}{2}$. Кроме того, для самотормозящейся передачи при $\psi < \varphi'$ получим $\eta < 0,5$.

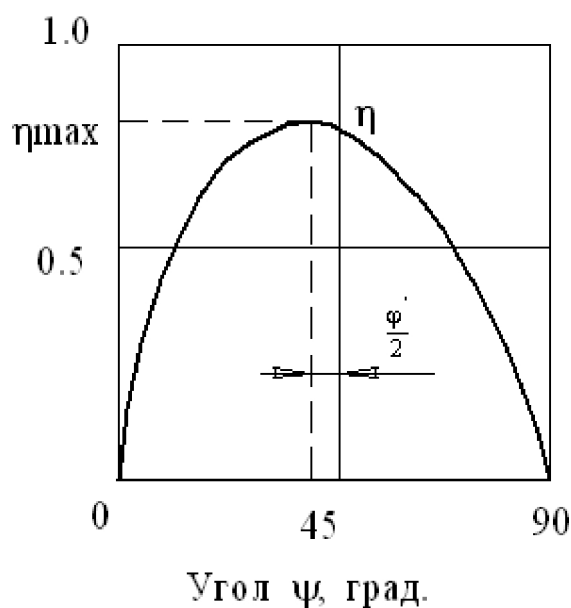


Рис.2.52. Зависимость КПД винтовой пары от угла подъема витка резьбы

2.3.3. Виды разрушений и критерии работоспособности винтовых передач

Основным видом разрушения винтовой передачи является изнашивание витков резьбы. Как правило, изнашивается гайка, так как она изготовлена из менее твердого материала. Часто встречающимся видом разрушения является также срез витков резьбы у гайки (тоже менее прочный материал).

В некоторых случаях возможно разрушение стержня винта под действием переменных растягивающих и сжимающих нагрузок, а также крутящего момента. Иногда происходит разрушение тела гайки, если она выполнена в виде втулки, под действием растягивающих нагрузок.

Опасным видом разрушения является потеря устойчивости винта, нагруженного сжимающими силами.

Таким образом, критериями работоспособности винтовой передачи являются: износостойкость, прочность и устойчивость. Вопросы прочности винта рассмотрим позже в разделе «Резьбовые соединения».

2.3.4. Проверка износостойкости винтовой передачи. Проверка устойчивости винта

Проверку износостойкости винтовой передачи принято проводить по давлению на поверхностях витков резьбы, как в тихоходных узлах трения. Схема нагружения поверхности витка приведена на рис.2.53.

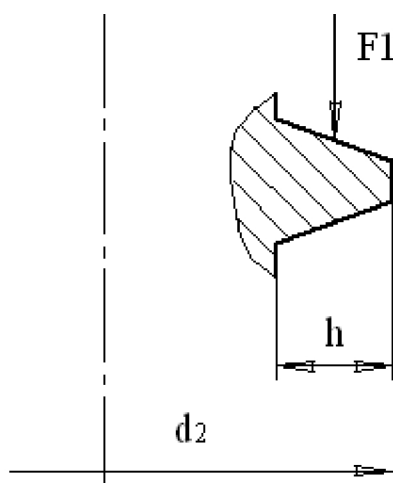


Рис.2.53. Схема нагружения витка резьбы

Нагрузку, приходящуюся на один виток, определим приближенно по формуле: $F_1 = F_x / z_\theta$. Здесь z_θ - число витков резьбы в гайке, которое можно определить отношением $z_\theta = H / p$, где H - высота или длина гайки, а p - шаг резьбы.

Площадь поверхности витка, воспринимающую нагрузку, найдем тоже приближенно как кольца со средним диаметром d_2 и шириной h : $A = \pi \cdot d_2 \cdot h$. При этом $h = \psi_h \cdot p$.

Разделив нагрузку на площадь поверхности и сделав преобразования, получим формулу для оценки износостойкости винтовой передачи:

$$\sigma_{см} = \frac{F_x}{\pi \cdot d_2 \cdot \psi_h \cdot H} \leq [\sigma_{изн}] .$$

В этой формуле $[\sigma_{изн}]$ – допускаемое напряжение, определяемое экспериментально в зависимости от сочетания материалов винта и гайки.

При проектировочных расчетах условие износостойкости используется для определения основных размеров винтовой пары. Для этого принимаем $H = \psi_H \cdot d_2$. После подстановки в формулу проверочного расчета и преобразований получим формулу для определения среднего диаметра резьбы:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_x}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [\sigma_{изн}]} .$$

После определения среднего диаметра подбираются все параметры резьбы.

Проверку устойчивости винта выполняют приближенно на основе решения Эйлера об устойчивости центрально сжатых стержней. Условие устойчивости винта имеет вид:

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_{сж}] \varphi.$$

Здесь φ – коэффициент понижения допускаемых напряжений сжатия, определяемый по заранее подготовленным графикам типа приведенного на рис.2.54 в зависимости от коэффициента гибкости винта.

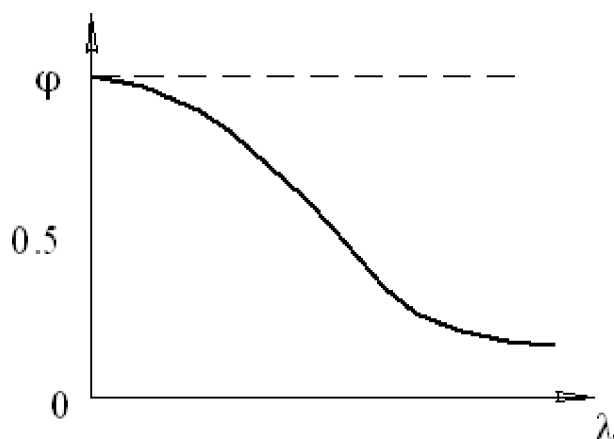


Рис.2.54. График зависимости коэффициента φ от гибкости винта

Коэффициент гибкости винта вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i},$$

где l – свободная длина винта, как показано на рис.2.55;

i – радиус инерции сечения винта, определяемый приближенно по формуле $i \approx d_1 / 4$;

μ – коэффициент приведения длины винта к основному случаю Эйлера, показанному на рис.2.56.

Значение коэффициента μ для различных условий закрепления винта определяется по заранее составленным таблицам.

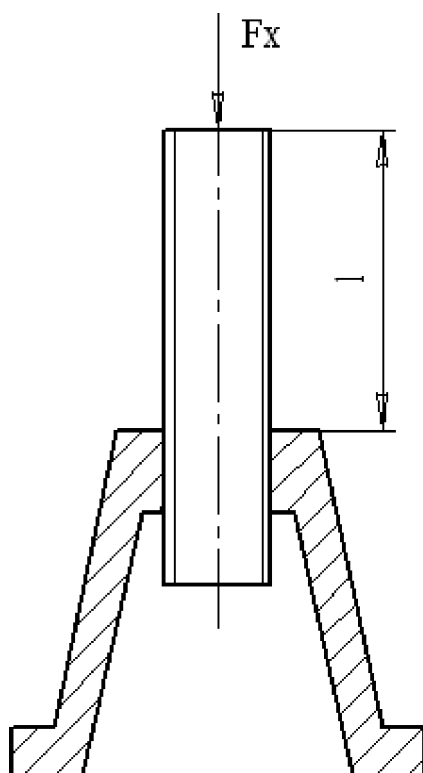


Рис.2.55. К определению свободной длины винта

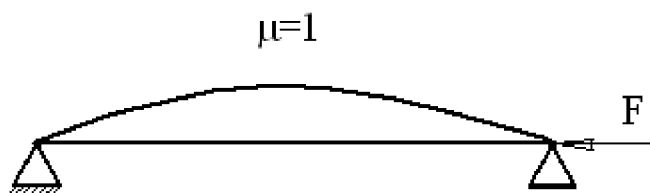


Рис.2.56. Схема основного случая Эйлера

2.4. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Если у винтовой передачи (рис.2.57, а) удалить большую часть тела гайки, а оставшуюся часть согнуть в кольцо и закрепить на оси, как показано на рисунке, то получим червячную передачу (рис.2.57, б). Винт в такой передаче получил название – червяк, а согнутый в кольцо сектор гайки – червячное колесо.

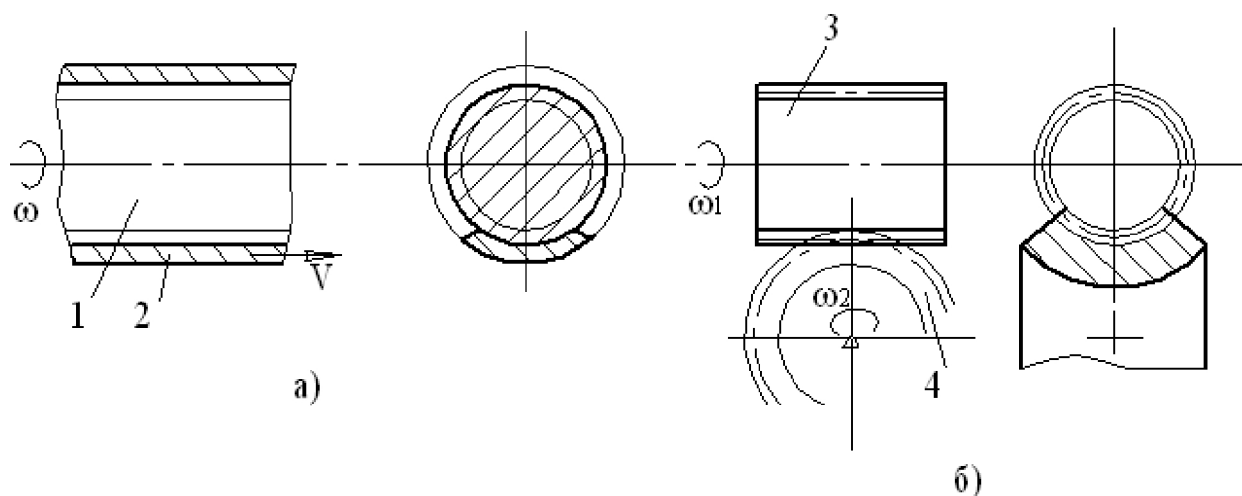


Рис.2.57. Схема превращения винтовой передачи в червячную:
1 – винт; 2 – гайка; 3 – червяк; 4 – червячное колесо

Таким образом, червячная передача относится к передачам зацеплением, обладает свойствами как винтовой, так и зубчатой передачи и предназначена для передачи крутящего момента между осями, скрещивающимися под углом 90° .

Достоинствами червячных передач являются:

- большое передаточное отношение ($i \geq 7$);
- плавность и бесшумность в работе;
- возможность самоторможения.

Недостатками червячных передач являются:

- большие потери на трение, поэтому червячные передачи не используются для передачи больших мощностей;
- необходимость использования для снижения потерь на трение сплавов на основе меди;
- высокая чувствительность к неточностям установки червячного колеса относительно червяка.

2.4.1. Элементы геометрии червячной передачи

Червяк представляет собой винт с резьбой определенного профиля. В машиностроении применяются три основных вида червяков, основные особенности которых показаны на рис.2.58.

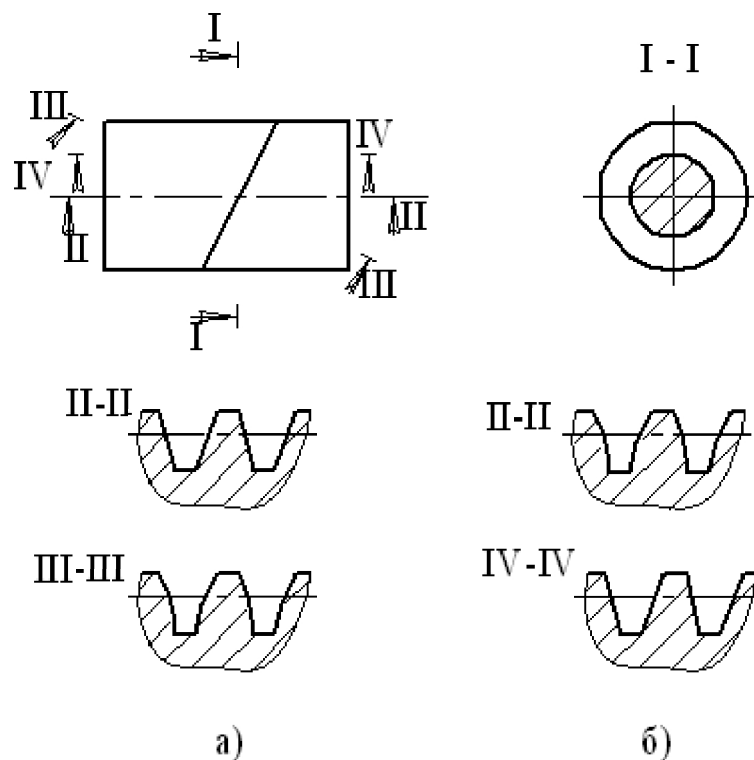


Рис.2.58. Основные типы червяков

Архимедовы червяки обозначаются ZA и образуют в сечении витка с плоскостью $I-I$, перпендикулярной оси, спираль Архимеда. В сечении плоскостью $II-II$, проходящей через ось червяка, виток имеет прямолинейную боковую поверхность (рис.2.58, а). Но в сечении $III-III$, нормальном к винтовой линии, боковая поверхность витка криволинейная. В этой связи Архимедовы червяки технологичны в нарезании, но нетехнологичны в шлифовании резьбы. Поэтому они используются незакаленными.

В качестве закаленных и шлифованных преимущественно используются эвольвентные червяки, обозначаемые ZJ . В сечении плоскостью $I-I$, перпендикулярной оси червяка, поверхность витка образует эвольвенту. Эвольвентные червяки представляют собой фактически косозубые цилиндрические колеса с малым числом зубьев и большим углом наклона. В сечении плоскостью $II-II$, проходящей через ось червяка, боковая поверхность витка образует также эвольвенту (рис.2.58, б), а в сечении плоскостью $IV-IV$, касательной к основному цилиндру червяка, боковая поверхность витка прямолинейна (рис.2.58, в). Это дает возможность шлифовать каждую боковую поверхность витка отдельно плоским шлифовальным кругом.

В связи с приближенностью прочностных расчетов червячных передач в дальнейшем будем рассматривать только Архимедовы червяки.

Основные размеры червяка показаны на рис.2.59. При этом, как и в зубчатых передачах, все размеры принято выражать через модуль. В червячных передачах стандартизован осевой модуль червяка, который определяется отношением $m = p / \pi$, где p – осевой шаг червяка.

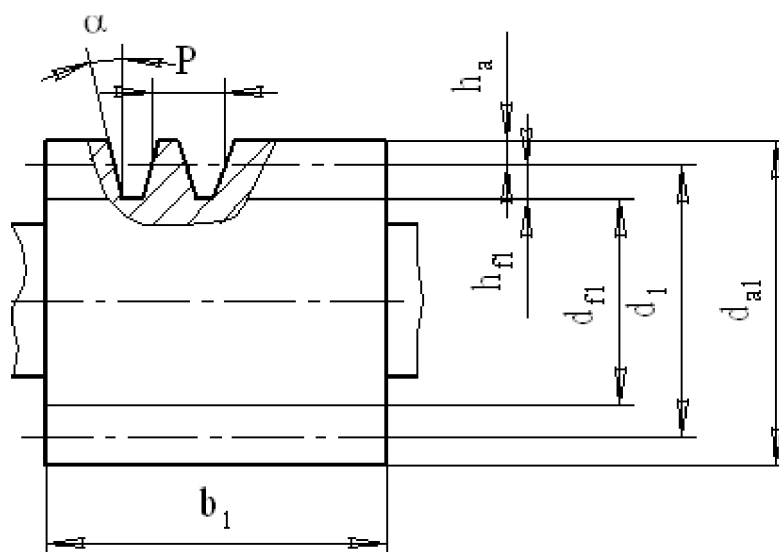


Рис.2.59. Основные размеры червяка

Размеры витка по высоте определяются по формулам:

- высота головки витка $h_a = 1 \cdot m$;
- высота ножки витка $h_f = 1,2 \cdot m$.

Делительным цилиндром червяка называется цилиндр, на котором толщина витка равна ширине впадины. Диаметр делительного цилиндра червяка принято определять по формуле:

$$d_1 = m \cdot q.$$

Здесь q – коэффициент толщины червяка, значение которого стандартизовано.

Остальные размеры червяка определяются по формулам:

- диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = m \cdot (q + 2)$;
- диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = m \cdot (q - 2,4)$.

Длина нарезанной части червяка b_1 определяется конструктивными соотношениями.

Угол профиля витка в осевом сечении стандартизован и принимается равным $\alpha = 20^\circ$.

Червяк может быть однозаходным и многозаходным. Стандартное число заходов червяка принимается равным $z_1 = 1; 2$ или 4 . В этой связи угол γ подъема винтовой линии червяка на делительном цилиндре определяется, как показано на рис.2.60.

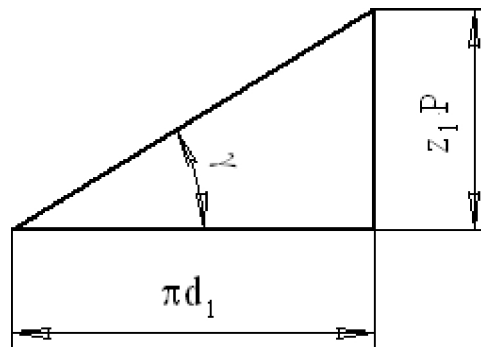


Рис.2.60. Развертка винтовой линии червяка на делительном цилиндре

Очевидно, $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 \cdot P}{\pi \cdot d_1}$ или, после преобразований, $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$.

Червячное колесо представляет собой своеобразное косозубое колесо. Так как нарезание зубьев червячного колеса выполняется фрезой, геометрические параметры которой точно соответствуют параметрам червяка, для сокращения номенклатуры инструментов

стандартами предусмотрены рекомендуемые сочетания параметров m, q и z_1 .

Основные размеры червячного колеса приведены на рис.2.61.

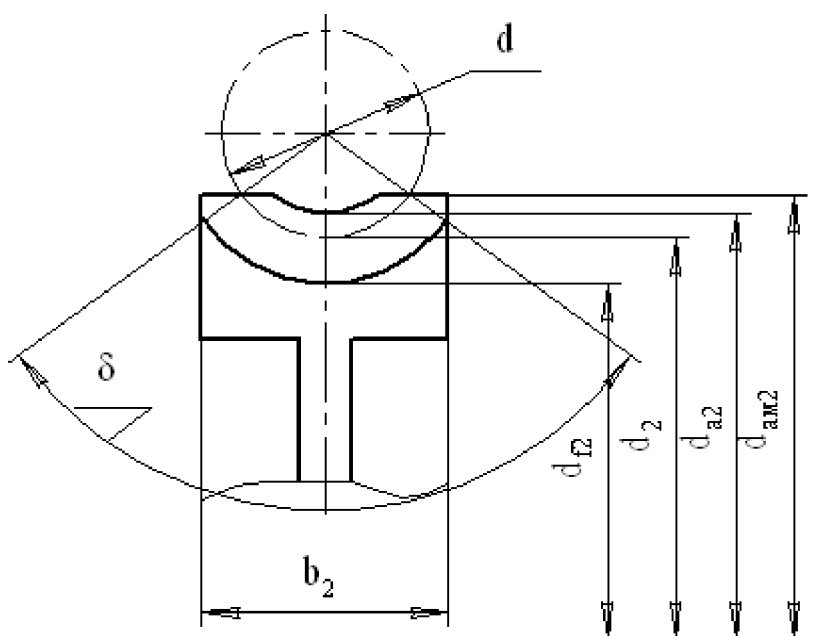


Рис.2.61. Основные размеры червячного колеса

Размеры червячного колеса в плоскости симметрии определяются как для косозубого цилиндрического колеса. При этом торцевой модуль колеса равен осевому модулю червяка

Следовательно, размеры зуба колеса в среднем сечении равны размерам витка червяка. Тогда диаметры колеса в среднем сечении определяются по формулам:

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a; \quad d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f.$$

Выражая размеры зуба через модуль, получим:

$$d_{a2} = m(z_2 + 2); \quad d_{f2} = m(z_2 - 2,4).$$

Максимальный диаметр выступов зубьев колеса d_{aM2} и ширина зубчатого венца b_2 определяются конструктивными соотношениями. При этом обеспечивается угол охвата зубьями колеса витков червяка, равный $\delta \approx 100^\circ$.

Габаритным размером червячной передачи является межосевое расстояние, как показано на рис.2.62. Вводится понятие – делительное межосевое расстояние, определяемое по формуле:

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2).$$

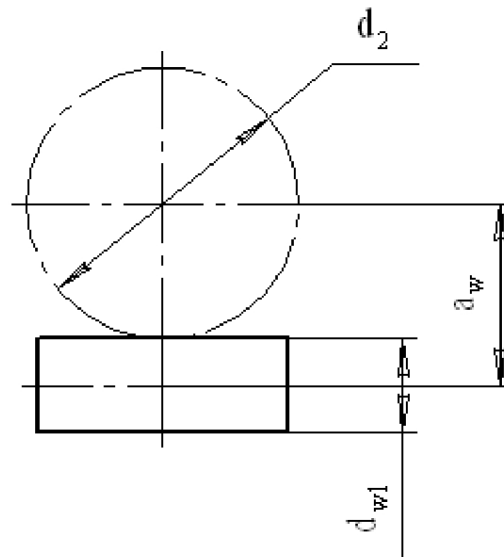


Рис.2.62. Основные размеры червячной передачи

Если фактическое межосевое расстояние не совпадает с делительным, то червячное колесо нарезается со смещением. Коэффициент смещения определяется по формуле:

$$x = (a_w - a) / 2.$$

В червячной передаче со смещением обкатывание зубьев колеса происходит по начальному диаметру, определяемому по формуле:

$$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot x \cdot m = m(q + 2 \cdot x).$$

Тогда получим:

$$a_w = (d_{w1} + d_2) / 2.$$

Кроме того, вводится понятие γ_w – угол подъема витка червяка по начальному цилиндру. Величина угла, как следует из рис.2.63, определяется из выражения:

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1 \cdot p}{\pi \cdot d_{w1}} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \gamma_w = \frac{z_1}{q + 2 \cdot x}.$$

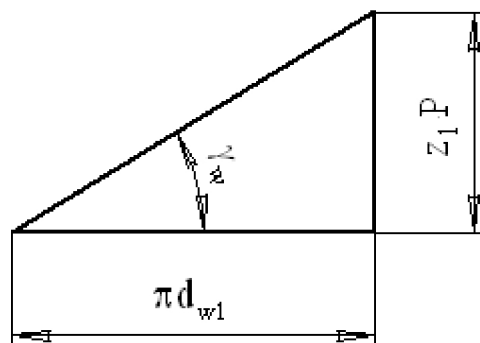


Рис.2.63. Развертка винтовой линии червяка на начальном цилиндре

2.4.2. Усилия в зацеплении червячной передачи

При рассмотрении усилий в червячной передаче сделаем допущение: пренебрегаем силами трения. Усилия в зацеплении зуба колеса с витком червяка показаны на рис.2.64.

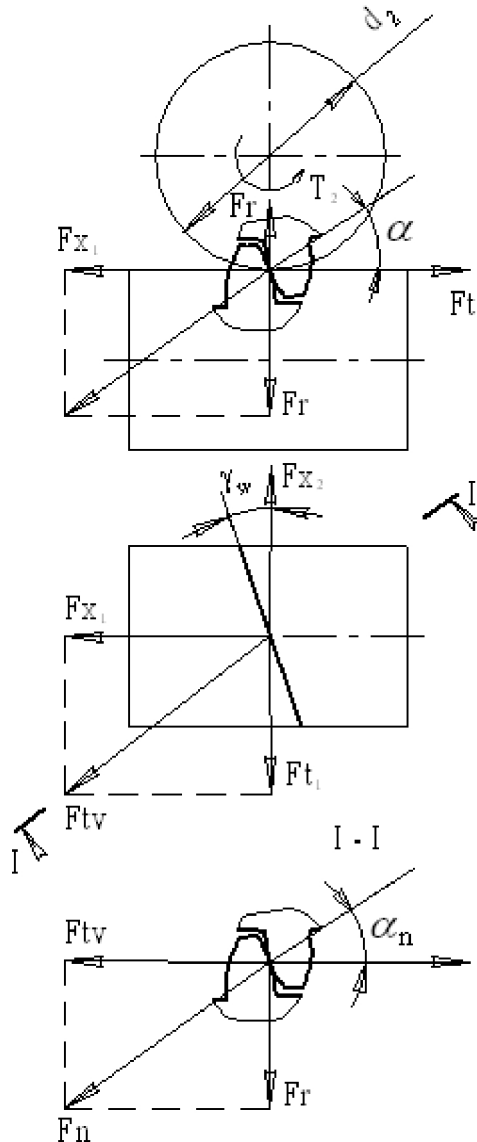


Рис.2.64. Схема сил в зацеплении червячной передачи

В червячных передачах все силы принято выражать через окружное усилие червячного колеса, которое определяется по формуле:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}.$$

Здесь T_2 – момент, крутящий на валу червячного колеса.

Очевидно, осевое усилие червяка будет равно $F_{x1} = F_{t2}$. Кроме того, радиальные усилия червяка и колеса будут одинаковы по величине и определятся по формуле:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Для червяка, как для винта, соотношение между окружным и осевым усилиями определяется зависимостью:

$$F_t = F_x \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

Если пренебречь силами трения и принять $\varphi' \approx 0$, а также $\psi = \gamma_w$, то получим:

$$F_{t1} = F_{x1} \cdot \operatorname{tg} \gamma_w.$$

Кроме того, очевидно:

$$F_{x2} = F_{t1}.$$

Полное нормальное усилие в зацеплении определим в сечении, нормальном к линии подъема витка червяка. Видно, что усилие можно определить по формуле

$$F_n = F_{tv} / \cos \alpha_n.$$

Здесь вспомогательное окружное усилие определится по формуле

$$F_{tv} = F_{t2} / \cos \gamma_w,$$

а угол зацепления в нормальном сечении из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma_w.$$

В практических расчетах принимают $\alpha_n \approx \alpha$, тогда формула для определения полного усилия в зацеплении примет вид:

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma_w}.$$

На рис.2.65 приведена схема сил, действующих на вал и опоры червяка.

Следует отметить, что осевое усилие F_{x1} самое большое по величине из действующих на вал червяка сил. В этой связи в опорах вала червяка необходимо устанавливать подшипники, способные воспринимать значительные осевые силы.

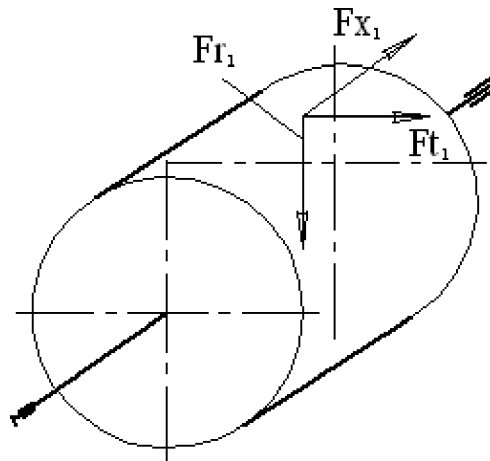


Рис.2.65. Схема сил, действующих на вал червяка

2.4.3. Передаточное число и скольжение в червячной передаче

План скоростей в контакте зуба колеса с витком червяка приведен на рис.2.66. При этом окружные скорости точек, принадлежащих витку червяка и зубу колеса, определяются по формулам:

$$V_1 = \frac{d_{w1} \cdot \omega_1}{2}; \quad V_2 = \frac{d_2 \cdot \omega_2}{2}.$$

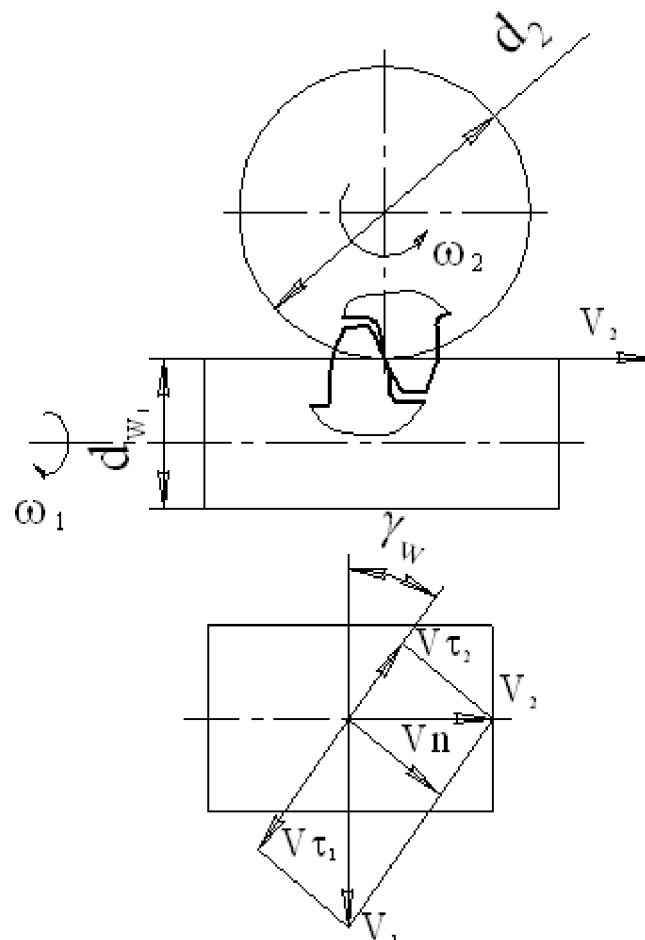


Рис.2.66. План скоростей в зацеплении червячной передачи

По условию неразрывности движения проекции окружных скоростей на нормаль к линии контакта должны быть равны:

$$V_{n1} = V_{n2} = V_n = V_1 \cdot \sin \gamma_w = V_2 \cdot \cos \gamma_w.$$

Отсюда получим:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\cos \gamma_w}{\sin \gamma_w}.$$

После подстановки и преобразований получим:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \gamma_w}{d_{w1} \cdot \sin \gamma_w} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot (q + 2 \cdot x) \cdot \operatorname{tg} \gamma_w} = \frac{z_2}{(q + 2 \cdot x) \cdot z_1 / (q + 2 \cdot x)}.$$

После сокращений окончательно получим:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Необходимо отметить, что по условиям нарезания зубьев червячного колеса минимальное по отсутствию подрезания ножки зуба число зубьев $z_2 \geq 28$. Кроме того, число заходов червяка $z_1 \leq 4$. В этой связи $i_{\text{черв min}} = 28/4 = 7$.

Скорости точек в контакте, направленные по линии зацепления, направлены в противоположные стороны, как видно на рис.2.66. Тогда скорость скольжения в зацеплении будет равна:

$$V_s = V_{\tau 1} + V_{\tau 2} = V_1 \cdot \cos \gamma_w + V_2 \cdot \sin \gamma_w$$

После преобразований получим $V_s = V_1 / \cos \gamma_w$. Таким образом, скорость скольжения в зацеплении имеет большую величину, превышающую окружную скорость червяка.

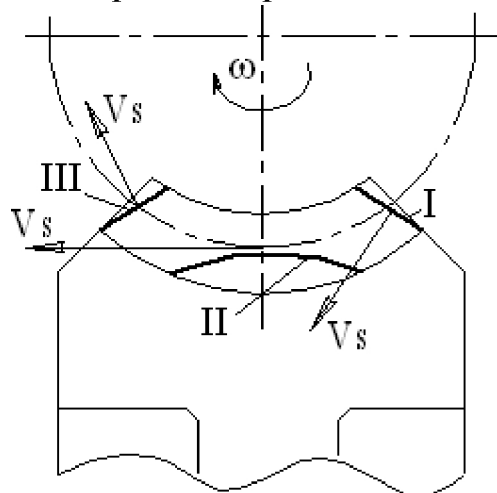


Рис. 2.67. Линия контакта зуба колеса и витка червяка

Необходимо отметить, что линия контакта зуба колеса и витка червяка, как показано на рис.2.67, в зонах I и III почти нормальна к направлению скорости скольжения, а центральной части зуба (зона II) – почти параллельна. Таким образом, в центральной части зуба – неблагоприятные условия для формирования гидродинамической смазочной пленки. В то же время на эту зону приходится максимальная по величине нагрузка. Вследствие этого возникают схватывание и заедание материала.

2.4.4. Виды разрушений и критерии работоспособности червячных передач

В червячных передачах наблюдаются все те же виды разрушений, что и в зубчатых, но с определенными особенностями.

Выкрашивание рабочих поверхностей наблюдается только у зуба червячного колеса, так как венец колеса выполнен из менее прочного материала.

Поломка зуба наблюдается только у колеса, он конструктивно менее прочен, чем виток червяка, и изготовлен из менее прочного материала.

Изнашивание рабочих поверхностей весьма интенсивное в связи с большими скоростями скольжения и наблюдается преимущественно у зуба червячного колеса как изготовленного из более мягкого материала.

Схватывание и заедание рабочих поверхностей встречается весьма часто в связи с большими скоростями скольжения и неудовлетворительными условиями для образования гидродинамического смазочного слоя в центральной части зуба колеса.

Таким образом, основными видами разрушения червячных передач являются изнашивание и заедание рабочих поверхностей. Однако методы расчета по этим критериям в настоящее время недостаточно разработаны. Поэтому по аналогии с зубчатыми передачами в качестве критериев работоспособности приняты контактная и изгибная прочности зубьев червячного колеса.

2.4.5. Допускаемые напряжения при расчете червячных передач

Допускаемые напряжения для червячных передач, как и для зубчатых, определяются отношением $[\sigma] = \sigma_{\text{lim}} / [S]$. При этом предель-

ные напряжения определяются с использованием экспериментальных кривых выносливости.

При определении **допускаемых контактных напряжений** кривая выносливости строится по точкам, учитывающим как случаи возникновения выкрашивания поверхностей, так и случаи возникновения заедания. Тем самым приближенно оценивается износостойкость передачи. Кривая контактной выносливости приведена на рис.2.68. Базовое число циклов перемены напряжений не зависит от материала и равно $N_{H0} = 25 \cdot 10^7$. Так как эта величина очень большая, то для испытаний используется база $N_H = 10^7$. Соответствующее этой базе предельное напряжение обозначим σ_{H0} . Эквивалентное число циклов перемены напряжений определяется только для червячного колеса:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot K_{HE}.$$

Здесь n_2 – частота вращения вала колеса; t_h – время работы передачи; K_{HE} – коэффициент эквивалентности, учитывающий влияние переменного режима нагружения передачи.

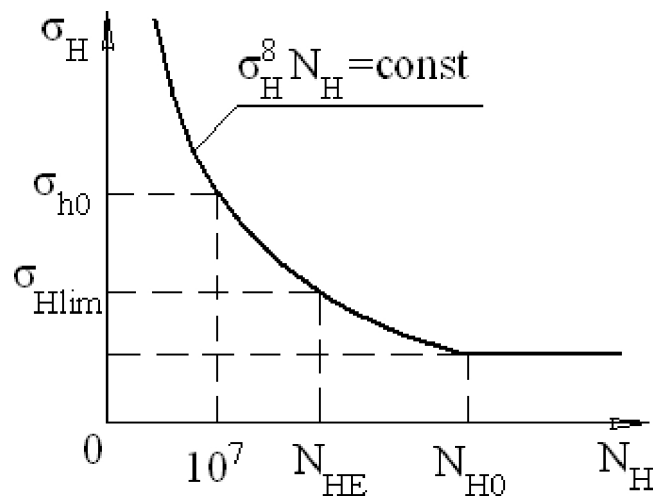


Рис.2.68. Кривая контактной выносливости червячной передачи

Предельное разрушающее напряжение определим из уравнения:

$$\sigma_{H \text{ lim}}^8 \cdot N_{HE} = \sigma_{H0}^8 \cdot 10^7.$$

Отсюда получим:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}.$$

Введем обозначения:

$$[\sigma_H]_0 = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \text{ и } K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}.$$

Величина базового допускаемого напряжения $[\sigma_H]_0$ зависит от материала венца червячного колеса и определяется по эмпирическим формулам.

Коэффициент долговечности по контактным напряжениям K_{HL} имеет ограничения:

$$\sqrt[8]{\frac{1}{25}} \leq K_{HL} \leq 1,8.$$

Тогда формула для расчета допускаемого контактного напряжения примет вид:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL}.$$

Допускаемые напряжения изгиба определяются с использованием кривой выносливости, приведенной на рис.2.69.

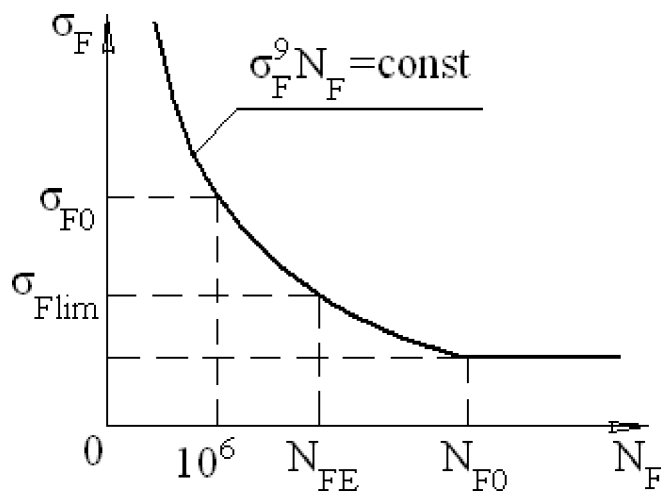


Рис.2.69. Кривая изгибной выносливости червячной передачи

Точка перехода кривой в горизонтальную прямую имеет координату $N_{F0} = 25 \cdot 10^7$. В этой связи, как и в предыдущем случае, базовое напряжение σ_{F0} определяется экспериментально при числе циклов перемены напряжений $N_F = 10^6$. Число циклов перемены напряжений изгиба для зуба колеса определится по формуле:

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot K_{FE}.$$

Предельное разрушающее напряжение определим из уравнения:

$$\sigma_{F\lim}^9 \cdot N_{FE} = \sigma_{F0}^9 \cdot 10^6.$$

По аналогии с предыдущим выводом получим формулу для расчета допускаемого напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_{FL}.$$

Здесь базовое допускаемое напряжение выражается отношением:

$$[\sigma_F]_0 = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FC},$$

где S_F – коэффициент безопасности по напряжениям изгиба; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего (реверсивного) нагружения зубьев червячного колеса.

Значения $[\sigma_F]_0$ приводятся в справочниках в зависимости от материала венца червячного колеса и условий нагружения зубьев.

Коэффициент долговечности по напряжениям изгиба определяется по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}.$$

При этом вводятся ограничения:

$$\sqrt[9]{\frac{1}{250}} \leq K_{FL} \leq 1.$$

2.4.6. Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе, биеквивалентном червячному

Как было показано ранее, проверке прочности подлежит только зуб червячного колеса. Для расчетов на прочность используются формулы, полученные для цилиндрических зубчатых передач. В этой связи расчет контакта червячной передачи заменяется расчетом речного зацепления. Основные размеры косозубого цилиндрического колеса, эквивалентного червячному, показаны на рис.2.70. Как следует из рисунка, размеры цилиндрического колеса в торцевом сечении принимаются равными размерам червячного колеса в среднем сечении:

$$d'_v = d_2; \quad z'_v = z_2; \quad m'_{tv} = m; \quad \beta'_v = \gamma_w.$$

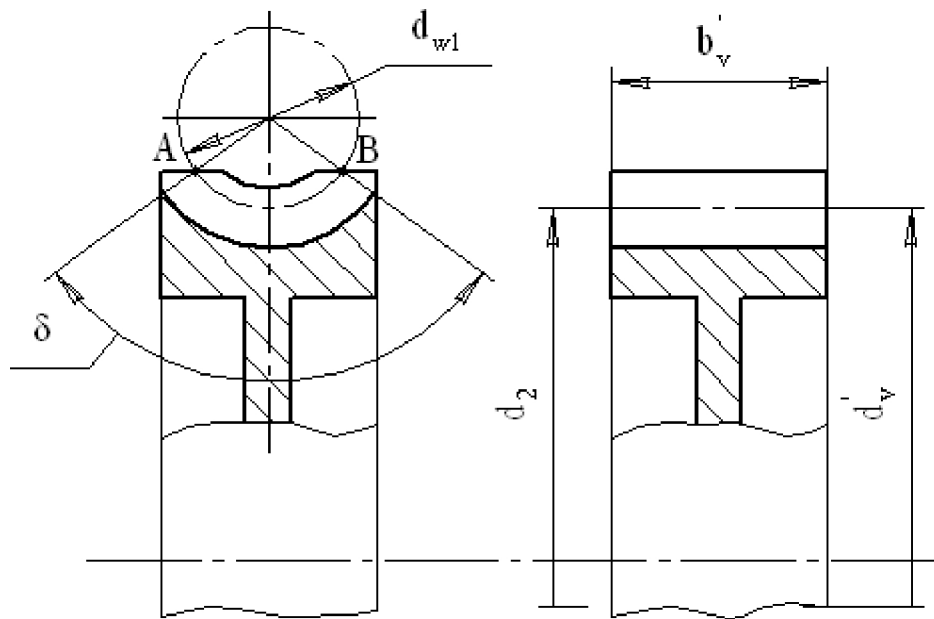


Рис.2.70. Схема формирования размеров цилиндрического колеса, эквивалентного червячному

Ширину зубчатого венца косозубого колеса принимают равной длине дуги AB :

$$\cup AB = \pi \cdot d_{w1} \frac{\delta}{360}.$$

Тогда

$$b'_v = \frac{\pi \cdot \delta}{360} d_{w1}.$$

Здесь угол охвата зубьями колеса витков червяка имеет размерность градусов.

Полученное таким образом косозубое колесо заменяется прямозубым. Используя ранее полученные соотношения, размеры биэквивалентного колеса можно определить по формулам:

$$d_v = \frac{d'_v}{\cos^2 \beta'_v} = \frac{d_2}{\cos^2 \gamma_w}; \quad b_v = \frac{b'_v}{\cos \beta'_v} = \frac{\pi \cdot \delta}{360} \cdot \frac{d_{w1}}{\cos \gamma_w};$$

$$m_v = m'_{nv} = m'_{tv} \cdot \cos \beta'_v = m \cdot \cos \gamma_w; \quad z_v = \frac{z'_v}{\cos^3 \beta'_v} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}.$$

2.4.7. Расчет на прочность червячной передачи

Как сказано ранее, проверка прочности производится только для зуба червячного колеса. При расчетах на прочность червяк заменяет-

ся рейкой, а колесо – биеквивалентным цилиндрическим зубчатым колесом.

Проверка контактной прочности выполняется с использованием формулы Герца:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q}{2 \cdot \rho_{np}}}.$$

Необходимо отметить, что коэффициент Z_M , учитывающий механические свойства материалов, для червячных передач может изменяться в широких пределах в зависимости от материала венца червячного колеса.

Нагрузку на единицу длины линии контакта определим по формуле:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma}.$$

При этом полное усилие в контакте равно:

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma_w},$$

где $F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_2}.$

Суммарную длину линии контакта определим для эквивалентного колеса:

$$l_\Sigma \approx b_v \cdot \varepsilon_\alpha.$$

Вместе с тем, в реальной червячной передаче длина линии контакта зуба колеса с витком червяка несколько меньше длины дуги AB , показанной на рис.2.70. Это учитывается введением поправочного коэффициента λ . Тогда получим:

$$l_\Sigma = \frac{\pi \cdot \delta}{360} \cdot \frac{d_{w1}}{\cos \gamma_w} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda.$$

После подстановки и преобразований получим:

$$q = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_{w1} \cdot d_2 \cdot \frac{\pi \cdot \delta}{360} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda \cdot \cos \alpha}.$$

Приведенный радиус кривизны в контакте определяется по формуле:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

В червячной передаче $\rho_1 = \infty$, в этой связи $\rho_{np} = \rho_2$. Для биэквивалентного прямозубого цилиндрического колеса радиус кривизны зуба в контакте определится по формуле:

$$\rho_2 = \frac{d_v}{2} \cdot \sin \alpha = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \gamma_w}.$$

Подставив выражения для q и ρ_{np} в формулу Герца, получим:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_{w1} \cdot d_2^2} \cdot \frac{2 \cdot \cos \gamma_w}{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda \cdot \frac{\pi \cdot \delta}{360}}}.$$

Принимая приближенно:

$$\alpha = 20^\circ; \quad \gamma_w \approx 10^\circ; \quad \varepsilon_\alpha \approx 2; \quad \lambda \approx 0,75; \quad \delta \approx 100^\circ,$$

после преобразований формулу проверочного расчета приведем к виду:

$$\sigma_H = \frac{2,3 \cdot Z_M}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H].$$

Необходимо отметить, что в ряде учебников и в технической литературе приводятся формулы другого вида, однако данная формула представляется нам наиболее удобной.

При проектировочных расчетах диаметр червяка можно предварительно определить из условия прочности вала на кручение. Рекомендуется также задаваться соотношением $d_{w1} = (0,2 \div 0,25) \cdot d_2$. Затем из условия контактной прочности можно определить диаметр колеса d_2 .

Проверка изгибной прочности зуба червячного колеса заменяется проверкой прочности зуба эквивалентного цилиндрического колеса. Формула для расчета напряжений изгиба зуба прямозубого колеса имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m} Y_F.$$

При расчете биэквивалентного колеса сделаем замены и дополнения:

- вместо F_t введем усилие $F_{tv} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma_w} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_F}{d_2 \cdot \cos \gamma_w}$;
- вместо b_w введем $b_v \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda = \frac{d_{w1}}{\cos \gamma_w} \cdot \frac{\pi \cdot \delta}{360} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda$;
- вместо m введем $m_v = m \cdot \cos \gamma_w$;
- введем коэффициент $Y_\beta \approx \cos^2 \gamma_w$, учитывающий влияние угла наклона зуба червячного колеса;
- коэффициент формы зуба Y_F определяем в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma_w$ по специальным таблицам.

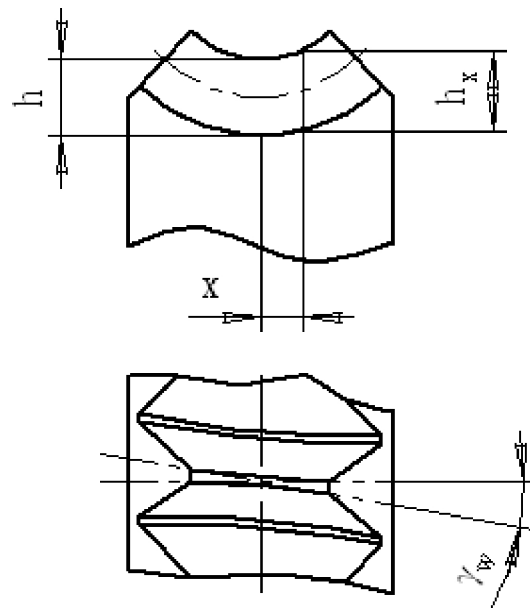


Рис. 2.71. Размеры и форма зуба червячного колеса

Как показано на рис.2.71, размеры и форма зуба червячного колеса зависят от координаты x сечения. Поэтому коэффициент формы зуба определяется не только по специальным таблицам, но и без учета коэффициента смещения при нарезании червячного колеса.

После указанных замен и дополнений формула для расчета напряжений изгиба в зубе колеса примет вид:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot \cos \gamma_w \cdot Y_F}{d_{w1} \cdot d_2 \cdot m \cdot \frac{\pi \cdot \delta}{360} \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda}.$$

Принимая приближенно: $\gamma_w \approx 10^\circ$; $\delta \approx 100^\circ$; $\varepsilon_\alpha \approx 2$; $\lambda \approx 0,75$, после подстановки в формулу проверочного расчета червячной передачи по напряжениям изгиба приведем к виду:

$$\sigma_F = \frac{1,5 \cdot T_2 \cdot K_F}{d_{w1} \cdot d_2 \cdot m} \cdot Y_F \leq [\sigma_F].$$

Как правило, эта формула не используется для проектировочных расчетов, а модуль передачи и число зубьев червячного колеса устанавливаются из кинематического расчета.

Коэффициенты нагрузки при расчетах червячных передач определяются приближенно по формуле:

$$K_H = K_F = K_\beta \cdot K_V.$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по линии контакта K_β — учитывается только при переменных режимах нагружения и определяется по полуэмпирическим зависимостям.

Коэффициент динамичности нагрузки K_V — определяется по заранее составленным графикам, приведенным на рис.2.72, в зависимости от скорости скольжения в зацеплении и степени точности (ст) изготовления передачи.

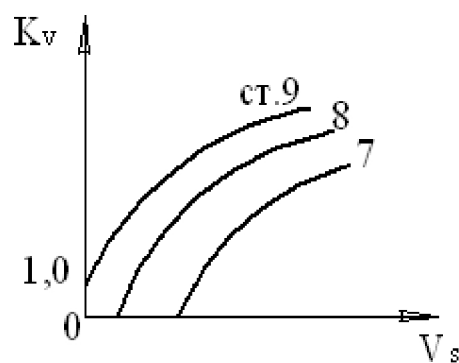


Рис.2.72. Зависимость коэффициента динамичности нагрузки от скорости скольжения

Для червячных передач стандартами предусмотрено 12 степеней точности. Наиболее употребительными являются 9-я и 8-я степени для незакаленных и нешлифованных червяков, а также 7-я и реже 6-я — для закаленных и шлифованных червяков.

2.5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременные передачи относятся к передачам трением с гибкой связью. Их основными достоинствами являются:

- возможность передачи движения между деталями, находящимися на значительном расстоянии (однако в конструкции необходимо назначать минимально допустимые расстояния между деталями);
- способность демпфирования колебаний за счет упругости ремня (поэтому последняя ступень привода шпинделя шлифовально-го станка выполняется только с ременной передачей);
- способность предохранять механизм от поломки при перегрузках вследствие проскальзывания ремня;
- простота в эксплуатации.

К недостаткам ременной передачи следует отнести:

- малая нагрузочная способность и большие габариты (при одинаковой нагрузке габариты ременной передачи в 5-10 раз больше, чем зубчатой);
- большие нагрузки на валы и опоры передачи от усилий предварительного натяжения;
- относительно невысокая долговечность.

Классификация ременных передач производится прежде всего по форме сечения ремня. Как показано на рис.2.73, основными типами передач являются: плоскоременная (а), клиноременная (б), поликлиновая (в) и круглая (г).

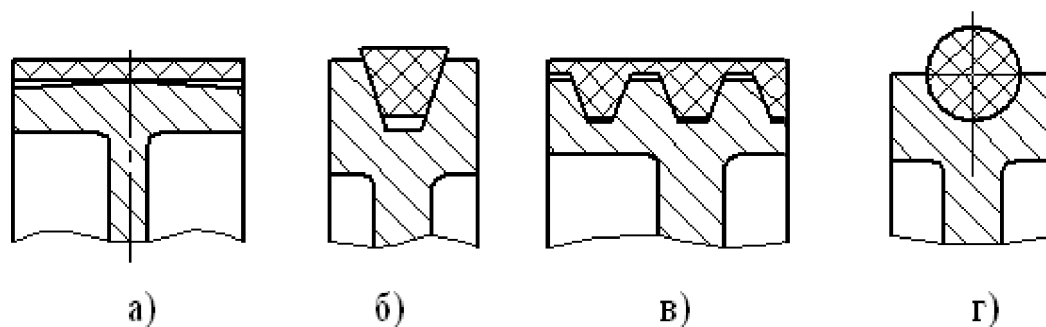


Рис.2.73. Основные виды сечений ремня

Наибольшее применение находят клиноременные и поликлиновые ремни. Они обладают наибольшей нагрузочной способностью, стандартизованы и выпускаются серийно. Круглоременные передачи применяются преимущественно в приборных устройствах.

В последние годы стали применяться зубчатоременные передачи, относящиеся к передачам зацеплением, как показано на рис.2.74. Они

обладают всеми основными достоинствами ременных передач и при этом не требуют больших усилий предварительного натяжения ремней.

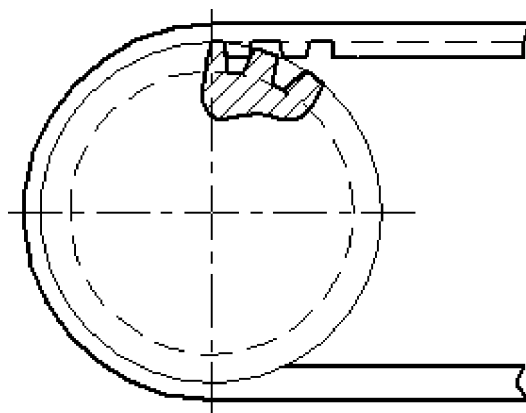


Рис.2.74. Схема зубчатоременной передачи

Материалом для изготовления ремней являются преимущественно армированные прорезиненные ткани. В настоящее время широко используются различные полимерные материалы.

2.5.1. Элементы геометрии ременной передачи

Схема ременной передачи приведена на рис.2.75.

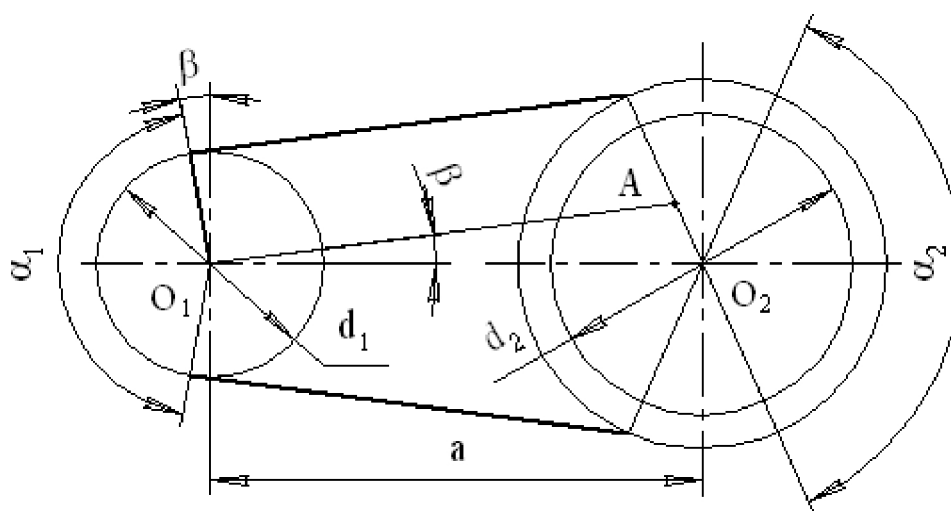


Рис.2.75. Схема ременной передачи

Основными элементами геометрии являются диаметры шкивов d_1 и d_2 , а также межосевое расстояние a . Проведем из центра O_1 линию, параллельную ветви ремня. Из треугольника O_1O_2A найдем половину угла между ветвями ремня:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right).$$

Важной эксплуатационной характеристикой передачи является угол охвата ремнем шкива. По рис.2.75 видно, что угол охвата ведущего шкива равен $\alpha_1 = \pi - 2 \cdot \beta$. Угол охвата ведомого шкива – $\alpha_2 = \pi + 2 \cdot \beta$. Таким образом, $\alpha_1 + \alpha_2 = 2 \cdot \pi$.

Рабочая длина ремня определится по формуле:

$$l = \alpha_1 \cdot \frac{d_1}{2} + \alpha_2 \cdot \frac{d_2}{2} + 2 \cdot a \cdot \cos \beta.$$

Для клиновых или поликлиновых ремней подбирается стандартное значение длины ремня, затем уточняется межосевое расстояние и углы α_1 , α_2 и β .

2.5.2. Силовые соотношения в ременной передаче. Формула Эйлера

Схема сил в работающей ременной передаче приведена на рис.2.76.

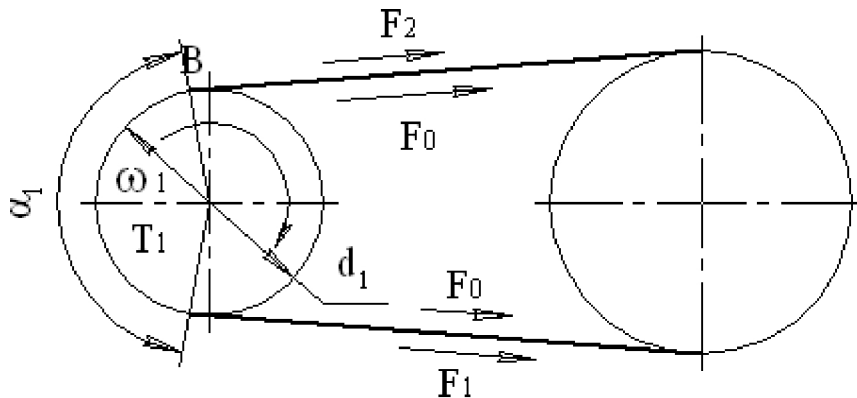


Рис.2.76. Схема сил в ветвях ременной передачи

Здесь F_0 – усилие предварительного натяжения ветвей ремня. С учетом упругих деформаций рабочее значение длины ремня будет равно:

$$l = l_0 + 2 \cdot \lambda \cdot F_0.$$

Здесь l_0 – длина ремня в свободном состоянии, λ – коэффициент податливости ремня.

При передаче крутящего момента T_1 усилие в ведущей ветви увеличивается и становится равным F_1 , усилие в ведомой ветви уменьшается и становится равным F_2 . При этом длина ремня остается прежней и определяется по формуле:

$$l = l_0 + \lambda \cdot F_1 + \lambda \cdot F_2.$$

Из полученной системы уравнений найдем:

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0.$$

Условие равновесия ведущего шкива запишем в виде:

$$F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_1}{2} = T_1.$$

Разделив левую и правую части на $d_1 / 2$, получим:

$$F_1 - F_2 = F_t.$$

Здесь $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$ – окружное усилие ременной передачи.

Таким образом, в работающей ременной передаче сумма сил в ветвях равна удвоенному усилию предварительного натяжения, а разность – окружному усилию.

Из системы уравнений найдем:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Для определения требуемого усилия натяжения рассмотрим условия равновесия элемента ремня протяженностью $d\varphi$, расположенного на расстоянии φ от точки B (рис.2.76). Схема сил, действующих на элемент ремня, показана на рис.2.77.

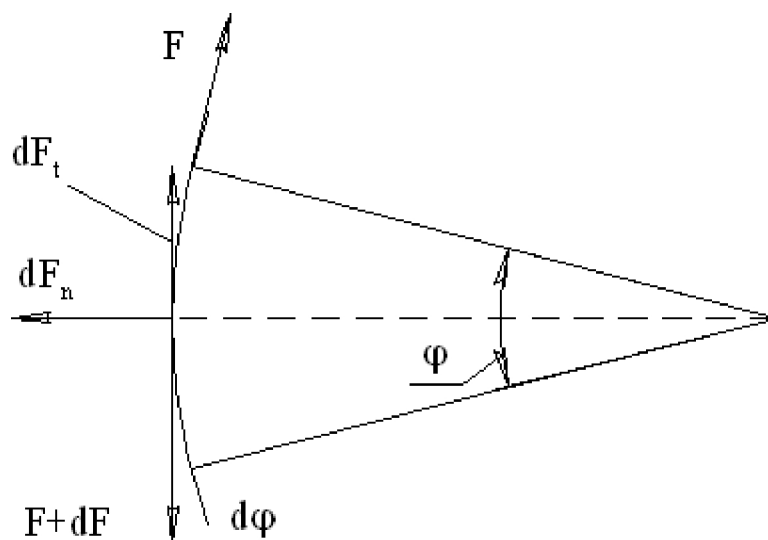


Рис.2.77. Схема сил, действующих на элемент ремня

Условия равновесия элемента ремня запишутся в виде:

$$dF_f = (F + dF) \cos \frac{d\varphi}{2} - F \cdot \cos \frac{d\varphi}{2};$$

$$dF_n = (F + dF) \sin \frac{d\varphi}{2} + F \cdot \sin \frac{d\varphi}{2}.$$

Здесь F – текущее значение усилия натяжения ремня, изменяющееся от F_2 до F_1 ; dF – приращение на участке $d\varphi$.

Элементарное значение силы трения между ремнем и шкивом определим по формуле $dF_f = f \cdot dF_n$, где f – коэффициент трения, dF_n – нормальное усилие прижатия элемента ремня к шкиву.

В системе уравнений равновесия сделаем допущения:

$$\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}; \quad \cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1; \quad dF \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} \approx 0.$$

Тогда уравнения равновесия приводятся к виду:

$$dF_f = dF; \quad dF_n = F \cdot d\varphi.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим:

$$f = \frac{dF}{F \cdot d\varphi}.$$

Разделим переменные и проинтегрируем левую и правую части:

$$\int_0^{\alpha_1} f \cdot d\varphi = \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F}.$$

После интегрирования и подстановки пределов получим:

$$f \cdot \alpha_1 = \ln \frac{F_1}{F_2}.$$

Отсюда найдем:
$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha_1}.$$

Это уравнение впервые было получено Эйлером, и сейчас его называют уравнением Эйлера для соотношения сил в ременной передаче.

С использованием ранее полученных формул найдем:

$$\frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} = \frac{F_1 / F_2 + 1}{F_1 / F_2 - 1} = \frac{2 \cdot F_0}{F_t}.$$

Отсюда с использованием уравнения Эйлера получим формулу для определения требуемого усилия натяжения ремней:

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\exp(f \cdot \alpha_1) + 1}{\exp(f \cdot \alpha_1) - 1}.$$

В клиноременной передаче сила трения определяется усилием dF_n' прижатия ремня к боковой грани шкива, как показано на рис.2.78.

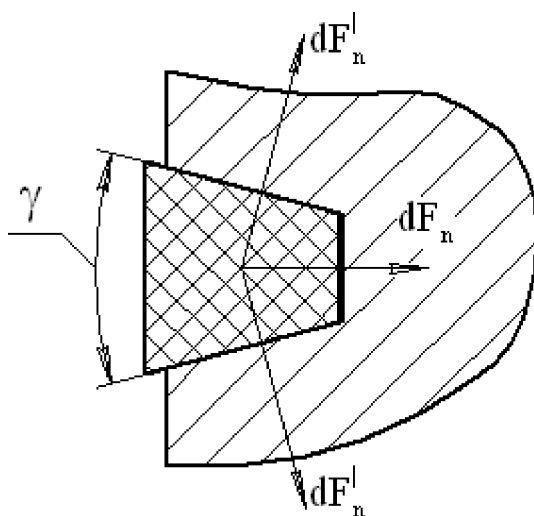


Рис.2.78. Усилия прижатия клинового ремня

Очевидно, $dF_n' = dF_n / (2 \cdot \sin \frac{\gamma}{2})$. Тогда элементарное значение силы трения будет равно: $dF_f = 2 \cdot f \cdot dF_n'$. Полученное выражение приводится к виду: $dF_f = f' \cdot dF_n$, где $f' = f / \sin(\gamma/2)$. Так как $\gamma \approx 40^\circ$, то приведенный коэффициент трения и тяговая способность клиноременной передачи существенно повышаются, а уравнение Эйлера принимает вид:

$$\frac{F_1}{F_2} = \exp(f' \cdot \alpha_1).$$

2.5.3. Передаточное отношение ременной передачи

Кинематику ременной передачи рассмотрим для случая, когда $d_1 = d_2$, приведенного на рис.2.79.

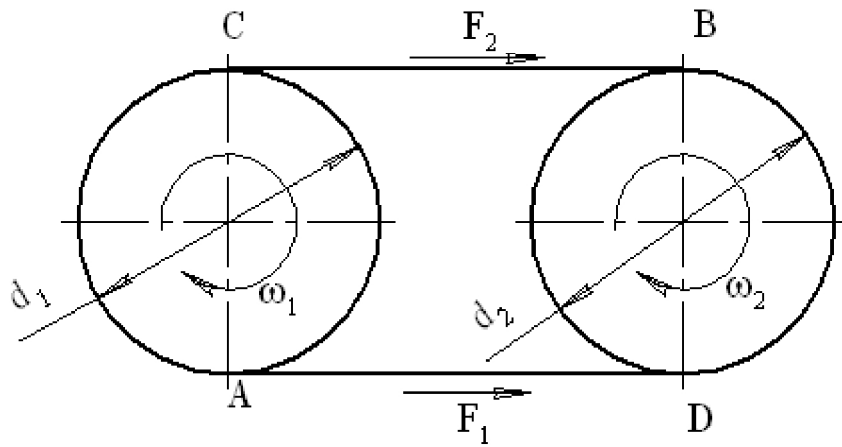


Рис.2.79. Кинематическая схема ременной передачи

Как известно, окружные скорости поверхностей шкивов находятся по формулам:

$$V_1 = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2}; \quad V_2 = \frac{d_2 \cdot \omega_2}{2}.$$

Отсюда $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (V_2 / V_1)}.$

В то же время скорости поверхностей ведущего и ведомого шкивов будут скоростями движения ведущей и ведомой ветвей ремня соответственно. Время Δt прохождения любой точкой ремня участков AB и BA одинаково. Однако вследствие деформаций путь, проходимый точкой, будет разным:

- для ведущей ветви $l_1 = \frac{l_0}{2} + \lambda \cdot F_1 = \left(\frac{l_0}{2} + \lambda \cdot F_0 \right) + \lambda \frac{F_t}{2};$
- для ведомой ветви $l_2 = \frac{l_0}{2} + \lambda \cdot F_2 = \left(\frac{l_0}{2} + \lambda \cdot F_0 \right) - \lambda \frac{F_t}{2}.$

Тогда скорости движения точки ремня на ведущем и ведомом участках будут равны:

$$V_1 = \frac{\left(\frac{l_0}{2} + \lambda \cdot F_0 \right) + \lambda \frac{F_t}{2}}{\Delta t}; \quad V_2 = \frac{\left(\frac{l_0}{2} + \lambda \cdot F_0 \right) - \lambda \frac{F_t}{2}}{\Delta t}.$$

Найдем отношение:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{(l_0 + 2 \cdot \lambda \cdot F_0) - \lambda \cdot F_t}{(l_0 + 2 \cdot \lambda \cdot F_0) + \lambda \cdot F_t} = \frac{l - \lambda \cdot F_t}{l + \lambda \cdot F_t} = 1 - \frac{2 \cdot \lambda \cdot F_t}{l + \lambda \cdot F_t}.$$

Так как $\lambda \cdot F_t \ll l$, то $\frac{V_2}{V_1} \approx 1 - \frac{2 \cdot \lambda \cdot F_t}{l}$. Отношение $\lambda \cdot F_t / l$ выражает относительную деформацию удлинения ремня.

Введем обозначение $\frac{2 \cdot \lambda \cdot F_t}{l} = \varepsilon$. Тогда $\frac{V_2}{V_1} = 1 - \varepsilon$ и формулу для определения передаточного отношения ременной передачи приведем к виду: $i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$.

Здесь ε получил название коэффициента упругого скольжения. Из приведенных формул следует, что передаточное отношение ременной передачи зависит от передаваемого окружного усилия.

Приведенная формула справедлива и при $d_1 \neq d_2$.

2.5.4. Виды разрушений и критерии работоспособности ременных передач

Основными видами разрушений ременных передач являются:

- разрушение и разрыв ремня;
- изнашивание рабочих поверхностей ремня и шкива;
- пробуксовка передачи.

У ремней из прорезиненных тканей или полимерных материалов разрушение ремня связано с изменением структуры материала вследствие его перегрева в процессе работы.

Таким образом, критериями работоспособности ременных передач являются: прочность ремня, теплостойкость и тяговая способность. Как правило, проверки прочности и тяговой способности совмещаются.

2.5.5. Проверка прочности и теплостойкости ременной передачи

Ремни ременной передачи испытывают напряжения растяжения и изгиба. Эпюра напряжений в ремне приведена на рис.2.80.

Здесь σ_{p1} и σ_{p2} – напряжения растяжения от рабочих усилий в ветвях ремня; σ_{u1} и σ_{u2} – напряжения изгиба на ведущем и ведомом шкивах. Очевидно, что максимальные по величине напряжения возникают в точке A в набегающем участке ведущей ветви.

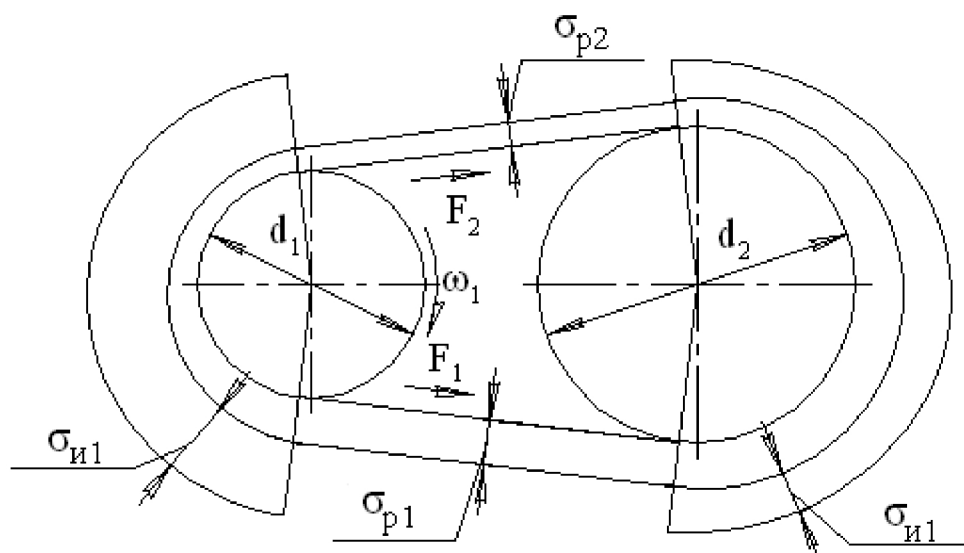


Рис.2.80. Эпюра напряжений в ременной передаче

На рис.2.81 приведен график изменения напряжений во времени.

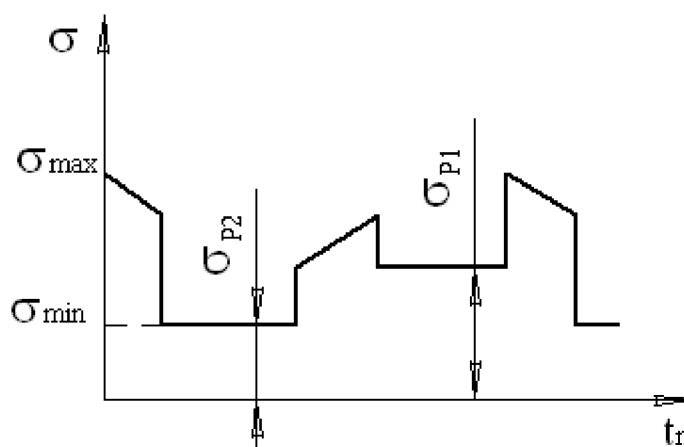


Рис.2.81. График изменения напряжений в ремнях

Характер изменения напряжений в ремнях свидетельствует о том, что разрушение ремней в передаче носит усталостный характер.

В высокоскоростных передачах к приведенным на рисунке напряжениям прибавляют напряжения σ_u от центробежных сил ремня. В итоге получим:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{p1} + \sigma_{u1} + \sigma_u.$$

Разрушающие напряжения в ремнях определяются с использованием экспериментальных кривых выносливости, как показано на рис.2.82.

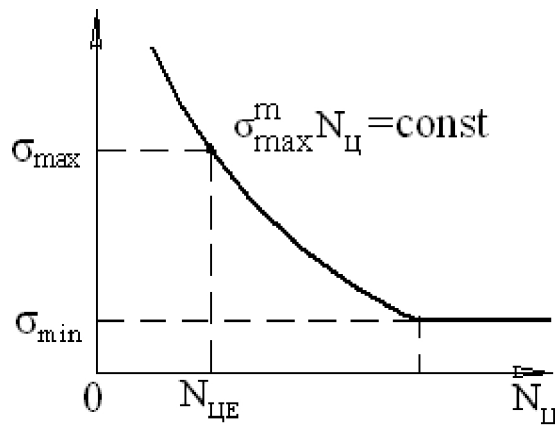


Рис.2.82. Кривая выносливости ременной передачи

Показатель степени кривой выносливости изменяется в широких пределах в зависимости от типа ремня и материала, из которого он сделан.

Число циклов изменения напряжений в ремне можно определить по формуле

$$N_{цЕ} = 60 \cdot n_1 \cdot z_{ш} \cdot t_h \cdot K_E.$$

Здесь n_1 – частота вращения ведущего шкива; $z_{ш}$ – число шкивов в передаче; t_h – время работы; K_E – коэффициент эквивалентности, учитывающий не только переменный режим работы, но и разность диаметров шкивов.

По величине σ_{lim} устанавливается допустимое значение напряжения предварительного натяжения ремней σ_0 , которое используется при объединенной проверке прочности и тяговой способности.

Проверка теплостойкости ремня основана на том, что выделение тепла в ремне происходит при его изгибе на шкиве, а теплоотвод – во время прохождения ремнем расстояния между шкивами. Условие теплостойкости выражается приближенно по формуле:

$$N_{np} = \frac{V_1}{l} \leq [N_{np}].$$

Здесь N_{np} и $[N_{np}]$ – фактическое и допустимое значения числа пробегов ремня в единицу времени. В случае невыполнения условия теплостойкости увеличивается межосевое расстояние и подбирается ремень большей длины.

2.5.6. Расчет ременной передачи по тяговой способности

Расчет передачи по тяговой способности основан на экспериментальных исследованиях скольжения ременной передачи.

На рис.2.83 приведена схема эксперимента Жуковского.

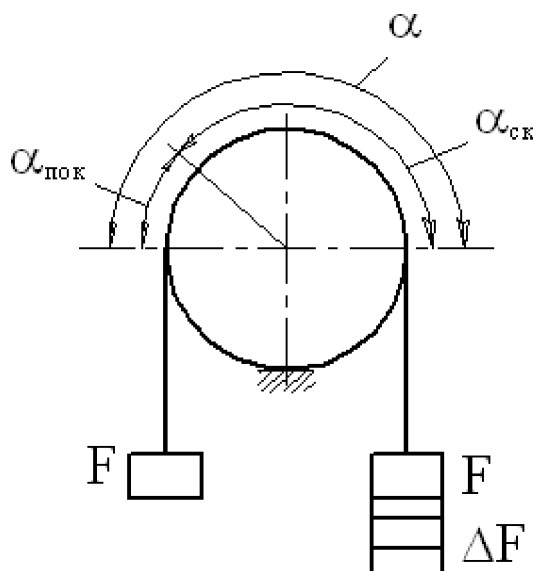


Рис.2.83. Схема эксперимента Жуковского

Шкив в эксперименте был зафиксирован от вращения, а на ремень наклеены тензодатчики для регистрации деформаций. Под действием нагрузок F ремень находился в равновесии. На одну из ветвей навешивались дополнительные грузы ΔF и регистрировались деформации удлинения ремня. При этом ремень продолжал находиться в равновесии. Перемещение ремня по шкиву произошло только после значительного увеличения нагрузки на одну из ветвей, при этом деформации удлинения ремня были зафиксированы не на полной дуге охвата α , а лишь на дуге $\alpha_{ск}$, названной Жуковским дугой скольжения. Вторая часть дуги охвата была названа дугой покоя $\alpha_{пок}$.

На базе этих исследований формула Эйлера была приведена к виду:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha_{ск}}.$$

Тогда требуемое усилие предварительного натяжения ремня определится по формуле:

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\exp(f \cdot \alpha_{1ck}) + 1}{\exp(f \cdot \alpha_{1ck}) - 1}.$$

Введем понятие $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ – коэффициент тяги ременной передачи.

Ранее было показано, что передаточное отношение и коэффициент упругого скольжения ременной передачи зависят от величины передаваемой нагрузки. На рис.2.84 приведена экспериментальная зависимость – кривая скольжения ременной передачи.

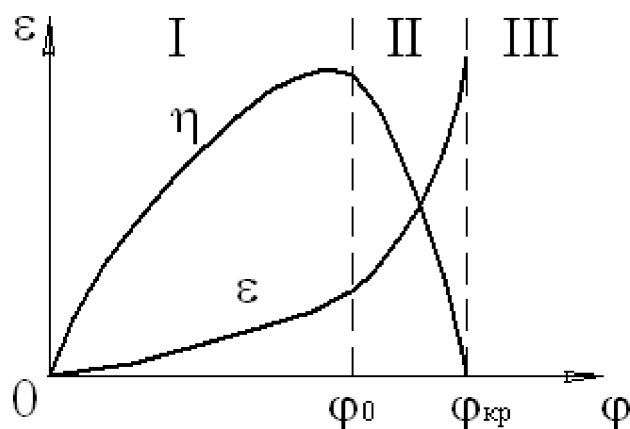


Рис.2.84. Кривая скольжения ременной передачи

Видно, что в зависимости коэффициента скольжения от коэффициента тяги имеются три зоны:

- зона *I* – зона упругого скольжения;
- зона *II* – зона частичного буксования;
- зона *III* – зона полного буксования.

На этом же рисунке приведена зависимость КПД передачи. Видно, что в зоне *II* значение КПД резко уменьшается до нуля.

На основе кривой скольжения принято условие обеспечения тяговой способности передачи: $\varphi \leq \varphi_0$. Допустимое значение коэффициента тяги определяется опытным путем или может быть вычислено на основе исследований Жуковского по формуле:

$$\varphi_0 = \frac{\exp(f \cdot \alpha_{1ck}) - 1}{\exp(f \cdot \alpha_{1ck}) + 1}.$$

Критическое значение коэффициента тяги, при превышении которого возникает полное буксование передачи, определится с использованием решения Эйлера по формуле:

$$\varphi_{кр} = \frac{\exp(f \cdot \alpha_1) - 1}{\exp(f \cdot \alpha_1) + 1}.$$

Условие обеспечения тяговой способности запишем в виде:

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} \leq \varphi_0.$$

Отсюда найдем: $F_t \leq 2 \cdot \varphi_0 \cdot F_0$.

Величину F_0 определим по формуле $F_0 = \sigma_0 \cdot A$. Здесь A – площадь сечения ремня, а σ_0 – допускаемое напряжение предварительного натяжения, определяемое опытным путем с использованием кривой выносливости, как было показано ранее.

В практических расчетах проверку тяговой способности выполняют по зависимости:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \leq [F_t].$$

При этом принимают $[F_t]_0 = 2 \cdot \varphi_0 \cdot \sigma_0 \cdot A$ и вычисляют:

$$[F_t] = [F_t]_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4.$$

Здесь $k_1 \div k_4$ – коэффициенты, учитывающие условия эксплуатации передачи. К ним относятся динамические нагрузки в передаче, влияние передаточного отношения, влияние угла охвата ремнем ведущего шкива, наличие автоматического регулирования усилия натяжения и др.

В случае невыполнения условия обеспечения тяговой способности устанавливается несколько ремней. Требуемое число ремней определяется по формуле:

$$z_p \geq \frac{F_t}{[F_t]}.$$

Для стандартных клиноременных передач проверку тяговой способности принято выполнять по условию: $P_1 \leq [P]$. Здесь P_1 – мощность, передаваемая ременной передачей, а $[P]$ – допускаемая мощность передачи одним ремнем. Допускаемая мощность, как и допускаемое окружное усилие, устанавливается на основе опыта.

3. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Соединениями называются детали, предназначенные для соединения других деталей с целью обеспечения выполнения ими заданных функций.

Всю область соединений можно разделить на две группы – разъемные и неразъемные соединения.

Разъемными называются соединения, при разборке которых не требуется разрушения соединяемых или соединяющих деталей. Примером такого соединения является резьбовое соединение.

Неразъемными называются соединения, при разборке которых требуется разрушение соединяемых или соединяющих деталей. Примером такого соединения является заклепочное соединение.

Разъемные соединения, в свою очередь, можно разделить на две группы – напряженные и ненапряженные.

Напряженными называются соединения, в деталях которых напряжения возникают при сборке до приложения внешних нагрузок. Примером такого соединения является затянутое болтовое соединение.

Ненапряженными называются соединения, в деталях которых напряжения не возникают до приложения внешних нагрузок. Примером такого соединения является шпоночное соединение.

3.1. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения относятся к разъемным и получили наиболее широкое распространение.

Достоинствами резьбовых соединений являются:

- высокая нагрузочная способность;
- универсальность (возможность соединения деталей из любых, в том числе разнородных, материалов);
- возможность создания больших усилий затяжки;
- возможность самоторможения, т.е. предохранения от самоотвинчивания;
- технологичность в изготовлении.

Недостатками резьбовых соединений являются:

- большой вес деталей соединения;
- большие значения концентраторов напряжений от резьбы.

3.1.1. Элементы геометрии резьбового соединения

В резьбовых соединениях используются только треугольные резьбы. При этом в основном применяются метрические резьбы с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. В специальных резьбах (трубные, конусные и т.п.) применяются дюймовые резьбы с углом профиля $\alpha = 55^\circ$.

Основными элементами геометрии резьбы являются:

- d – наружный диаметр болта (винта), являющийся номинальным размером резьбы;
- d_1 – внутренний диаметр резьбы;
- d_2 – средний диаметр резьбы;
- p – шаг резьбы;
- α – угол профиля резьбы.

Производными от этих величин являются:

- $h = \psi_h \cdot p$ – рабочая высота профиля;
- $s = k_n \cdot p$ – толщина витка в основании;
- $\psi = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2}$ – угол подъема резьбы на среднем диаметре.

3.1.2. Расчет ненапряженного резьбового соединения

Ненапряженное резьбовое соединение применяется очень редко, но на его примере рассмотрим некоторые общие положения расчета.

Схема ненапряженного резьбового соединения приведена на рис.3.1. Внешняя осевая нагрузка по виткам резьбы передается на гайку и затем на опорную поверхность. Распределение осевой нагрузки по длине винта будет иметь вид, показанный на рис. 3.1.

3.1.2.1. Распределение нагрузки по виткам резьбы

Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы гайки впервые было рассмотрено Жуковским. Взаимодействие болта и гайки было им заменено взаимодействием зубьев двух реек, как показано на рис.3.2.

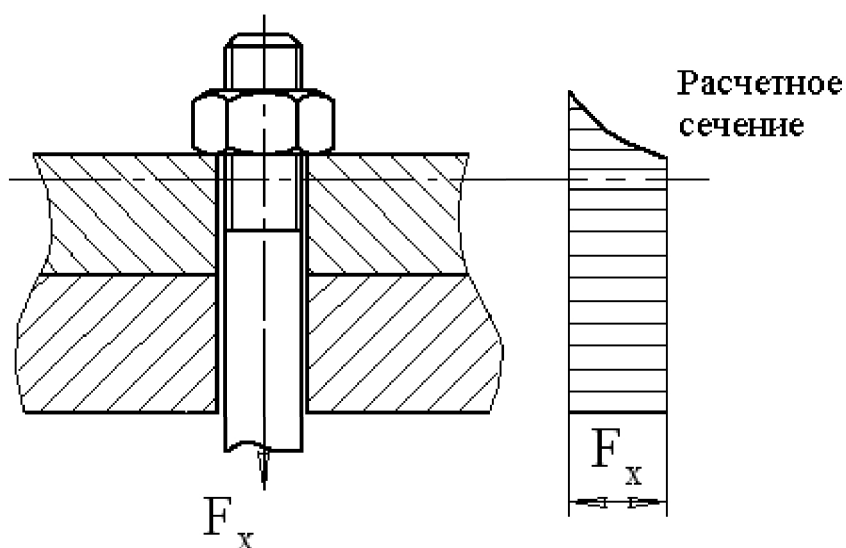


Рис.3.1. Ненапряженное резьбовое соединение

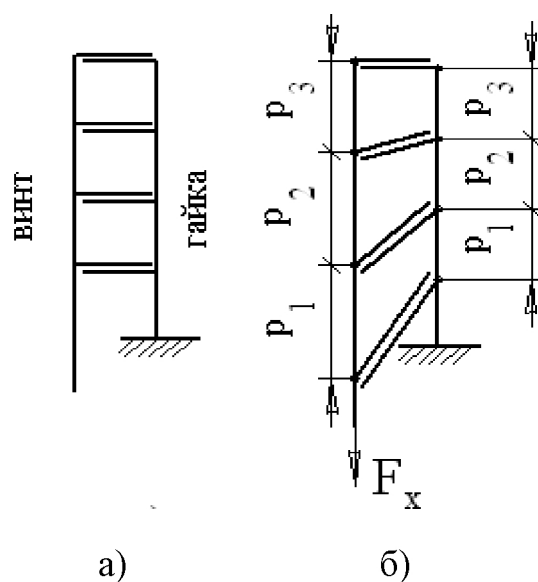


Рис.3.2. Схема взаимодействия витков резьбы винта и гайки

Под действием нагрузки происходят деформации растяжения стержня винта и шаг резьбы увеличивается. Наибольшее изменение шага у первого витка, затем нагрузка постепенно передается на гайку и деформация уменьшается. Шаг последнего витка практически равен номинальному шагу резьбы.

Тело гайки испытывает деформацию сжатия, и шаг резьбы гайки уменьшается. Как и у стержня, максимальное изменение шага будет у первого витка, минимальное – у последнего.

Совместные деформации и перемещения витков винта и гайки приводят к резко неравномерному распределению нагрузки по виткам резьбы. При решении этой задачи Жуковским было принято у

гайки 6 витков. Распределение нагрузки по виткам для этого случая показано на рис.3.3.

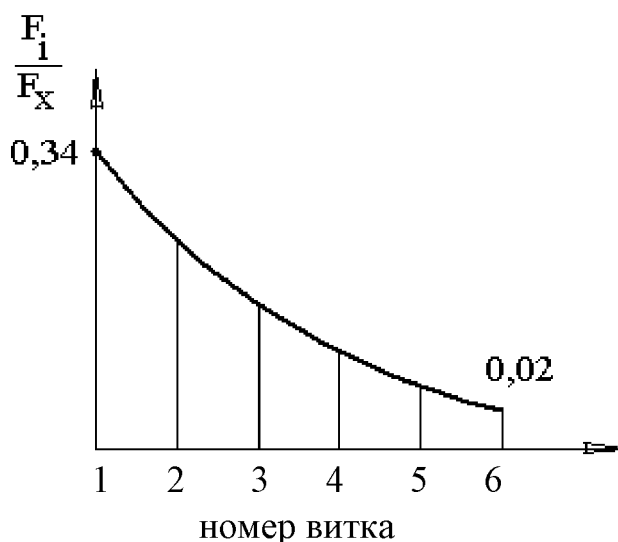


Рис.3.3. Распределение нагрузки по виткам резьбы

Позже эта задача была решена более точно, получены некоторые уточнения, не изменяющие основных выводов.

На основе приведенных исследований была предложена формула для расчета нагрузки на максимально нагруженный виток гайки:

$$F_1 = \frac{K_{нер} \cdot F_x}{z_в}.$$

Здесь $z_в = H / p$ — число витков гайки, H — высота гайки, p — шаг резьбы, $K_{нер}$ — коэффициент неравномерности. Для рассмотренного Жуковским примера $K_{нер} \approx 2$. В зависимости от высоты гайки и шага резьбы $K_{нер} = 2 \div 6$.

3.1.2.2. Проверка прочности элементов резьбы

В резьбовом соединении возникают напряжения растяжения стержня винта и напряжения среза витков резьбы.

Проверку прочности стержня винта на растяжение выполним для резьбового участка, как показано на рис.3.1. При этом принимаем приближенно сечение в виде круга с диаметром, равным внутренне-

му диаметру d_1 резьбы. Условие прочности на растяжение стержня винта будет иметь вид:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Проверку прочности резьбы на срез выполним для наиболее нагруженного витка. Схема нагружения витка приведена на рис.3.4.

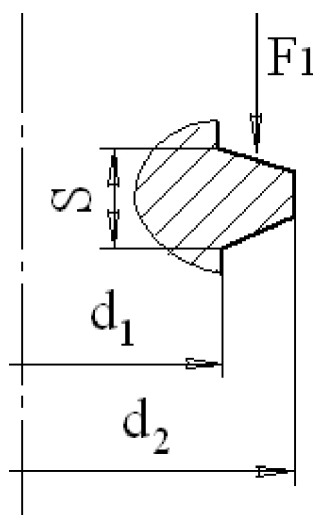


Рис.3.4. Схема нагружения витка резьбы

Площадь среза витка определим приближенно по внутреннему диаметру резьбы:

$$A = \pi \cdot d_1 \cdot s = \pi \cdot d_1 \cdot k_n \cdot p.$$

Тогда касательные напряжения среза определяются по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{F_1}{\pi \cdot d_1 \cdot k_n \cdot p}.$$

Подставляя выражения для F_1 и z_g , после сокращений получим условие прочности резьбы на срез в виде:

$$\tau_{cp} = \frac{K_{нер} \cdot F_x}{\pi \cdot d_1 \cdot k_n \cdot H} \leq [\tau_{cp}].$$

Рассмотрим **условия равнопрочности** стержня винта на растяжение и резьбы на срез.

Равнопрочными называются детали или элементы конструкции, для которых отношения действующих напряжений к допускаемым одинаковы. Необходимо отметить, что выполнение условий равнопрочности обеспечивает минимальный вес конструкции.

Согласно условию равнопрочности получим:

$$\frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]} = \frac{K_{нер} \cdot F_x}{\pi \cdot d_1 \cdot k_n \cdot H \cdot [\tau_{cp}]}$$

После сокращений и преобразований получим формулу для определения требуемой по условию равнопрочности высоты гайки:

$$H = \frac{K_{нер}}{4 \cdot k_n} \cdot \frac{[\sigma_p]}{[\tau_{cp}]} \cdot d_1$$

Принимая средние значения для стальных болтов и гаек:

$$K_{нер} \approx 2; \quad k_n \approx 0,87; \quad \frac{[\sigma_p]}{[\tau_{cp}]} \approx 1,6; \quad d_1 \approx 0,8 \cdot d,$$

получим:

$$H \approx 0,73 \cdot d.$$

В стандартных болтовых соединениях принято $H = 0,8 \cdot d$. В этой связи для стандартных болтовых соединений проверка прочности резьбы на срез не выполняется, ограничиваются только проверкой прочности стержня болта на растяжение.

Для болтов и шпилек, ввинчиваемых в корпуса из легких сплавов, выполняется проверка прочности резьбы в корпусе. В этом случае срез резьбы может происходить по наружному диаметру, и условие прочности будет иметь вид:

$$\tau_{cp} = \frac{K_{нер} \cdot F_x}{\pi \cdot d \cdot k_n \cdot H} \leq [\tau_{cp.2}].$$

Здесь $[\tau_{cp.2}]$ – допускаемое напряжение среза для материала гайки или корпуса. По условиям равнопрочности глубина ввинчивания шпилек в корпуса из алюминиевых сплавов принимается $H = 2 \cdot d$.

3.1.2.3. Эксцентричное нагружение резьбового соединения

Эксцентричное нагружение резьбового соединения может возникнуть в некоторых конструкциях, а также при отклонениях от параллельности опорных поверхностей и перпендикулярности к ним осей отверстий под болты. Схема эксцентричного нагружения приведена на рис.3.5.

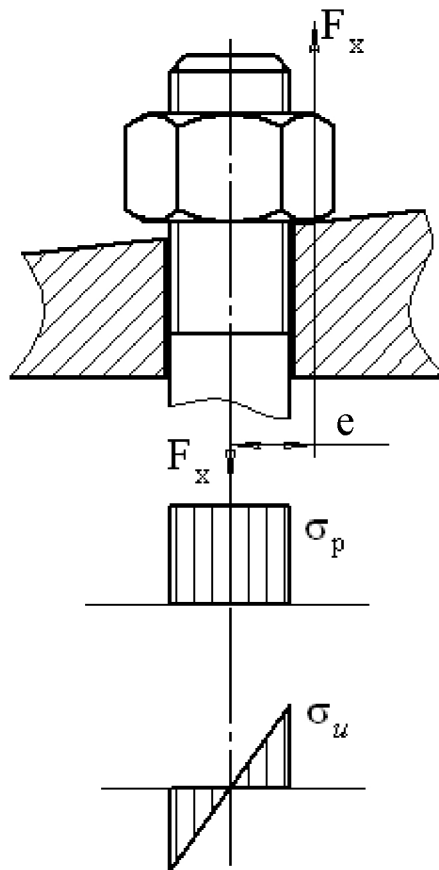


Рис.3.5. Схема эксцентричного нагружения резьбового соединения

Кроме растягивающего усилия в соединении возникает изгибающий момент $M = F_x \cdot e$, где e - эксцентриситет приложения нагрузки.

В резьбовом участке винта возникают напряжения растяжения и изгиба:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_1^2} \quad \text{и} \quad \sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{32 \cdot F_x \cdot e}{\pi \cdot d_1^3}.$$

Максимальное значение суммарных напряжений будет равно:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_u = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_1^2} \cdot \left(1 + 8 \cdot \frac{e}{d_1} \right).$$

Если принять $e \approx d_1$, то получим $\sigma_\Sigma \approx 9 \cdot \sigma_p$. Таким образом, **следует исключать эксцентричное нагружение резьбового соединения.** Это обеспечивается параллельностью опорных поверхностей и перпендикулярностью к ним осей отверстий под болты. Кроме того, возможно применение самоустанавливающихся шайб под опорными поверхностями гаек и головок болтов.

Выделим на площадке контакта элементарное кольцо радиусом ρ и шириной $d\rho$. Тогда нормальное усилие на элементарном кольце будет равно:

$$dF_n = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot d\rho.$$

При вращении гайки на элементарном кольце возникает сила трения:

$$dF_f = f \cdot dF_n.$$

Значение момента трения на элементарном кольце будет равно:

$$dT_T = dF_f \cdot \rho.$$

После подстановки получим:

$$dT_T = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \rho^2 \cdot d\rho.$$

Полное значение момента сил трения на торце гайки получим интегрированием:

$$T_T = \int_{d_o/2}^{D/2} dT_T = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \int_{d_o/2}^{D/2} \rho^2 \cdot d\rho = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \frac{1}{3} \left(\left(\frac{D}{2} \right)^3 - \left(\frac{d_o}{2} \right)^3 \right).$$

После подстановки выражения для давления p и преобразований получим:

$$T_T = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F_{зам} \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}.$$

Полное значение момента на ключе при закручивании гайки будет равно сумме

$$T_{кл} = T_p + T_T.$$

С другой стороны, как показано на рис.3.7, $T_{кл} = F_p \cdot L$, где F_p – усилие, прикладываемое рабочим к гаечному ключу, L – длина гаечного ключа.

Стандартный гаечный ключ имеет длину $L \approx 14 \cdot d$, следовательно $T_{кл} \approx 14 \cdot F_p \cdot d$. Средние значения параметров резьбового соединения:

$$d_2 \approx 0,9 \cdot d; \quad \psi \approx 2,5^\circ; \quad \varphi' \approx 8^\circ; \quad f \approx 0,1; \quad D \approx 1,8 \cdot d; \quad d_o \approx 1,1 \cdot d.$$

Тогда получим:

$$T_p \approx 0,083 \cdot F_{зам} \cdot d$$

$$\text{и } T_T \approx 0,074 \cdot F_{зам} \cdot d.$$

Из уравнения

$$0,083 \cdot F_{зам} \cdot d + 0,074 \cdot F_{зам} \cdot d \approx 14 \cdot F_p \cdot d$$

найдем:

$$F_{зам} \approx 90 \cdot F_p.$$

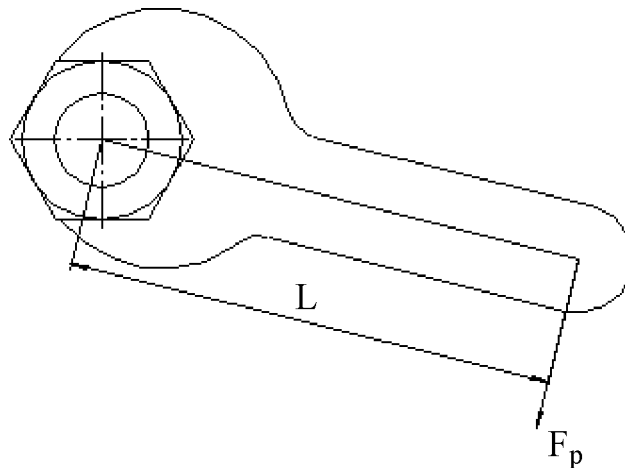


Рис.3.7. Схема затяжки гайки ключом

По санитарным нормам усилие, прикладываемое к ключу рабочим, допускается до $F_p = 500H$. Тогда создаваемое усилие затяжки будет равно $F_{зам} = 45000H$. В этой связи **в силовых конструкциях не допускаются болты менее чем М6.**

3.1.3.2. Расчет затянутого болтового соединения без приложения внешней нагрузки

В ряде случаев болтовое соединение используется для обеспечения герметичности сосудов низкого давления. Тогда внешними нагрузками на соединение можно пренебречь, и напряжения в стержне болта возникают при затяжке гайки. Схема нагрузок в соединении приведена на рис.3.8.

Расчетным сечением для стержня болта будет сечение с резьбой, воспринимающее полное усилие затяжки $F_{зам}$ и крутящий момент, равный моменту трения в резьбе T_p .

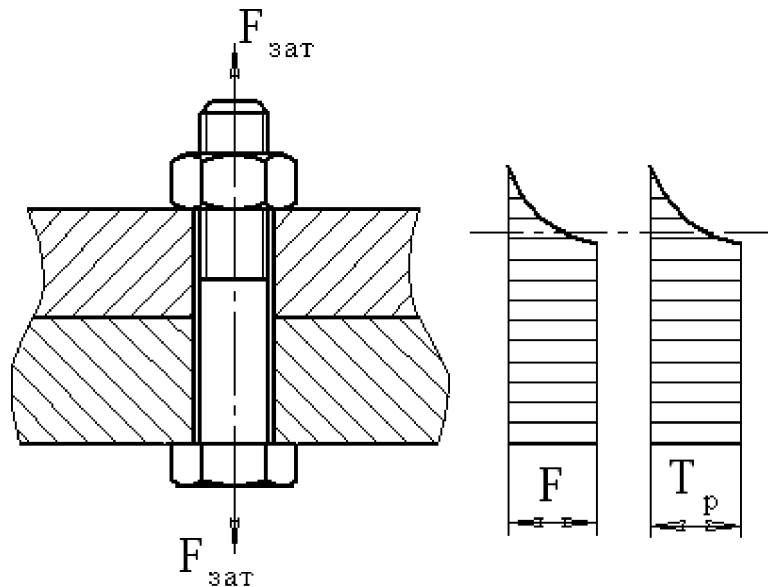


Рис.3.8. Нагрузки при затяжке болтового соединения

В расчетном сечении возникают напряжения растяжения и кручения:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot d_1^2} \quad \text{и} \quad \tau_{кр} = \frac{16 \cdot T_p}{\pi \cdot d_1^3}.$$

Приведенные напряжения в сечении будут равны:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2}.$$

Подставляя выражения для напряжений и момента трения в резьбе, после преобразований получим:

$$\sigma_{np} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \left(2 \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right)^2}.$$

Введем обозначение $k_{кр} = \sqrt{1 + 3 \left(2 \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right)^2}.$

Принимая средние значения величин:

$$d_2 \approx 0,9 \cdot d; \quad d_1 \approx 0,8 \cdot d; \quad \psi \approx 2,5^\circ; \quad \varphi' \approx 8,5^\circ,$$

получим $k_{кр} \approx 1,25.$

В практических расчетах проверку прочности по приведенным напряжениям заменяют проверкой прочности по напряжениям растяжения при увеличенной нагрузке:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot k_{кр} \cdot F_{зат}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Коэффициент $k_{кр}$ получил название - коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений от момента трения в резьбе. В расчетах принимают $k_{кр} = 1,25 \div 1,35$.

3.1.3.3. Расчет резьбового соединения, нагруженного сдвигающей нагрузкой

Рассмотрим случай, когда болт установлен в соединении с зазором. Схема нагружения соединения приведена на рис.3.9.

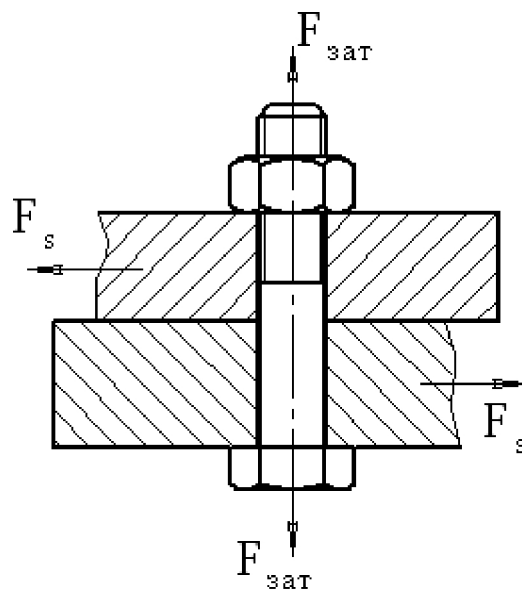


Рис.3.9. Схема резьбового соединения, нагруженного сдвигающей нагрузкой

Условием работоспособности соединения будет отсутствие сдвига соединяемых деталей. Это условие можно выразить отношением $F_f \geq F_s$, где F_f - сила трения в стыке соединяемых деталей. Величину силы трения определим по формуле:

$$F_f = f \cdot F_{зат}.$$

Используя это выражение, найдем требуемое усилие затяжки из условия отсутствия сдвига соединяемых деталей по формуле:

$$F_{зат} = \frac{k_{сц} \cdot F_s}{f}.$$

Здесь $k_{cy} \geq 1$ – коэффициент запаса по сцеплению. Величину коэффициента k_{cy} назначают в зависимости от требований эксплуатации.

Условие прочности болта в соединении выражается формулой:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot k_{kp} \cdot F_{зам}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

В некоторых конструкциях для восприятия сдвигающих нагрузок используются призонные болты, устанавливаемые в отверстия без зазора. В этом случае условие прочности болта имеет вид:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot d_o^2} \leq [\tau_{cp}].$$

Здесь d_o – диаметр центрирующей поверхности болта.

Допускаемая по условиям прочности нагрузка будет равна:

- при установке болта с зазором $F_s = \frac{\pi \cdot f}{4 \cdot k_{kp} \cdot k_{cy}} d_1^2 [\sigma_p]$
- при установке болта без зазора $F_s = \frac{\pi}{4} d_o^2 [\tau_{cp}]$.

Из условия равенства нагрузок после преобразований найдем:

$$d_1 = d_o \sqrt{\frac{k_{kp} \cdot k_{cy} [\tau_{cp}]}{f [\sigma_p]}}.$$

Если принять приближенно:

$$d_1 \approx 0,8 \cdot d; \quad d_o = 1,1d; \quad k_{kp} = 1,3; \quad k_{cy} = 1,3; \quad f = 0,1; \quad [\sigma_p] / [\tau_{cp}] = 1,5,$$

то получим, что при установке с зазором требуется болт с номинальным размером резьбы в 4,6 раза большим, чем при установке призонного болта без зазора. Вместе с тем установка призонных болтов требует высокой точности изготовления и расположения отверстий и значительно более трудоемка. В этой связи для разгрузки болтов от сдвигающих сил в конструкциях следует предусматривать специальные элементы – штифты, шпонки и т.п.

3.1.3.4. Расчет резьбового соединения, нагруженного внешней растягивающей нагрузкой

Схема деформаций деталей в соединении, нагруженном внешней растягивающей нагрузкой, приведена на рис.3.10.

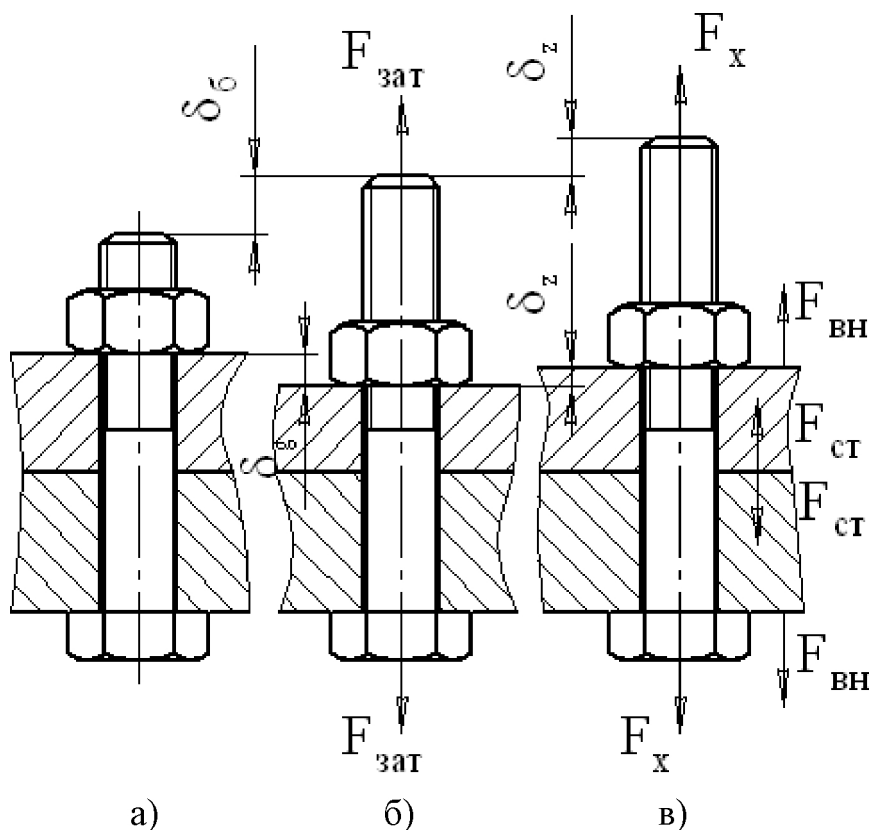


Рис.3.10. Схема деформаций и перемещений деталей соединения при нагружении: а – исходное положение; б – при затяжке; в – при приложении внешней нагрузки

Согласно приведенной схеме нагрузка на болт будет равна сумме внешней нагрузки и реакции от сил упругого сжатия соединяемых деталей:

$$F_x = F_{вн} + F_{ст}.$$

При этом до приложения внешней нагрузки сила упругого сжатия в стыке равна усилию затяжки болта $F_{зат}$. После приложения внешней нагрузки болт дополнительно удлиняется, а деформация сжатия деталей соответственно уменьшается. Следовательно, уменьшается и величина силы упругого сжатия деталей. Таким образом, задача определения нагрузки на болт при приложении внешней растягивающей нагрузки является статически неопределимой. Ее решение,

впервые выполненное профессором Бабарыковым, рассмотрим на диаграмме, приведенной на рис.3.11.

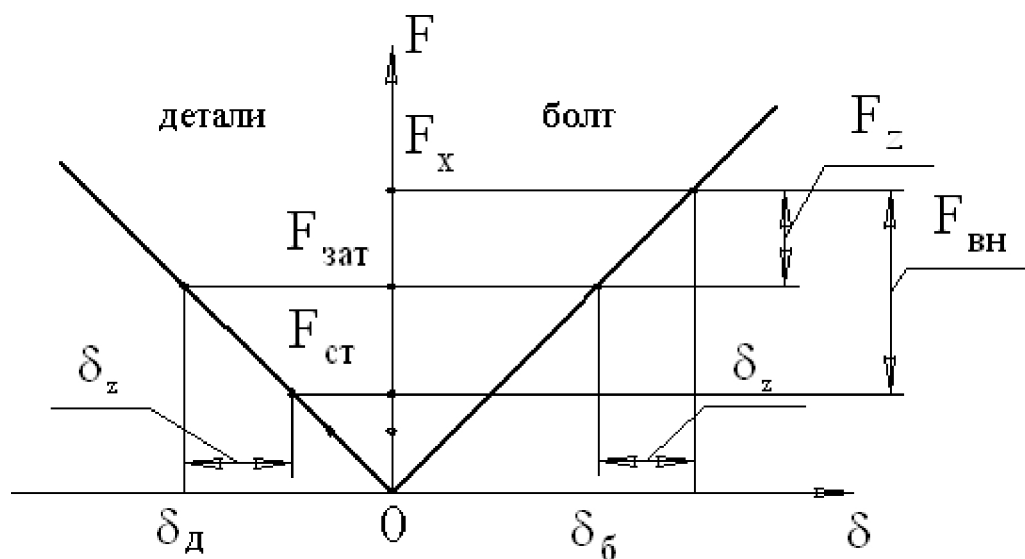


Рис.3.11. Диаграмма усилий и деформаций при нагружении внешней растягивающей нагрузкой

При построении диаграммы примем, что деформации пропорциональны соответствующим усилиям. Тогда при затяжке соединения деформации растяжения болта и сжатия деталей будут соответственно равны:

$$\delta_b = \lambda_b \cdot F_{зат} \quad \text{и} \quad \delta_d = \lambda_d \cdot F_{зат}.$$

Здесь λ_b и λ_d - коэффициенты податливости болта и соединяемых деталей.

При приложении внешней нагрузки дополнительная нагрузка на болт будет равна F_z . Соответствующая ей деформация удлинения болта будет равна: $\delta_z = \lambda_b \cdot F_z$. Полная нагрузка на болт составит

$$F_x = F_{зат} + F_z.$$

По условию совместности деформаций и перемещений деформация сжатия деталей уменьшится также на величину δ_z . Остаточное усилие сжатия деталей определится из выражения:

$$F_{см} = F_x - F_{вн},$$

а изменение деформации сжатия можно выразить как:

$$\delta_z = \lambda_d (F_{вн} - F_z).$$

Составим уравнение:

$$\delta_z = \lambda_{\sigma} \cdot F_z = \lambda_{\sigma} (F_{вн} - F_z).$$

Решая это уравнение, найдем:

$$F_z = \chi \cdot F_{вн}.$$

Здесь $\chi = \frac{\lambda_{\sigma}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\sigma}}$ - коэффициент внешней нагрузки.

Таким образом, полная нагрузка на болт при нагружении соединения растягивающим усилием будет равна:

$$F_x = F_{зам} + \chi \cdot F_{вн}.$$

С учетом касательных напряжений от момента трения в резьбе при затяжке гайки условие прочности болта имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{4(k_{кр} \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{вн})}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

3.1.3.5. Требуемое усилие затяжки резьбового соединения из условия нераскрытия стыка

Условие нераскрытия стыка соединяемых деталей имеет вид $F_{см} \geq 0$. Как показано ранее, остаточное усилие в стыке соединяемых деталей определяется по формуле:

$$F_{см} = F_x - F_{вн} = F_{зам} + \chi \cdot F_{вн} - F_{вн} = F_{зам} - (1 - \chi)F_{вн}.$$

Отсюда получим

$$F_{зам} \geq (1 - \chi)F_{вн}.$$

В практических расчетах принимают:

$$F_{зам} = k_{зам} \cdot (1 - \chi)F_{вн}.$$

Здесь $k_{зам}$ - коэффициент затяжки, величина которого больше единицы и определяется требованиями эксплуатации.

Усилие затяжки болтов в конструкциях авиационной техники назначается и контролируется.

Наиболее распространенным методом контроля усилия затяжки является контроль момента на ключе при завинчивании гайки. Этот метод основан на зависимости:

$$T_{кл} = T_p + T_T = F_{зам} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + \frac{1}{3} f \cdot F_{зам} \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}.$$

Видна линейная зависимость момента на ключе от усилия затяжки. Метод контроля прост, но неточен, так как коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки имеют большой разброс.

Еще более простым методом контроля усилия затяжки является контроль по углу поворота гайки. Угол поворота гайки определяет величину перемещения гайки по длине винта. Это перемещение определяется деформациями растяжения винта и сжатия деталей, т.е. пропорционально усилию затяжки. Однако метод тоже неточен, так как зависит от пластических деформаций витков резьбы, опорных поверхностей и микронеровностей шероховатых поверхностей.

Наиболее точным является контроль затяжки по деформации удлинения винта. Однако этот метод нетехнологичен на производстве и применяется в основном в лабораторных условиях.

3.1.3.6. Определение коэффициентов податливости болта и соединяемых деталей резьбового соединения

Основные размеры деталей резьбового соединения показаны на рис.3.12.

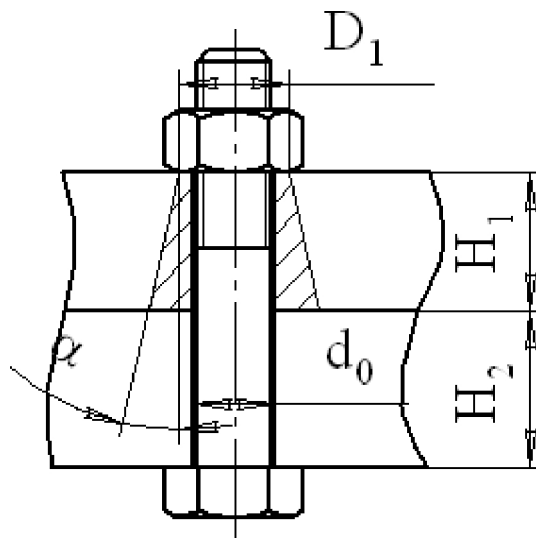


Рис.3.12. Основные размеры резьбового соединения

Болт представляет собой круглый стержень переменного сечения (как минимум два участка – с резьбой и без резьбы). Как известно, деформация растяжения круглого стержня определяется по формуле

$$\delta = \frac{4 \cdot l \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot E} \quad \text{или} \quad \delta = \lambda \cdot F.$$

Таким образом, коэффициент податливости стержня определяется по формуле

$$\lambda = \frac{4 \cdot l}{\pi \cdot d^2 \cdot E}.$$

Для болта, как круглого стержня переменного сечения, можно записать:

$$\delta_{\text{б}} = \sum \delta_{\text{би}} = F \cdot \sum \lambda_{\text{би}}.$$

Следовательно, коэффициент податливости болта $\lambda_{\text{б}} = \sum \lambda_{\text{би}}$.

В конструкции под головками болтов и гайками могут быть установлены различные шайбы. В этой связи вводится понятие – детали системы болта. К деталям системы болта относятся все детали, деформации которых при приложении внешней нагрузки увеличиваются. Следовательно, шайбы относятся к системе болта. В этой связи коэффициент податливости деталей системы болта окончательно будет иметь вид:

$$\lambda_{\text{б}} = \sum \lambda_{\text{би}} + \sum \lambda_{\text{шj}}.$$

Коэффициент податливости простой шайбы в виде кольца можно определить по формуле:

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{4 \cdot h}{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot E}.$$

Здесь D и d – наружный и внутренний диаметры шайбы; h – толщина; E – модуль упругости материала шайбы.

Деформацию сжатия соединяемых деталей, включая прокладки между деталями, определим по формуле:

$$\delta_{\text{д}} = \sum \delta_{\text{ди}} = F \cdot \sum \lambda_{\text{ди}}.$$

Следовательно, $\lambda_{\text{д}} = \sum \lambda_{\text{ди}}$.

Для деталей небольших размеров коэффициенты податливости можно определить приближенно по формулам, аналогичным приведенной выше формуле для шайбы.

Экспериментально установлено, что при значительных размерах деталей деформации сжатия происходят в некоторой, заштрихованной на рис.3.12 области, получившей название – конус влияния. Ус-

тановлено также, что угол α конуса влияния для различных материалов изменяется незначительно. При этом $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \div 0,5$.

Таким образом, коэффициент податливости каждой детали определяется для конуса по формуле:

$$\lambda_{\partial i} = \frac{1}{\pi \cdot E_{\partial i} \cdot d_o \cdot \operatorname{tg} \alpha} \ln \frac{(D_i + 2 \cdot H_i \cdot \operatorname{tg} \alpha - d_o)(D_i + d_o)}{(D_i + 2 \cdot H_i \cdot \operatorname{tg} \alpha + d_o)(D_i - d_o)}.$$

Здесь d_o – диаметр отверстия под болт; D_i – меньший из диаметров конуса влияния; H_i – толщина детали; $E_{\partial i}$ – модуль упругости материала детали.

Величина D_i определяется размерами гайки, шайбы и т.п.

3.1.3.7. Расчет резьбового соединения, нагруженного переменной растягивающей нагрузкой

В соединениях, нагруженных переменными нагрузками, выполняются проверка статической и усталостной прочности. График изменения нагрузок и напряжений в соединении приведен на рис.3.13.

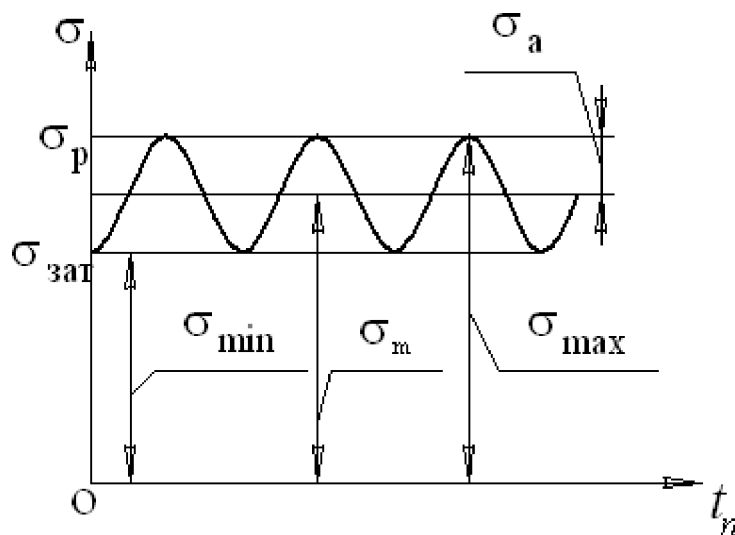


Рис.3.13. Изменение нагрузок и напряжений в резьбовом соединении

При изменении внешней нагрузки от 0 до $F_{вн}$ напряжения растяжения в стержне болта изменяются от $\sigma_{зат}$ до σ_p , определяемых по зависимостям:

$$\sigma_{зам} = \frac{4 \cdot k_{кр} \cdot F_{зам}}{\pi \cdot d_1^2}; \quad \sigma_p = \frac{4 \cdot (k_{кр} \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{вн})}{\pi \cdot d_1^2}.$$

Характеристиками цикла изменения напряжений будут:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p; \quad \sigma_{\min} = \sigma_{зам}; \quad \sigma_m = \frac{4 \cdot (k_{кр} \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{вн} / 2)}{\pi \cdot d_1^2}; \quad \sigma_a = \frac{2 \cdot \chi \cdot F_{вн}}{\pi \cdot d_1^2}.$$

Проверка статической прочности выполняется по максимальным напряжениям:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot (k_{кр} \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{вн})}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Проверка усталостной прочности должна выполняться по предельным разрушающим напряжениям, определяемым по диаграмме предельных напряжений. При этом условие прочности должно иметь вид: $\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\max}]$. Однако в настоящее время проверку усталостной прочности принято выполнять только по амплитудным напряжениям:

$$\sigma_a = \frac{2 \cdot \chi \cdot F_{вн}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_a].$$

Необходимо отметить, что амплитудные напряжения прямо пропорциональны коэффициенту внешней нагрузки χ , который определяется по формуле:

$$\chi = \frac{\lambda_{\partial}}{\lambda_{\partial} + \lambda_{\sigma}}.$$

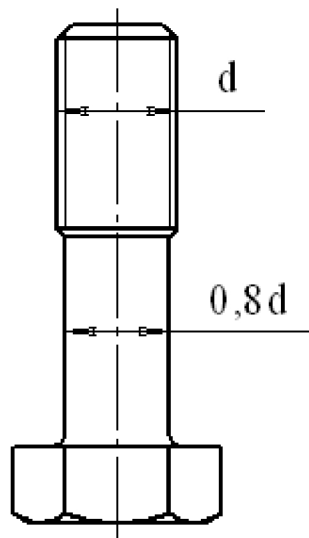


Рис.3.14. Болт улучшенной конструкции

Таким образом, для уменьшения величины амплитудных напряжений в конструкции необходимо иметь жесткие стыки и упругие болты. Следовательно, необходимо по возможности не применять мягкие прокладки в стыках и использовать болты и шпильки улучшенной конструкции, как показано на рис.3.14.

3.1.4. Определение допускаемых напряжений при расчете резьбовых соединений

Все стандартные болты и шпильки распределяются по классам прочности в зависимости от свойств материала, из которого они изготовлены. Стандартом предусмотрены 12 классов прочности, которые обозначаются двумя цифрами. Эти цифры характеризуют механические характеристики материала. Первая цифра, умноженная на 100, определяет минимальное значение предела прочности. Произведение цифр, умноженное на 10, определяет приближенное значение предела текучести. Например, болты из стали 35 относятся к классу прочности 5.6. Тогда найдем:

$$\sigma_B = 5 \cdot 100 = 500 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad \sigma_T = 5 \cdot 6 \cdot 10 = 300 \text{ МПа}.$$

В авиационных конструкциях применяются болты и шпильки преимущественно классов прочности 8.8 и 10.9.

При проверке статической прочности допускаемое напряжение определяют по формуле:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [S].$$

Допускаемый запас прочности $[S]$ назначают в зависимости от требований эксплуатации и точности контроля усилия затяжки.

При проверке усталостной прочности разрушающие напряжения определяют по диаграмме предельных напряжений, которая для резьбовых соединений имеет вид, показанный на рис.3.15.

На диаграмме точка A характеризует напряженное состояние болта с напряжениями σ_a и σ_m . Предельные напряжения будут определяться координатами точки B . Предельное разрушающее напряжение будет равно:

$$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{a\text{lim}} + \sigma_{m\text{lim}} = \sigma_{\text{зам}} + 2 \cdot \sigma_{a\text{lim}}.$$

При этом

$$\sigma_{a\text{lim}} = \sigma_{-1\sigma} - \psi_{\sigma\sigma} \cdot \sigma_{m\text{lim}} = \sigma_{-1\sigma} - \psi_{\sigma\sigma} (\sigma_{\text{зам}} + \sigma_{a\text{lim}}).$$

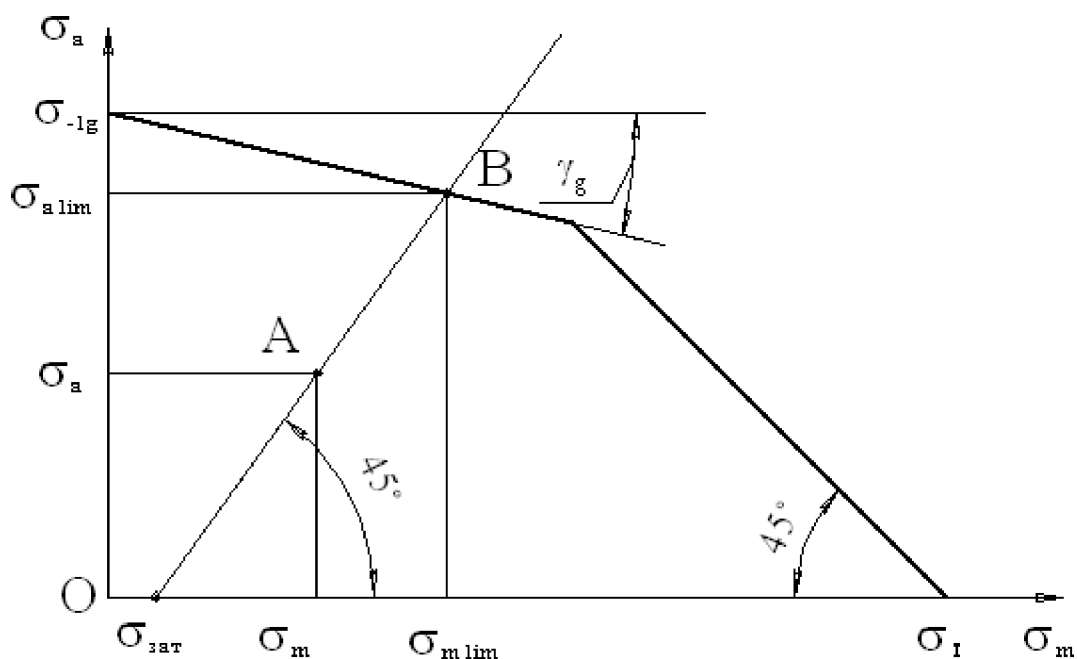


Рис.3.15. Диаграмма предельных напряжений резьбового соединения

Отсюда

$$\sigma_{a \lim} = \frac{\sigma_{-1d} - \psi_{\sigma d} \cdot \sigma_{зам}}{1 + \psi_{\sigma d}}.$$

После подстановки получим:

$$\sigma_{\lim} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1d} + (1 - \psi_{\sigma d}) \sigma_{зам}}{1 + \psi_{\sigma d}}.$$

Здесь $\sigma_{-1d} = \sigma_{-1p} / K_{\sigma d}$ и $\psi_{\sigma d} = \psi_{\sigma} / K_{\sigma d}$, где σ_{-1p} – предел выносливости при растяжении-сжатии; $K_{\sigma d}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Допускаемое напряжение определится отношением

$$[\sigma_{\max}] = \sigma_{\lim} / [S].$$

Полученные формулы показывают увеличение прочности резьбового соединения с увеличением усилия затяжки, что подтверждается опытом эксплуатации. Однако на практике приведенные зависимости не применяются, и проверка усталостной прочности выполняется только по амплитудным напряжениям.

При этом предельные амплитудные напряжения определяют по формулам:

$$\sigma_{a \lim} = \sigma_{-1p} / K_{\sigma d} \quad \text{— при } \sigma_m \geq \sigma_T / 2;$$

$$\sigma_{a \lim} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1p}}{K_{\sigma d}} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right) - \text{при } \sigma_m < \sigma_T.$$

Допускаемые амплитудные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_a] = \sigma_{a \lim} / [S_a].$$

Следует отметить, что коэффициенты концентрации напряжений в резьбе имеют большие значения. В этой связи для повышения прочности резьбовых соединений необходимо обеспечить снижение величины коэффициента концентрации.

Основные мероприятия по повышению выносливости резьбовых соединений можно разделить на конструкторские и технологические.

К конструкторским мероприятиям относятся:

- применение упругих болтов и шпилек, как показано на рис.3.14;
- применение резьбы с профилем впадины, выполненным по радиусу, как показано на рис.3.16;
- применение гаек «растяжения», примеры конструкций которых приведены на рис.3.17.

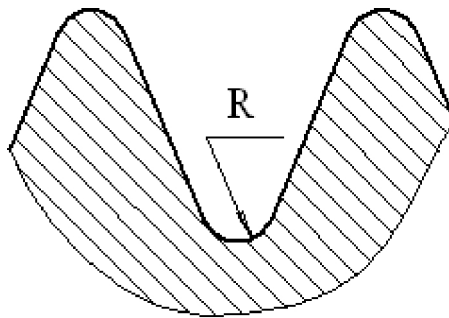


Рис.3.16. Улучшенный профиль впадины резьбы

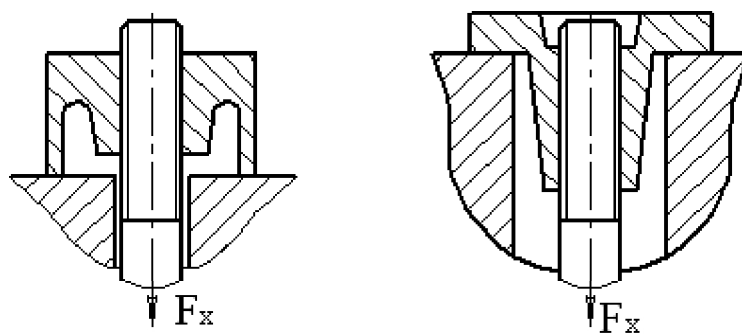


Рис.3.17. Конструкции гаек «растяжения»

К технологическим мероприятиям относятся:

- применение шлифованных резьб;
- дробеструйная обработка профиля резьбы;
- применение резьб, изготовленных накаткой вместо нарезки.

3.1.5. Расчет резьбового соединения, включающего группу болтов

Расчет соединения, включающего группу болтов (шпилек), заключается в определении нагрузок на наиболее нагруженный болт и проверке прочности этого болта.

Определение нагрузок, действующих на наиболее нагруженный болт соединения, является статически неопределимой задачей. Ее решение возможно только при определенных допущениях с учетом совместности перемещений и деформаций в деталях соединения.

Основными допущениями будут:

- все болты соединения одинакового размера;
- все болты имеют одинаковое усилие затяжки;
- при всех видах нагружения стыки соединяемых деталей остаются плоским;
- не допускается раскрытие стыка соединяемых деталей;
- не допускается сдвиг соединяемых деталей.

Рассмотрим частные случаи нагружения.

Соединение нагружено отрывающим усилием, проходящим через центр тяжести группы болтов, как показано на рис.3.18, а.

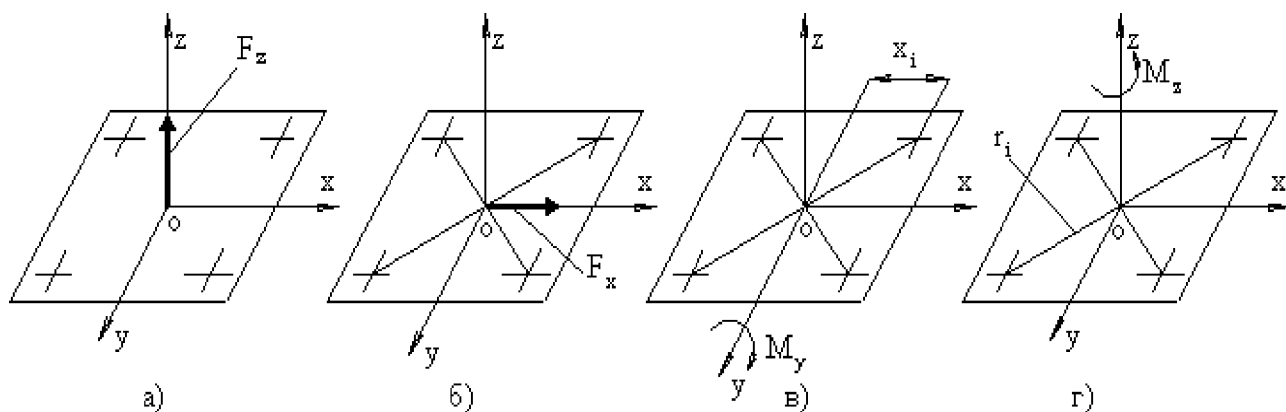


Рис.3.18. Частные случаи нагружения группы болтов

Точка O – центр тяжести группы болтов – определяется методами курса сопротивления материалов.

В данном случае внешнюю отрывающую нагрузку на болт определяют по формуле:

$$F_{\text{BH}} = \frac{F_z}{z},$$

где z - число болтов в соединении.

Соединение нагружено сдвигающим усилием, проходящим через центр тяжести группы болтов, как показано на рис.3.18, б. Нагрузка может быть направлена по оси координат или произвольно.

В этом случае сдвигающую нагрузку, приходящуюся на один болт, вне зависимости от ее направления определяют по формуле:

$$F_s = \frac{F_x}{z}.$$

Соединение нагружено опрокидывающим моментом. Из условия нераскрытия стыка соединения поворот деталей будет происходить относительно оси, проходящей через центр тяжести группы болтов, как показано на рис.3.18, в.

В этом случае упругие деформации δ_i болтов будут пропорциональны их расстояниям x_i от оси поворота. Тогда:

$$\frac{\delta_i}{\delta_{\text{max}}} = \frac{x_i}{x_{\text{max}}}.$$

Здесь δ_{max} и x_{max} – деформация и расстояние от оси поворота максимально удаленного болта.

Согласно закону Гука $\delta = \lambda \cdot F$. Тогда

$$\frac{F_i}{F_{\text{max}}} = \frac{x_i}{x_{\text{max}}}.$$

Отсюда

$$F_i = F_{\text{max}} \frac{x_i}{x_{\text{max}}}.$$

Условием равновесия соединения будет:

$$M_y = \sum_{i=1}^z (F_i \cdot x_i).$$

Подставляя выражение для F_i , после преобразований найдем:

$$F_{\max} = \frac{M_y \cdot x_{\max}}{\sum_{i=1}^z x_i^2}.$$

Соединение нагружено сдвигающим моментом. По условию отсутствия сдвига соединяемых деталей поворот деталей будет происходить только в пределах упругого смещения относительно оси, проходящей через центр тяжести группы болтов, как показано на рис.3.18, г.

В этом случае упругое смещение s_i будет пропорционально удалению r_i болта от центра поворота. Тогда

$$\frac{s_i}{s_{\max}} = \frac{r_i}{r_{\max}}.$$

Здесь $s_{\max}$ и $r_{\max}$ - величина упругого смещения и расстояние от центра поворота максимально удаленного болта.

Как показано на рис.3.19, коэффициент трения в зоне упругого предварительного смещения при $s_i < s_y$ увеличивается практически линейно от нуля до величины f_n , получившей название коэффициента трения покоя.

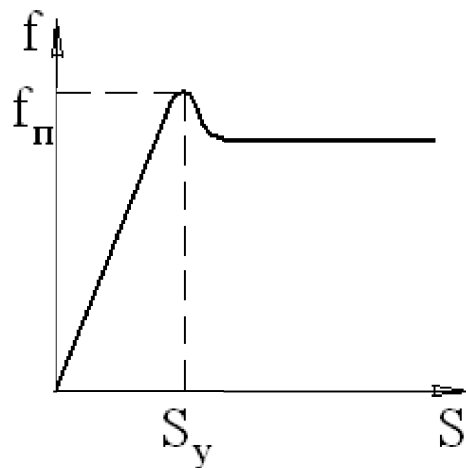


Рис.3.19. Зависимость коэффициента трения от величины смещения

В этом случае

$$\frac{f_i}{f_{\max}} = \frac{r_i}{r_{\max}}.$$

Как известно, сила трения определяется произведением $F_f = f \cdot F_n$. Так как все болты имеют одинаковое усилие затяжки $F_{зам}$ и, следовательно, $F_n = F_{зам}$, то получим: $F_{fi} = f_i \cdot F_{зам}$. Кроме того:

$$\frac{F_{fi}}{F_{f \max}} = \frac{r_i}{r_{\max}}.$$

Отсюда

$$F_{fi} = F_{f \max} \frac{r_i}{r_{\max}}.$$

Условие равновесия соединения имеет вид:

$$M_z = \sum_{i=1}^z (F_{fi} \cdot r_i).$$

Подставляя выражение для F_{fi} , после преобразований получим:

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

Обозначив по аналогии с нагружением сдвигающим усилием $F_{fi} = F_{si}$ и $F_{f \max} = F_{s \max}$, получим:

$$F_{s \max} = \frac{M_z \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \quad \text{и} \quad F_{si} = F_{s \max} \frac{r_i}{r_{\max}}.$$

Общий случай нагружения. Соединение нагружено произвольно направленными усилиями и моментами.

В этом случае выбирается система координат с центром в центре тяжести группы болтов, и все нагрузки раскладываются по осям координат. Рассмотрим случай нагружения, приведенный на рис.3.20.

Всю систему нагрузок делим на две группы:

- нагрузки, вызывающие растягивающие усилия (на рис.3.20 F_z и M_y);
- нагрузки, создающие сдвигающие усилия (на рис.3.20 F_x и M_z).

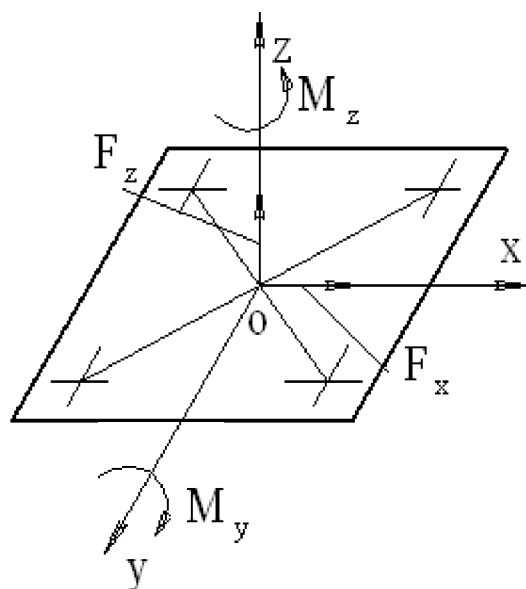


Рис.3.20. Общий случай нагружения группы болтов

По первой группе нагрузок, используя принцип независимости действия сил и моментов, определяем отрывающие усилия:

$$F_F = \frac{F_z}{z}; \quad F_{M \max} = \frac{M_y \cdot x_{\max}}{\sum_{i=1}^z x_i^2}; \quad F_{\text{вн max}} = F_F + F_{M \max}.$$

Назначается требуемое по условию нераскрытия стыка усилие затяжки:

$$F_{\text{зам}} = k_{\text{зам}} \cdot (1 - \chi) F_{\text{вн max}}.$$

По второй группе нагрузок определяем сдвигающие усилия:

$$F_{sF} = \frac{F_x}{z}; \quad F_{sMi} = \frac{M_z \cdot r_i}{\sum_{i=1}^z r_i^2}.$$

Полное сдвигающее усилие в стыках F_{si} определим геометрическим суммированием, как показано на рис.3.21.

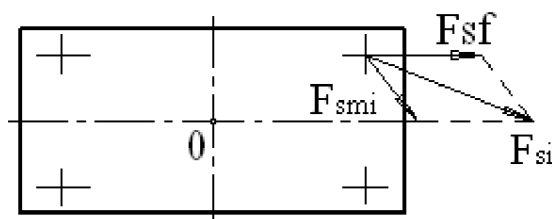


Рис.3.21. Геометрическое суммирование сдвигающих усилий

Устанавливается максимальное сдвигающее усилие $F_{s \max}$ и выполняется проверка условия отсутствия сдвига соединяемых деталей по зависимости:

$$\frac{k_{cy} \cdot F_{s \max}}{f} \leq F_{зам}.$$

Если условие не выполняется, увеличиваем усилие затяжки.

Выполняется проверка прочности наиболее нагруженного болта по условиям:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot (k_{кр} \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{вн \max})}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p]; \quad \sigma_a = \frac{2 \cdot \chi \cdot F_{вн \max}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_a].$$

В случае невыполнения условий прочности необходимо увеличить диаметр болта или количество болтов и их расположение.

3.2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепочные соединения относятся к неразъемным и получили широкое распространение в машиностроении и, особенно, в авиастроении благодаря своим достоинствам:

- относительно малый вес;
- возможность соединения деталей из любых материалов;
- хорошая работа при переменных нагрузках.

К недостаткам заклепочных соединений следует отнести:

- большая трудоемкость процесса клепки;
- высокая шумность процесса клепки и вредность его для здоровья работающих.

Формирование заклепочного соединения можно проиллюстрировать рис.3.22.

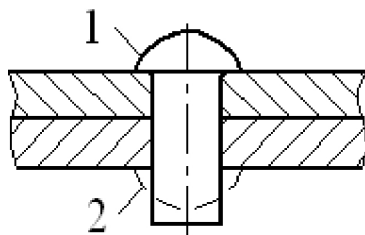


Рис.3.22. Формирование заклепочного соединения

Заклепка имеет заранее изготовленную головку 1, которая называется закладной, и стержень. После установки в отверстие из выступающего конца стержня формируется головка 2, называемая замыкающей. При этом в соединении не допускается зазор между отверстием и стержнем после формирования головки 2.

Соединение может быть выполнено холодной или горячей клепкой. В авиастроении применяется преимущественно холодная клепка.

3.2.1. Элементы геометрии заклепочного соединения

В машиностроении применяются разнообразные конструкции заклепок и заклепочных соединений. Основными видами соединений являются соединения «внахлест» (рис.3.23, а) и «с накладками» (рис.3.23б). Заклепочные швы выполняются однорядными (рис.3.23, в) и многорядными. Последние могут быть с параллельным расположением заклепок (рис.3.23, г) и с шахматным (рис.3.23, д).

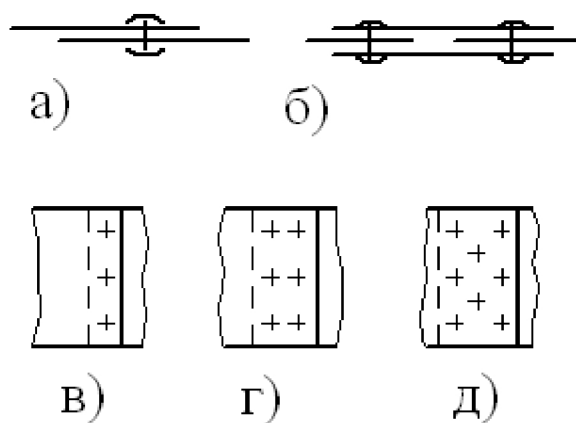


Рис.3.23. Виды заклепочных соединений

Основные размеры заклепочного соединения приведены на рис.3.24.

Номинальным размером соединения является диаметр d стержня заклепки. Его величина определяется в зависимости от толщины δ соединяемых деталей. Шаг t расположения заклепок и расстояние a заклепки от края листа определяются условиями равнопрочности заклепки на срез и листа на растяжение по сечению с отверстиями и кромки листа на выкалывание. Принимают $a = 2 \cdot d$ и $t = 3 \cdot d$ при параллельном расположении заклепок или $t = 5 \cdot d$ – при шахматном расположении.

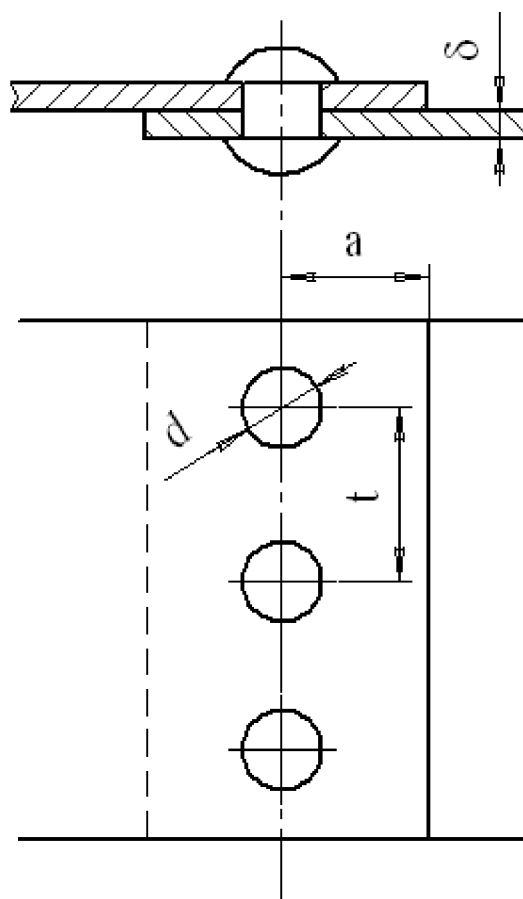


Рис.3.24. Основные размеры заклепочного соединения

3.2.2. Виды разрушений и критерии работоспособности заклепочных соединений

Заклепочные соединения предназначены для восприятия сдвигающих нагрузок. В этой связи основными видами разрушения соединений являются срез заклепок, разрыв соединяемых деталей по сечению с отверстиями под заклепки и выкалывание кромки листа в месте установки заклепок. В некоторых случаях при действии знакопеременных нагрузок и возникновении деформаций коробления соединяемых деталей возможны разрушение стержня или отрыв головки заклепки.

Таким образом, критериями работоспособности заклепочных соединений являются прочность заклепки на срез и смятие, а также прочность листа на растяжение по отверстиям под заклепки и на скалывание кромки листа.

В некоторых случаях критерием работоспособности соединения является герметичность стыка соединяемых деталей. Это требование обеспечивается технологическими приемами, а также применением герметизирующих материалов.

Как сказано ранее, шаг расположения заклепок и расстояние отверстий от кромки листа определяются условиями равнопрочности листа на растяжение и скалывание кромки и стержня заклепки на срез. В этой связи основным критерием прочности соединения является прочность стержня заклепки на срез и смятие.

3.2.3. Проверка прочности элементов заклепочного соединения

Основные размеры соединения и действующие нагрузки показаны на рис.3.25. Влиянием изгибающего момента от пары сил пренебрегаем.

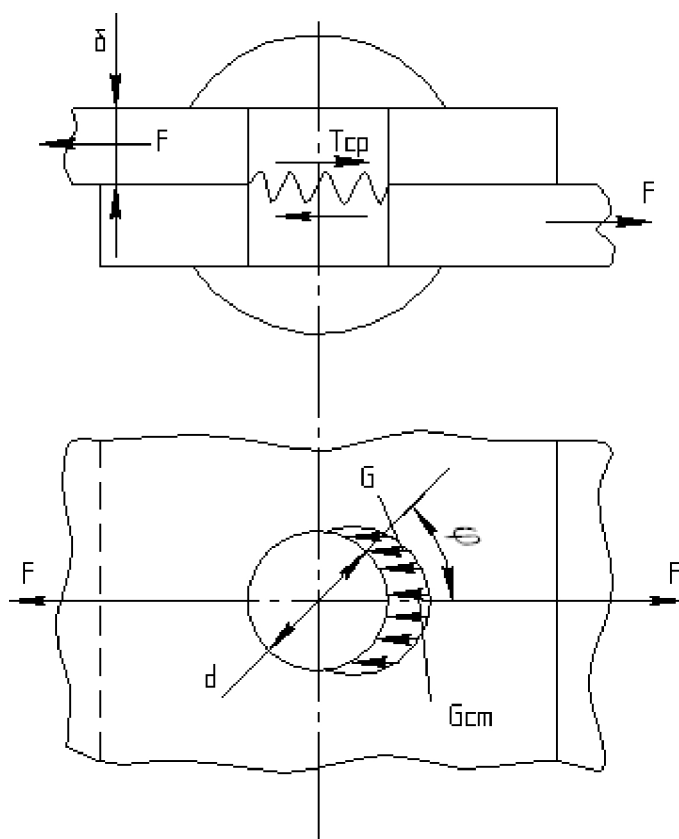


Рис.3.25. Нагрузки и напряжения в заклепочном соединении

Условием прочности на срез стержня заклепки будет:

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau_{ср}].$$

Кроме того, на боковой поверхности заклепки возникают напряжения смятия, распределение которых по окружности контакта заклепки с отверстием листа имеет вид, показанный на рис.3.25. Предполагаем, что напряжения распределяются по закону:

$$\sigma = \sigma_{см} \cdot \cos \varphi.$$

Здесь $\sigma_{см}$ – максимальное значение напряжений; σ – текущее значение напряжений; φ – угловая координата.

Нормальное усилие на элементарной поверхности с координатой φ будет равно:

$$dF_n = \sigma \frac{d}{2} \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot \delta.$$

Условие равновесия стержня заклепки будет иметь вид:

$$F = 2 \cdot \int_0^{\pi/2} dF_n.$$

Подставляя выражения для dF_n и σ , после преобразований получим:

$$\begin{aligned} F &= \sigma_{см} \cdot d \cdot \delta \cdot \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \\ &= \sigma_{см} \cdot d \cdot \delta \left(\frac{\varphi}{2} + \frac{\sin 2\varphi}{4} \right)_0^{\pi/2} = \frac{\pi}{4} \sigma_{см} \cdot d \cdot \delta. \end{aligned}$$

Тогда условие прочности на смятие материала в отверстии запишется в виде:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d \cdot \delta} \leq [\sigma_{см}].$$

Условие равнопрочности заклепки на срез и на смятие будет иметь вид:

$$[F] = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot [\tau_{ср}] = \frac{\pi}{4} d \cdot \delta \cdot [\sigma_{см}].$$

Отсюда после сокращений получим:

$$d = \frac{[\sigma_{см}]}{[\tau_{ср}]} \cdot \delta.$$

Принимая приближенно $[\sigma_{см}]/[\tau_{ср}] \approx 1,5$, получим $d \approx 1,5 \cdot \delta$.

На практике принимают $d = (1,6 \div 2,0) \cdot \delta$. В авиационных конструкциях принимают $d = 2 \cdot \sqrt{\delta_\Sigma}$, где δ_Σ – толщина набора соединяемых деталей (как правило, $\delta_\Sigma = 2 \cdot \delta$).

При принятых соотношениях размеров проверку прочности соединения ограничивают проверкой прочности на срез стержня заклепки. При этом чаще всего проверка прочности выполняется по условию $F \leq [F]$, где допускаемое усилие находится по приведенной выше формуле или устанавливается опытным путем.

3.2.4. Расчет заклепочного шва

При расчете заклепочного шва необходимо определить нагрузку на наиболее нагруженную заклепку и выполнить проверку ее прочности. В общем случае нагружения шва сдвигающими силами и моментами используем принцип независимости действия сил и моментов.

Рассмотрим расчет однорядного шва, нагруженного, как показано на рис.3.26.

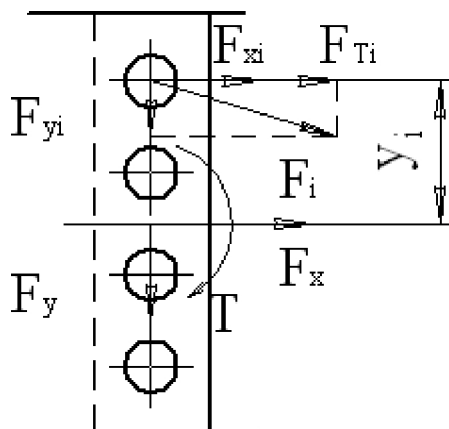


Рис.3.26. Схема нагрузок однорядного заклепочного шва

На рисунке точка O – центр тяжести группы заклепок. Так как между стержнем заклепки и отверстием отсутствуют зазоры, то при нагружении сдвигающим моментом происходит поворот деталей в пределах упругих деформаций деталей. Величины упругих деформаций будут пропорциональны расстояниям заклепок от центра тяжести:

$$\frac{\delta_i}{\delta_{\max}} = \frac{y_i}{y_{\max}}.$$

По условию пропорциональности деформаций и нагрузок получим:

$$\frac{F_{Ti}}{F_{T\max}} = \frac{y_i}{y_{\max}}.$$

Отсюда

$$F_{Ti} = F_{T\max} \cdot \frac{y_i}{y_{\max}}.$$

Условие равновесия деталей имеет вид:

$$T = \sum_{i=1}^z (F_{Ti} \cdot y_i).$$

Подставляя выражение для F_i , после преобразований найдем:

$$F_{T\max} = \frac{T \cdot y_{\max}}{\sum_{i=1}^z y_i^2}.$$

Здесь T – момент, действующий на соединение; z – число заклепок в соединении; y_i и F_{Ti} – расстояние от центра тяжести и сдвигающая нагрузка i -й заклепки; $y_{\max}$ и $F_{T\max}$ – расстояние от центра тяжести и нагрузка заклепки, максимально удаленной от центра тяжести группы заклепок.

Нагрузки на максимально нагруженную заклепку определяются по формулам:

$$F_{xi} = \frac{F_x}{z}; \quad F_{yi} = \frac{F_y}{z}; \quad F_{T\max} = \frac{T \cdot y_{\max}}{\sum_{i=1}^z y_i^2}.$$

Полное значение сдвигающей нагрузки будет равно:

$$F_{\max} = \sqrt{(F_{T\max} + F_{xi})^2 + F_{yi}^2}.$$

Проверка прочности максимально нагруженной заклепки выполняется по условию:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau_{cp}].$$

В случае невыполнения условия прочности необходимо изменить число заклепок и число рядов их расположения.

3.2.5. Допускаемые напряжения при расчете заклепочных соединений

Допускаемые напряжения среза определяются в зависимости от свойств материала заклепки по формуле:

$$[\tau_{cp}] = \tau_T / S.$$

При этом запас прочности S , как правило, принимается небольшим. Это объясняется тем, что в заклепочном шве разрушение одной заклепки не приводит к быстрому разрушению всего соединения, а оно обнаруживается легко при визуальном осмотре конструкции.

Если соединение нагружено переменными нагрузками, расчет выполняется по номинальным нагрузкам, а допускаемое напряжение определяется по формуле:

$$[\tau_{cp}] = \frac{\tau_T}{S} \gamma.$$

Здесь γ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние переменной нагрузки. Его величина определяется по эмпирической зависимости:

$$\gamma = \frac{1}{a - b \cdot R},$$

где $a = 1 \div 1,2$ и $b = 0,3 \div 0,8$ – эмпирические коэффициенты, а R – коэффициент асимметрии цикла изменения нагрузки, определяемый отношением $R = F_{\min} / F_{\max}$.

При этом большим значениям a соответствуют большие значения коэффициента b . Кроме того, установлено ограничение $\gamma \leq 1$. Зависимость коэффициента γ от коэффициента асимметрии цикла нагрузки R приведена на рис.3.27.

Видно, что существенное снижение прочности заклепочного соединения будет только при знакопеременной нагрузке.

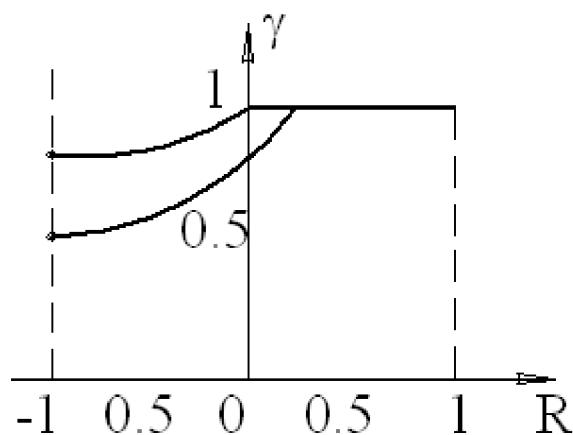


Рис.3.27. Зависимость коэффициента γ от асимметрии цикла нагружения заклепочного соединения

3.3. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Дуговая электросварка была изобретена российским инженером Славяновым, и с тех пор сварные соединения получили широкое распространение в технике.

Сварные соединения относятся к неразъемным и обладают достоинствами:

- малый вес соединения;
- высокая нагрузочная способность;
- высокая производительность процесса сварки и возможность его автоматизации;
- возможность соединения деталей любой сложной конфигурации.

Основными недостатками сварных соединений являются:

- несвариваемость многих металлов и сплавов;
- большие значения остаточных термических напряжений, вследствие чего необходимость термообработки после сварки и окончательной механической обработки деталей только после термообработки;
- большие значения концентраторов напряжений в сварных швах.

3.3.1. Классификация сварных соединений

Сварные соединения подразделяются, прежде всего, по виду сварки:

- соединения электродуговой сваркой;
- соединения контактной электросваркой;
- соединения сваркой трением и др.

Рассмотрим лишь соединения дуговой электросваркой.

Основными типами сварных швов являются:

- стыковой шов (рис.3.28);
- валиковый (угловой) шов (рис.3.29);
- прорезной или пробочный шов (рис.3.30).

В зависимости от толщины соединяемых деталей стыковой шов может выполняться при малой толщине без разделки кромок (рис.3.28, а), с односторонней (рис.3.28, б) или при большой толщине двусторонней (рис.3.28, в) разделкой кромок.

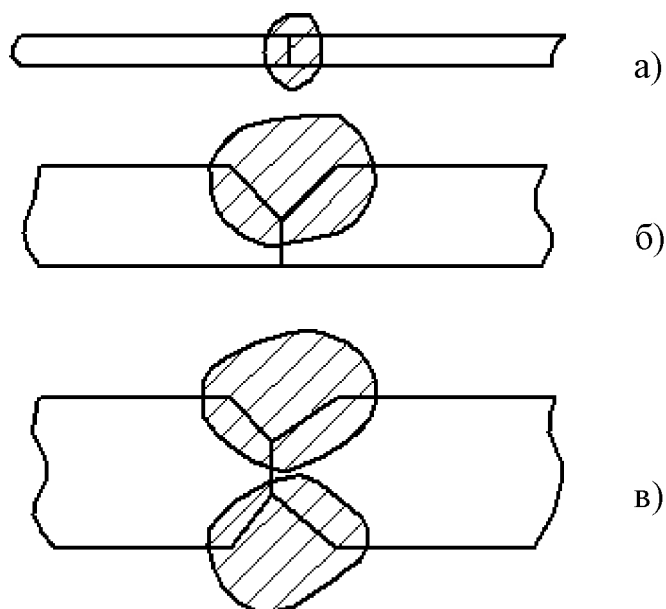


Рис.3.28. Стыковой сварной шов

Основными типами соединений с угловым швом являются:

- соединения «внахлест» (рис.3.29, а);
- соединения с одной или двумя накладками (рис.3.29, б);
- тавровые соединения (рис.3.29, в);
- угловые соединения (рис.3.29, г) и др.

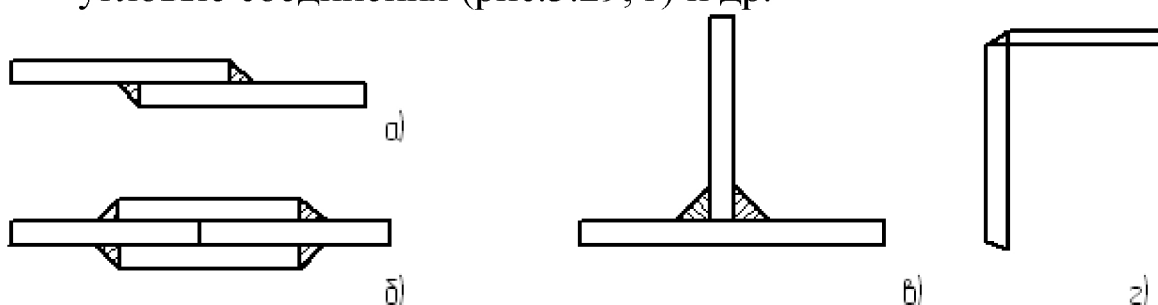


Рис.3.29. Типы соединений с валиковым швом

Прорезные или пробочные швы, пример которого приведен на рис.3.30, являются преимущественно декоративными.

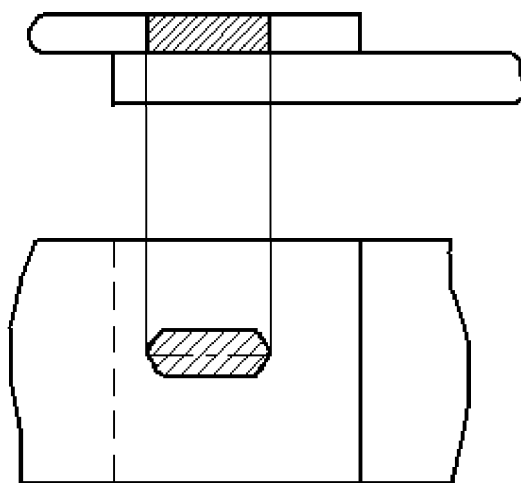


Рис.3.30. Прорезной шов

3.3.2. Виды разрушений и критерии работоспособности сварных соединений

Основным видом разрушения сварного соединения является разрушение деталей в месте сварки. Кроме того, в ряде случаев к сварному соединению предъявляются требования герметичности. В этом случае разрушение может наблюдаться в виде потери герметичности.

Герметичность сварного соединения обеспечивается технологически при его изготовлении. В этой связи единственным критерием работоспособности сварных соединений, как правило, принимается прочность.

3.3.3. Расчет стыкового сварного шва

При расчете сварного соединения детали рассматриваются как единое целое. Напряжения в сварном шве определяются по формулам, рассмотренным в курсе сопротивления материалов. Так, для сварного шва, приведенного на рис.3.31, напряжения определяются зависимостями:

$$\sigma_p = \frac{F_x}{\delta \cdot b}; \quad \sigma_u = \frac{6 \cdot M}{\delta \cdot b^2}; \quad \tau_{cp} = \frac{F_y}{\delta \cdot b}.$$

Условие прочности сварного шва будет иметь вид:

$$\sigma_{np} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_u)^2 + 3 \cdot \tau_{cp}^2} \leq [\sigma_p]' .$$

Здесь δ и b – размеры сварного шва; $[\sigma_p]'$ – допускаемое напряжение для сварного шва.

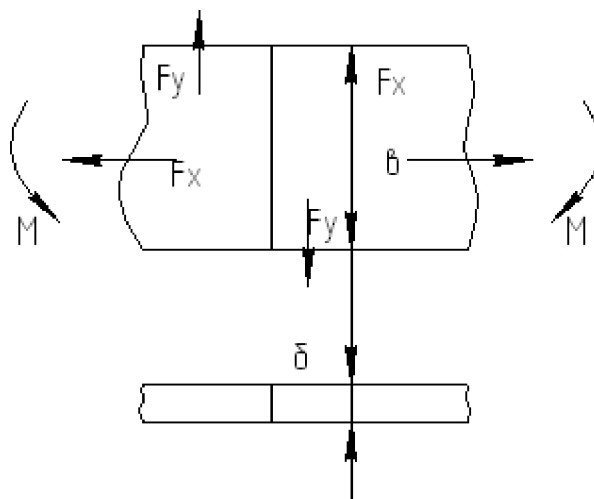


Рис.3.31. Нагрузки стыкового сварного шва

Допускаемое напряжение определяется характеристиками материала свариваемых деталей и качеством сварки.

3.3.4. Расчет валикового (углового) шва

Валиковые швы принято разделять на фланговые, расположенные параллельно действующей нагрузке, и лобовые, расположенные перпендикулярно нагрузке. На рис.3.32 показаны лобовой 1 и фланговый 2 швы.

В зависимости от расположения шва имеются некоторые особенности их работы и расчета.

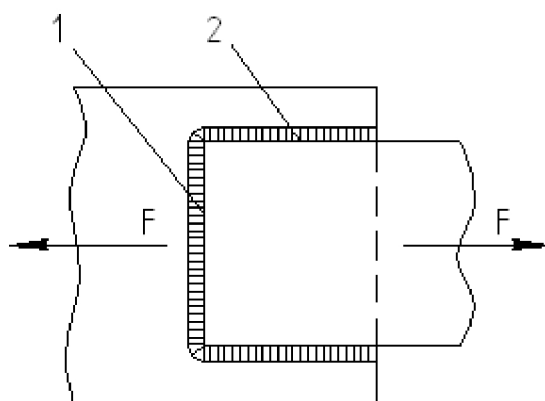


Рис.3.32. Типы валиковых швов

Расчет флангового шва при нагружении усилием выполняется по касательным напряжениям среза, как показано на рис.3.33.

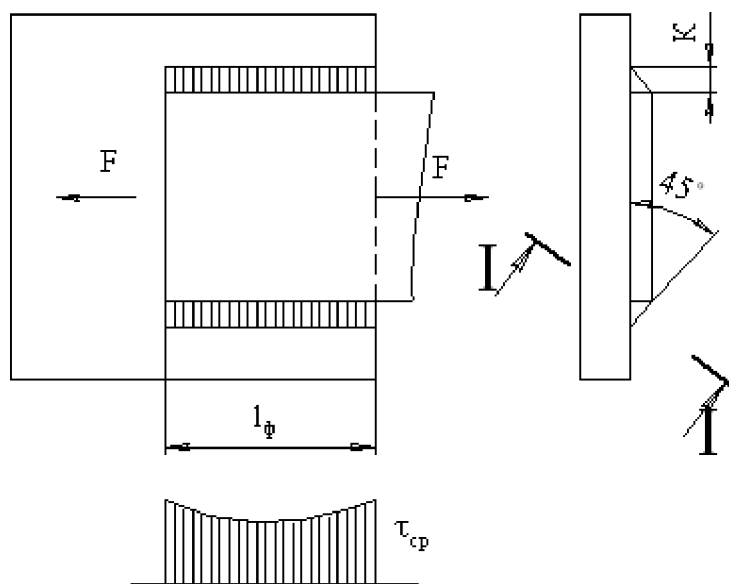


Рис.3.33. Напряжения во фланговом сварном шве

В связи с деформациями растяжения соединяемых деталей распределение напряжений по длине флангового шва неравномерное, как показано на рис.3.33. Для уменьшения неравномерности распределения напряжений вводится ограничение длины фланговых швов $l_{\phi} \leq 40 \cdot k$, где k - катет шва, как показано на рисунке. Вследствие этого при проверке прочности неравномерность распределения напряжений не учитывается.

Опасным сечением шва является сечение I-I, показанное на рис.3.33, с минимальным размером. Для валикового шва, выполненного в виде равнобедренного треугольника, минимальный размер сечения будет равен $k \cdot \cos 45^{\circ}$. Практически принимают $0,7 \cdot k$. Тогда условием прочности флангового шва будет:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_{\phi \Sigma}} \leq [\tau_{ср}]'$$

Здесь $l_{\phi \Sigma}$ – суммарная длина флангового шва; $[\tau_{ср}]'$ – допускаемое напряжение среза для сварного шва.

Расчет лобового шва при нагружении усилием рассмотрим на примере, показанном на рис.3.34.

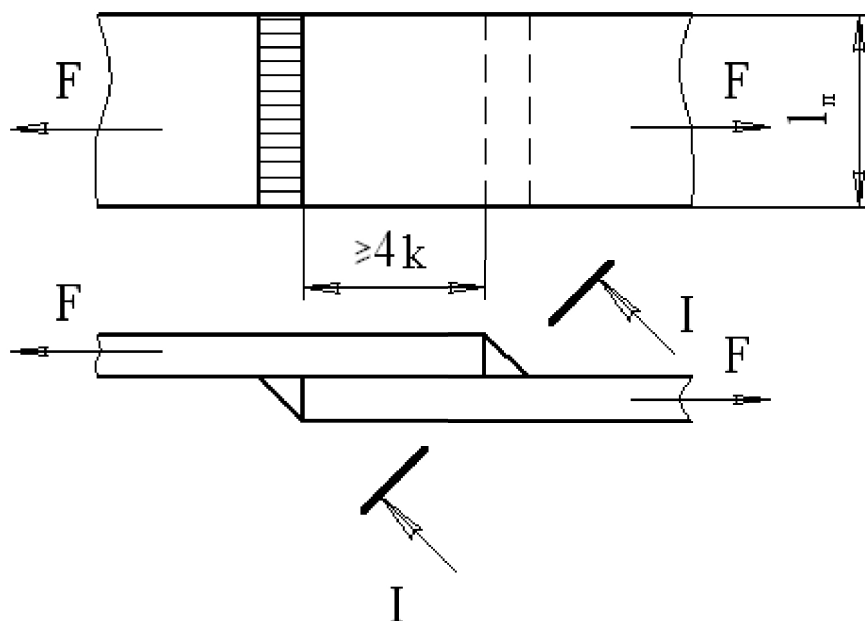


Рис.3.34. Нагружение лобового шва

Для уменьшения влияния изгибающего момента от пары сил, приложенных к деталям, величину «нахлеста» в соединении рекомендуется принимать не менее $4 \cdot k$. Тогда при проверке прочности влиянием изгибающего момента пренебрегают. Опасным сечением, как и для флангового шва, является показанное на рисунке сечение I-I с минимальным размером $0,7 \cdot k$.

Напряженное состояние в опасном сечении рассмотрим на рис.3.35.

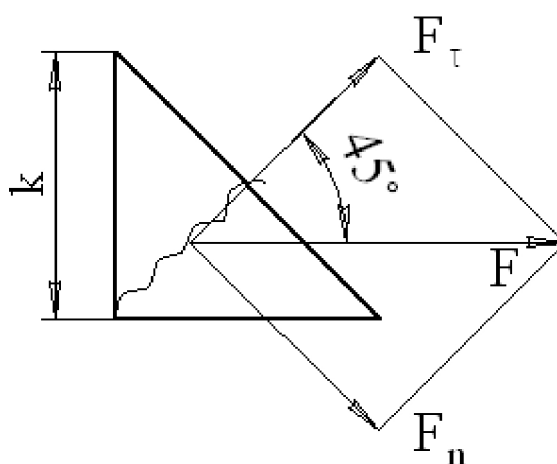


Рис.3.35. Схема сил в опасном сечении лобового шва

Действующая в сечении нагрузка F раскладывается на нормальную F_n и тангенциальную F_τ , значения которых одинаковы и определяются по формуле

$$F_n = F_\tau = F \cdot \cos 45^\circ.$$

Под действием указанных нагрузок в сечении возникают напряжения:

$$\sigma_p = \frac{F_n}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}} = \frac{F \cdot \cos 45^\circ}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}}; \quad \tau_{cp} = \frac{F_\tau}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}} = \frac{F \cdot \cos 45^\circ}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}}.$$

Здесь $l_{л\Sigma}$ – суммарная длина лобовых швов.

Условие прочности сварного шва должно иметь вид:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_{cp}^2} \leq [\sigma_p]',$$

где $[\sigma_p]'$ – допускаемое напряжение растяжения для сварного шва.

После подстановки выражений для σ_p и τ_{cp} и преобразований получим:

$$\sigma_{np} = \frac{F \cdot 2 \cdot \cos 45^\circ}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}} \approx \frac{1,4 \cdot F}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}} \leq [\sigma_p]'$$

Как известно, $[\sigma_p]' \approx 1,4 \cdot [\tau_{cp}]'$, где $[\tau_{cp}]'$ – допускаемое напряжение среза для сварного шва. В этой связи с целью унификации расчетных зависимостей условие прочности приведем к виду:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_{л\Sigma}} \leq [\tau_{cp}]'$$

Унифицированные зависимости позволяют выполнять **расчет комбинированного шва**, содержащего и фланговые, и лобовые швы, как показано на рис.3.32. Условие прочности такого шва будет иметь вид:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot (l_{ф\Sigma} + l_{л\Sigma})} \leq [\tau_{cp}]'.$$

Расчет валикового шва, нагруженного сдвигающим моментом, выполняется как приближенными методами, так и уточненными.

Приближенный метод расчета рассмотрим на примере, приведенном на рис.3.36.

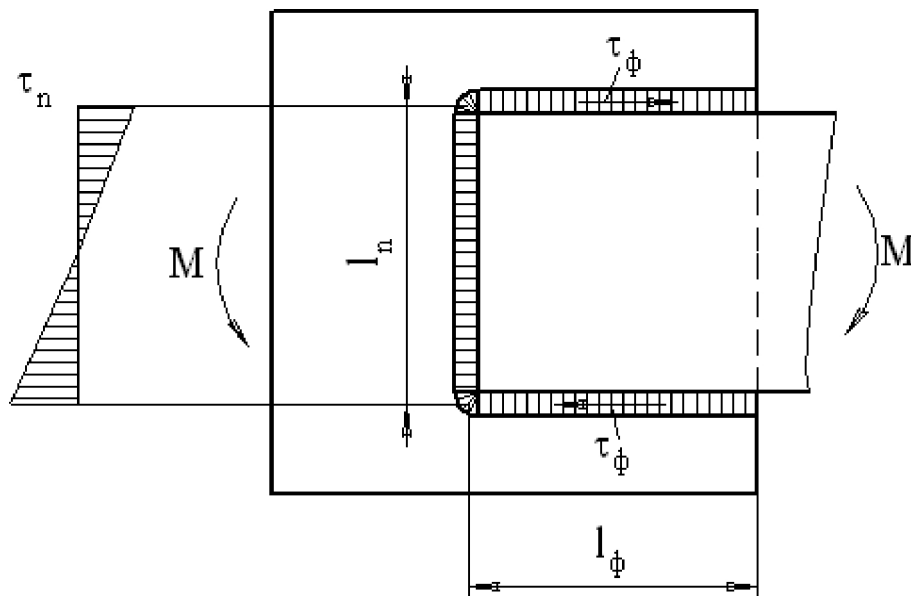


Рис.3.36. Схема нагружения валикового шва моментом

При расчете используется принцип независимости работы элементов шва. При этом принимается, что касательные напряжения во фланговых швах направлены вдоль линии шва, как показано на рисунке. Это допущение справедливо при относительно небольшой длине фланговых швов. Кроме того, принимается, что катет шва значительно меньше длины лобового шва.

При принятых допущениях усилие, воспринимаемое одной стороной фланговых швов, будет равно:

$$F_\phi = \tau_\phi \cdot 0,7 \cdot k \cdot l_\phi .$$

Момент, воспринимаемый фланговыми швами, будет равен:

$$M_\phi = F_\phi \cdot l_n = \tau_\phi \cdot 0,7 \cdot k \cdot l_\phi \cdot l_n .$$

Напряжения в лобовом шве распределяются аналогично напряжениям при изгибе, как показано на рис.3.36. Тогда момент, воспринимаемый лобовым швом, будет равен:

$$M_n = \tau_n \cdot W = \tau_n \cdot 0,7 \cdot k \cdot l_n^2 / 6 .$$

Условие равновесия соединения имеет вид:

$$M = M_\phi + M_n .$$

По условию неразрывности деформаций и напряжений в точке A (рис.3.36) должно быть: $\tau_{\phi} = \tau_l = \tau_{cp}$. Тогда, подставив в уравнение равновесия выражения для M_{ϕ} и M_l , получим:

$$M = \tau_{cp} \cdot 0,7 \cdot k \cdot l_l \cdot (l_{\phi} + l_l / 6).$$

Отсюда получим условие прочности валикового сварного шва, нагруженного сдвигающим моментом:

$$\tau_{cp} = \frac{6 \cdot M}{0,7 \cdot k \cdot l_l \cdot (6 \cdot l_{\phi} + l_l)} \leq [\tau_{cp}]'.$$

Уточненный метод расчета валикового шва, нагруженного сдвигающим моментом, рассмотрим на примере, показанном на рис.3.37.

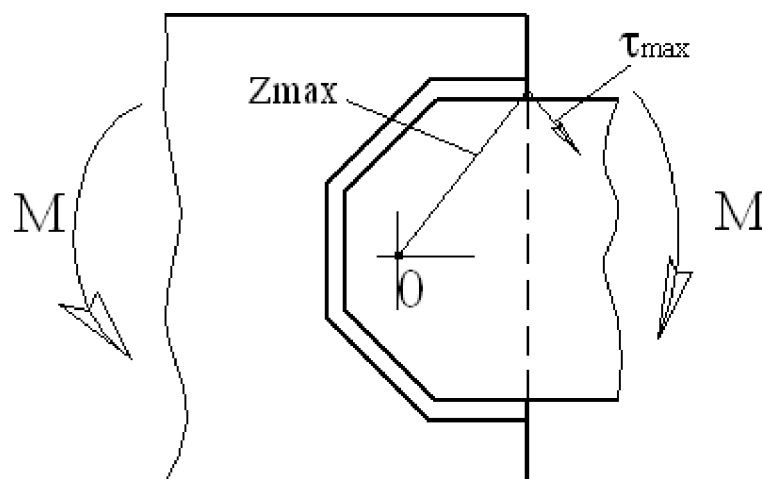


Рис.3.37. Схема нагружения комбинированного шва моментом

На рисунке точка O - центр тяжести сечения шва, определяемый методами курса сопротивления материалов. Вычисляется полярный момент инерции J_{ρ} сечения шва и устанавливается расстояние $r_{\max}$ до точки, максимально удаленной от центра тяжести. Проверка прочности сварного шва выполняется по максимальным касательным напряжениям по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{M \cdot r_{\max}}{J_{\rho}} \leq [\tau_{cp}]'.$$

Расчет соединения, нагруженного силами и моментами, выполняется с использованием принципа независимости действия сил и моментов. При этом выбирается система координат с центром в центре тяжести сварного шва (точка О), и все силы приводятся к осям координат, как показано на рис.3.38.

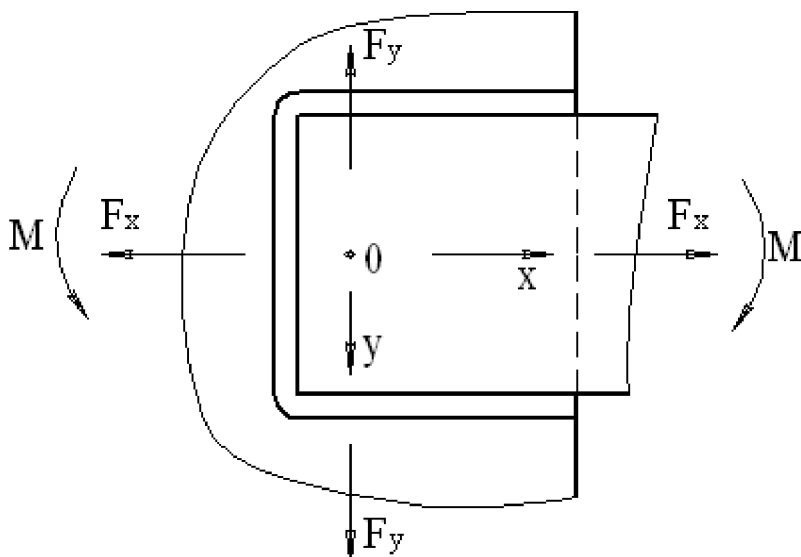


Рис.3.38. Схема сварного соединения, нагруженного силами и моментом

В сварном шве возникают напряжения от действующих сил:

$$\tau_x = \frac{F_x}{0,7 \cdot k \cdot (2 \cdot l_\phi + l_l)}; \quad \tau_y = \frac{F_y}{0,7 \cdot k \cdot (2 \cdot l_\phi + l_l)}.$$

Напряжения от действующего момента можно определить по формуле:

$$\tau_M = \frac{6 \cdot M}{0,7 \cdot k \cdot l_l (6 \cdot l_\phi + l_l)}.$$

Тогда условие прочности сварного шва будет иметь вид:

$$\tau_{cp} = \sqrt{(\tau_x + \tau_M)^2 + \tau_y^2} \leq [\tau_{cp}].$$

Если напряжения от момента вычислять по формуле

$$\tau_M = \frac{M \cdot r_{\max}}{J_\rho},$$

то максимальное напряжение среза следует определять геометрическим суммированием напряжений τ_x , τ_y и τ_M .

3.3.5. Определение допускаемых напряжений при расчете сварных соединений

Как упоминалось выше, допускаемые напряжения при расчете сварных соединений определяются характеристиками материалов свариваемых деталей и качеством сварки. Кроме того, учитывается переменный характер действующих нагрузок.

В этой связи:

$$[\sigma_p]' = [\sigma_p] \cdot \varphi \cdot \gamma; [\tau_{ср}]' = [\sigma_p] \cdot \beta \cdot \gamma,$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для свариваемых деталей; φ и β – коэффициенты, учитывающие качество сварного шва; γ – коэффициент, учитывающий переменный характер нагрузок.

Принимают $\varphi = 0,9 \div 1,0$ и $\beta = 0,6 \div 0,65$.

Переменный характер нагружения учитывается эмпирическим коэффициентом:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot K_{\sigma} + 0,2) - (0,6 \cdot K_{\sigma} - 0,2) \cdot R}.$$

Здесь K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $R = F_{\min} / F_{\max}$ – коэффициент асимметрии цикла изменения нагрузок.

В сварных швах $K_{\sigma} = 1,2 \div 4,5$ в зависимости от типа шва и материала соединяемых деталей.

Вводится ограничение $\gamma \leq 1$. Зависимость коэффициента γ от R приведена на рис.3.39.

Видно, что снижение прочности сварного соединения может наблюдаться даже при знакопостоянном изменении нагрузок. Для повышения прочности соединения при переменных нагрузках необходимо уменьшение величины коэффициента концентрации напряжений.

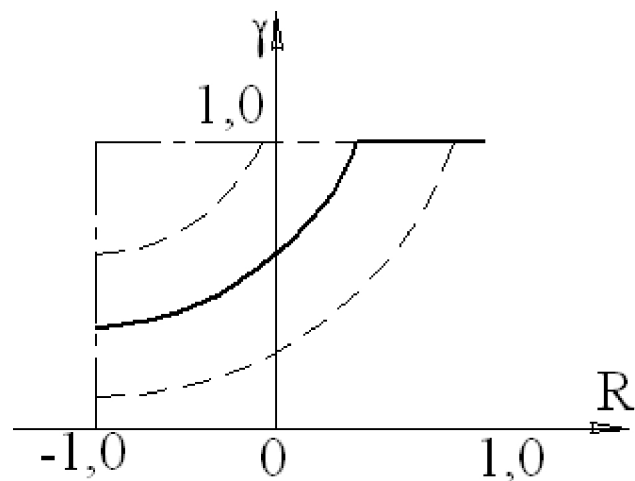


Рис.3.39. Зависимость коэффициента γ от асимметрии цикла для сварного соединения

Это обеспечивается введением термообработки сварной конструкции и механической обработкой сварного шва.

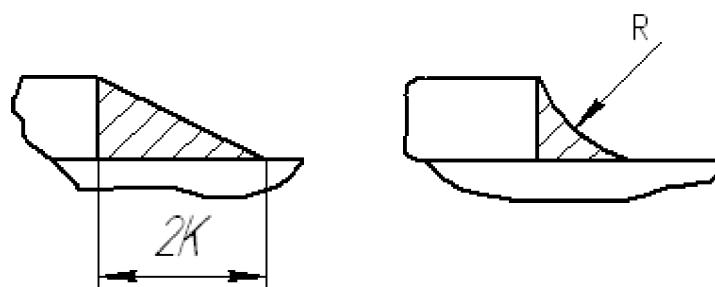


Рис.3.40. Валиковые сварные швы улучшенного профиля

Кроме того, снижение концентрации напряжений достигается применением валиковых швов с увеличенным катетом в основании или швов вогнутого профиля, как показано на рис.3.40.

4. ДЕТАЛИ, ОБСЛУЖИВАЮЩИЕ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ

В эту группу входят различные по конструкции, назначению и методам расчета детали:

- валы и оси;
- опоры валов и осей;
- соединения валов с установленными на них деталями;
- муфты для соединения вращающихся валов

4.1. ВАЛЫ И ОСИ

Валы и оси предназначены для поддержания вращающихся деталей и обеспечения их геометрической оси вращения. Валы, кроме того, обеспечивают передачу крутящего момента между установленными на них деталями. У редуктора, представленного на рис.4.1, ведущая и ведомая шестерни установлены на валах, а промежуточная – на оси.

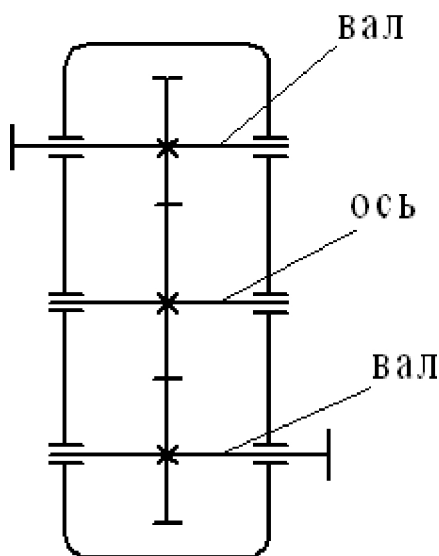


Рис.4.1. Схема редуктора с промежуточной шестерней

Валы всегда вращаются вместе с установленными на них деталями, оси могут быть как вращающимися, как на рис.4.1, так и неподвижными. Оси всегда имеют прямолинейную геометрическую ось.

Валы подразделяются на три типа:

- с прямолинейной геометрической осью;
- с гибкой геометрической осью, называемые торсионными;
- с ломаной геометрической осью, называемые коленчатыми валами.

В курсе деталей машин рассматриваются только валы и оси с прямолинейной геометрической осью.

4.1.1. Расчетные схемы и расчетные нагрузки валов и осей

При расчетах все валы и оси заменяются преимущественно балками на двух опорах, а все нагрузки – преимущественно сосредоточенными силами и моментами.

При замене реального вала балкой точки расположения опор определяются в зависимости от конструкции подшипников, как показано на рис.4.2.

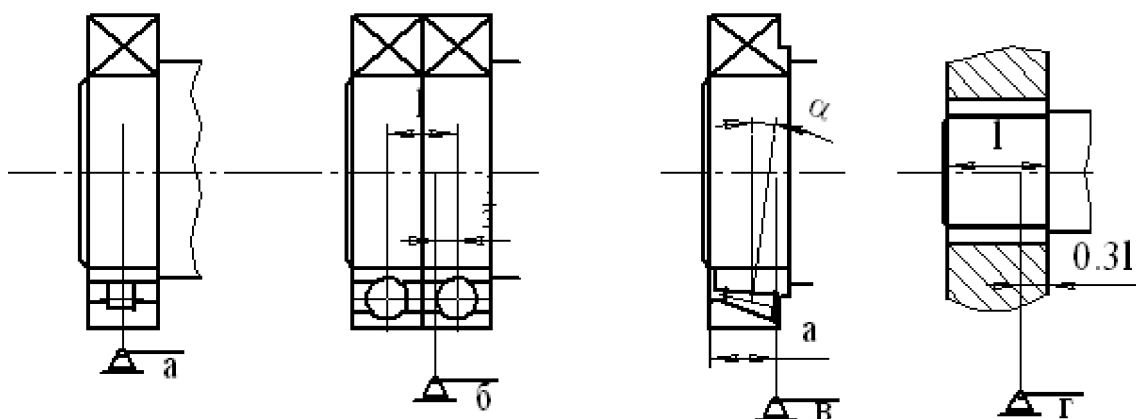


Рис.4.2. Расположение опоры на расчетной схеме вала

Радиальные подшипники качения заменяются опорой, располагающейся в середине подшипника (рис.4.2, а).

Сдвоенные радиальные подшипники заменяются опорой, расположенной между подшипниками, как показано на рис.4.2, б

Подшипники с угловым контактом заменяются опорой, располагающейся, как указано на рис.4.2, в. Размер a определяется по формулам, приведенным в справочниках, или ориентировочно геометрическим построением при известном угле контакта α подшипника.

Радиальный подшипник скольжения заменяется опорой, располагающейся, как указано на рис.4.2, г.

4.1.2. Виды разрушений и критерии работоспособности валов и осей

Основным видом разрушения валов и осей является поломка. Поломки вращающихся валов носят преимущественно усталостный характер. Однако при некоторых условиях возможна статическая поломка вала или его пластическая деформация.

Таким образом, основным критерием работоспособности валов и осей является их статическая и усталостная прочность.

Разрушение вала может наблюдаться также в виде изнашивания его поверхности. Изнашивание наблюдается в местах установки подшипников скольжения или деталей, устанавливаемых подвижными относительно вала, например, в подвижных шлицевых соединениях. В этой связи изнашивание рассматривают при анализе работоспособности подшипников, шлицевых соединений и т.п.

Важным критерием работоспособности валов и осей является их жесткость. Деформации валов оказывают влияние на работоспособность установленных на них деталей. Вместе с тем, жесткость валов оценивается чаще всего экспериментально. Расчет характеристик жесткости возможен лишь в некоторых случаях и в связи с недостатком времени в нашем курсе не рассматривается.

Важным критерием работоспособности вращающихся валов и осей является их виброустойчивость. Общие рекомендации по расчету критических частот вращения валов были рассмотрены в начале курса, поэтому в связи с недостатком времени более подробно рассматривать не будем.

Таким образом, рассмотрим лишь критерий статической и усталостной прочности.

4.1.3. Проверка статической прочности валов

При проверке статической прочности строится расчетная схема вала, определяются реакции в опорах и строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной M_z и вертикальной M_y плоскостях и крутящих моментов, как показано на рис.4.3.

При проверке статической прочности используются максимальные значения нагрузок с учетом кратковременных перегрузок:

$$T = T_{\max}; \quad F_t = F_{t \max}; \quad F_r = F_{r \max}; \quad F_x = F_{x \max}.$$

Проверка прочности выполняется в опасных сечениях, каковыми являются:

- сечения с максимальными значениями изгибающих и крутящих моментов (например, сечение I-I на рис.4.3);
- сечения с минимальными размерами вала (например, сечение II-II на рис.4.3).

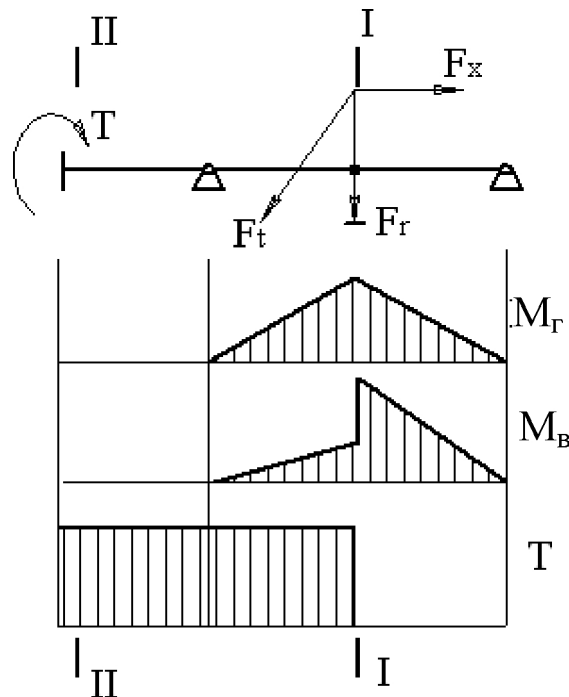


Рис.4.3. Эпюры моментов вала

В опасных сечениях устанавливаются напряжения изгиба σ_u и растяжения σ_p , а также касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$ и среза $\tau_{ср}$.

Определяются запасы статической прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_u + \sigma_p}; \quad S_{\tau T} = \frac{\tau_T}{\tau_{кр} + \tau_{ср}}.$$

Проверка статической прочности производится по условию:

$$S_T = \frac{S_{\sigma T} \cdot S_{\tau T}}{\sqrt{S_{\sigma T}^2 + S_{\tau T}^2}} \geq [S_T].$$

Допускаемое значение запаса статической прочности устанавливается требованиями эксплуатации и зависит от достоверности расчетных величин. Как правило, $[S_T] \geq 1,5$.

4.1.4. Проверка усталостной прочности вала

Проверку усталостной прочности производят по номинальным или, реже, по эквивалентным нагрузкам. Для расчетной схемы вала определяются реакции в опорах и строятся эпюры изгибающих M_z и M_y и крутящих T моментов, как показано на рис.4.3.

Опасными сечениями при проверке усталостной прочности будут:

- сечения с максимальными значениями изгибающих и крутящих моментов;
- сечения с минимальными размерами вала;
- сечения с максимальными значениями коэффициентов концентрации напряжений.

В опасных сечениях определяются напряжения изгиба σ_u и растяжения σ_p , а также касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$.

Принимаем: $\sigma_a = \sigma_u$ и $\sigma_m = \sigma_p$. При этом сжимающие напряжения не учитываются, т.е. $\sigma_m \geq 0$.

По опыту эксплуатации принимают $\tau_a = (0,3 \div 0,5) \tau_{кр}$ и $\tau_m = (0,7 \div 0,5) \tau_{кр}$ соответственно.

Определяются запасы усталостной прочности:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Здесь σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости по нормальным и касательным напряжениям; $K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений в данном сечении вала; ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений.

Проверка усталостной прочности выполняется по условию:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S].$$

Допускаемый запас усталостной прочности $[S] \geq 1,3$.

Если разрушение вала происходит вследствие резонансных колебаний, то запасы прочности определяются по амплитудным напряжениям с использованием диаграммы предельных напряжений, приведенной на рис.4.4.

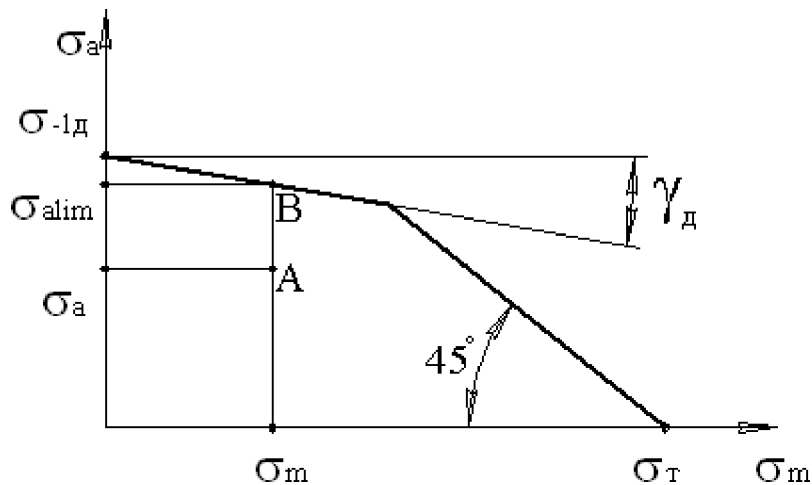


Рис.4.4. Диаграмма предельных напряжений при резонансных колебаниях

В этом случае напряженное состояние детали характеризуется точкой A , а предельное разрушающее напряжение – точкой B .

Значение предельного амплитудного напряжения определится по формуле:

$$\sigma_{alim} = \sigma_{-1D} - \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m.$$

Здесь $\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}$ и $\psi_{\sigma D} = \operatorname{tg} \gamma_D = \psi_{\sigma} / K_{\sigma D}$.

Запас усталостной прочности по амплитудным напряжениям определится отношением $S_{\sigma a} = \sigma_{alim} / \sigma_a$.

Подставляя выражение для σ_{alim} , после преобразований получим запас прочности по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma a} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a}.$$

Аналогично получим выражение для запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{\tau a} = \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \cdot \tau_m}{K_{\tau D} \cdot \tau_a}.$$

Условие усталостной прочности по амплитудным напряжениям будет иметь вид:

$$S_a = \frac{S_{\sigma a} \cdot S_{\tau a}}{\sqrt{S_{\sigma a}^2 + S_{\tau a}^2}} \geq [S_a] .$$

При этом рекомендуется принимать $[S_a] \geq 2,5$.

Как следует из приведенных зависимостей, для повышения усталостной прочности вала необходимо уменьшение величины коэффициента концентрации напряжений.

Все мероприятия по снижению значений коэффициентов концентрации напряжений можно разделить на конструкторские и технологические.

К конструкторским мероприятиям относятся:

- применение рациональных форм валов;
- уменьшение ступенек изменения диаметров;
- применение максимально возможных значений радиусов галтелей;
- замена шпоночных пазов на шлицы, создающие меньшие по величине концентраторы напряжений и др.

К технологическим мероприятиям относятся:

- повышение чистоты поверхности;
- введение термообработки;
- упрочнение поверхностно-пластическим деформированием, обкатка роликами или обдувка дробью.

4.2. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Опоры валов и осей – подшипники предназначены для поддержания вращающихся валов и осей.

Все типы подшипников подразделяются на две группы:

- подшипники скольжения, в которых между рабочими поверхностями имеет место трение скольжения;
- подшипники качения, между рабочими поверхностями которых имеет место преимущественно трение качения.

Обе группы подшипников имеют свои достоинства и недостатки. Рассмотрим основные из них.

Подшипники качения были изобретены в 19-м столетии с целью снижения потерь на трение в опорах. Это преимущество подшипников качения полностью реализовывалось при скоростях работы ма-

шин того времени. Однако, как видно из схемы на рис.4.5, с увеличением скоростей работы потери на трение скольжения могут снижаться.

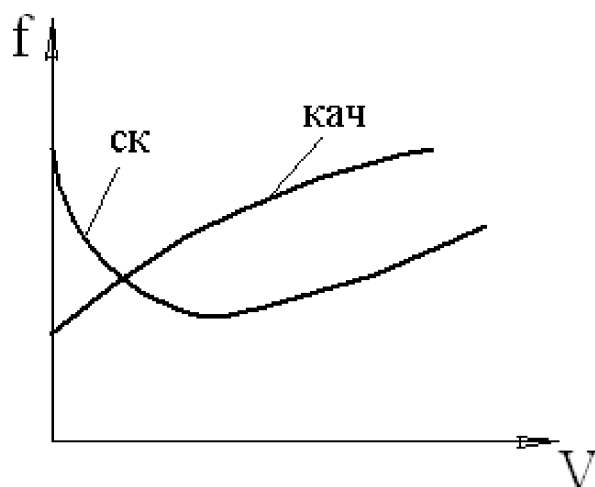


Рис.4.5. Схема изменения коэффициентов трения при увеличении скорости движения

Потери на трение качения только увеличиваются с ростом скорости движения. В этой связи при высоких скоростях возможно создание условий, при которых потери на трение в подшипниках скольжения будут меньше.

Как показано на рис.4.6, долговечность L_h подшипника качения резко уменьшается с увеличением нагрузки F_r . В то же время при обеспечении благоприятных условий смазывания долговечность подшипника скольжения практически не зависит от нагрузки.

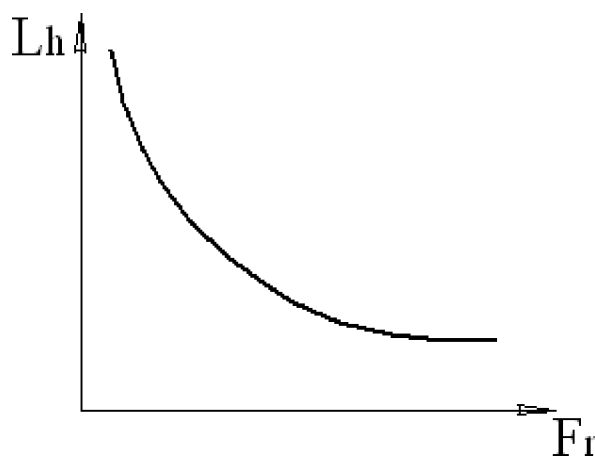


Рис.4.6. Зависимость долговечности подшипника качения от нагрузки

Вместе с тем, для реализации указанных преимуществ подшипникам скольжения требуется значительно большее количество смазки. Отсюда большие объемы масляных баков и большие мощности насосов, что крайне нежелательно для транспортных машин, особенно для авиационной техники. Подшипники качения могут работать некоторое время даже при отсутствии смазки.

Кроме того, подшипники скольжения более пожароопасны, так как в них при трении могут развиваться высокие температуры, приводящие к возгоранию смазки.

Подшипники качения плохо воспринимают динамические нагрузки и сами могут служить источником возникновения колебаний валов. Подшипники скольжения благодаря слою смазки могут демпфировать колебания валов.

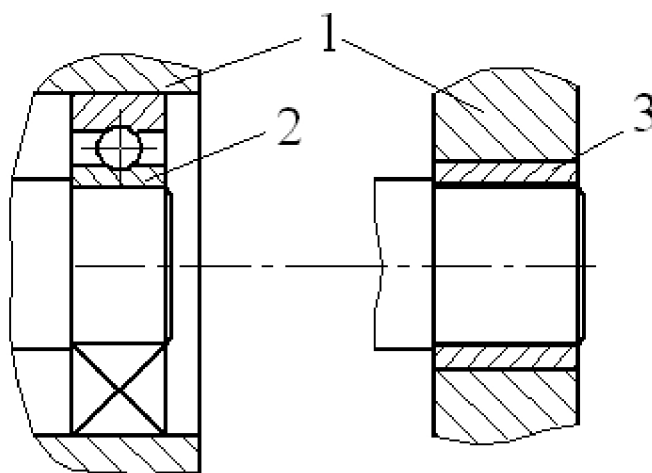


Рис.4.7. Схемы опор с подшипниками двух типов

Как показано на рис.4.7, подшипники качения 2 имеют большие радиальные габариты. В то же время вкладыш 3 подшипника скольжения может быть выполнен просто в виде антифрикционного покрытия отверстия корпуса 1.

Наконец, подшипники качения стандартизованы, выпускаются в массовом количестве и являются взаимозаменяемыми. Это важно в эксплуатации машин.

Попытка использовать все положительные свойства того и другого типа подшипника была сделана при создании комбинированного подшипника, схема которого приведена на рис.4.8.

Испытания такой опоры проводятся, но обеспечить ее надежную работу пока не удалось.

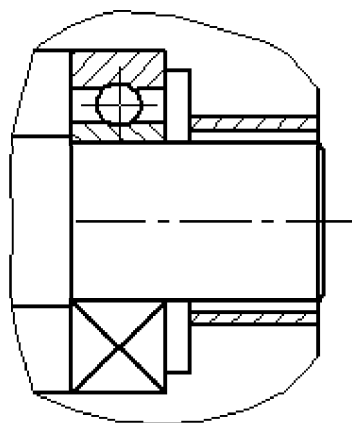


Рис.4.8. Схема комбинированной опоры

4.2.1. Подшипники качения

Благодаря указанным выше достоинствам подшипники качения находят широкое распространение в авиационной технике.

Все подшипники разделяются на две группы по форме тел качения:

- шариковые, у которых тела качения – шарики;
- роликовые, у которых тела качения – ролики.

Основными типами роликов в подшипниках являются:

- короткие цилиндрические ролики (рис.4.9, а);
- конические ролики (рис.4.9, б);
- длинные цилиндрические ролики, называемые иголками, (рис.4.9, в).

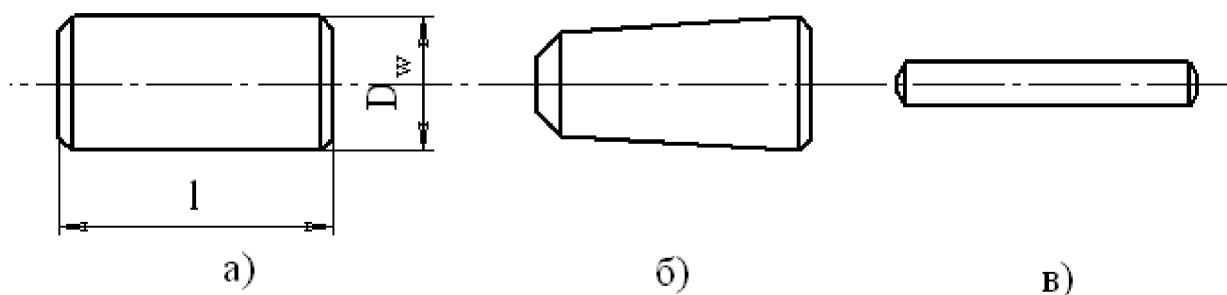


Рис.4.9. Основные типы роликов в подшипниках

Вторым признаком, по которому классифицируются подшипники, является характер воспринимаемых нагрузок.

Основными типами подшипников являются:

- радиальные – для восприятия только радиальных нагрузок (например, рис.4.10, а);

- радиально-упорные – для восприятия как радиальных, так и осевых нагрузок (например, рис.4.10, б);
- упорные – для восприятия только осевых нагрузок (например, рис.4.10, в).

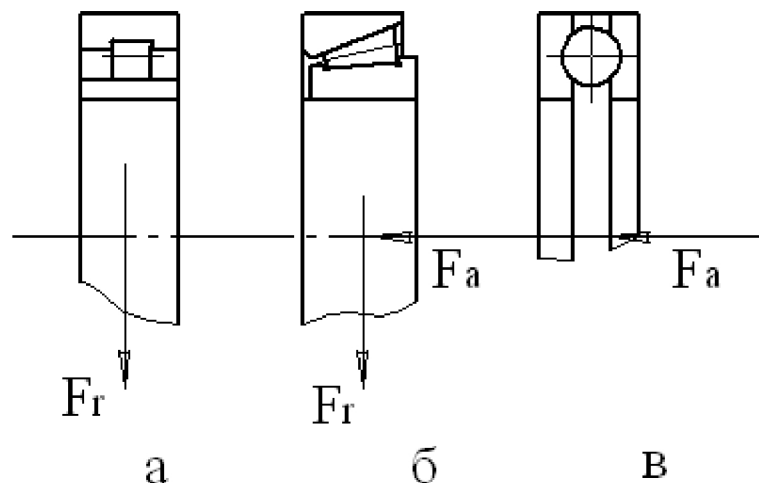


Рис.4.10. Основные типы подшипников

Тип подшипника обозначается цифрой.

Третьим признаком, по которому классифицируются подшипники, является размер «живого» сечения, как показано на рис.4.11.

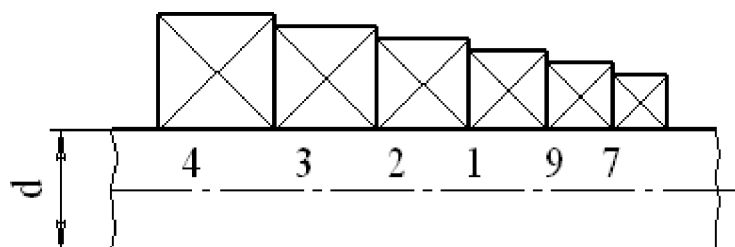


Рис.4.11. Серии подшипников

По размерам «живого» сечения подшипники разделяются на серии, которые обозначаются цифрами: 4 – тяжелая серия; 3 – средняя серия; 2 – легкая серия; 1 – особолегкая серия; 9 – сверхлегкая серия и др.

Условное обозначение подшипника включает в себя цифры и буквы, характеризующие его признаки. Например: подшипник 7206 – конический роликовый (цифра 7), легкой серии (цифра 2), с диаметром отверстия для установки на вал 30мм (цифры 06, умноженные на 5).

4.2.1.1. Напряжения и деформации в подшипниках качения

Для расчета напряжений в роликовом подшипнике можно использовать приведенную ранее формулу Герца:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q}{2 \cdot \rho_{np}}}.$$

Схема распределения напряжений в контакте ролика с внутренним кольцом подшипника приведена на рис.4.12. Здесь D_w и l_w - диаметр и рабочая длина ролика соответственно.

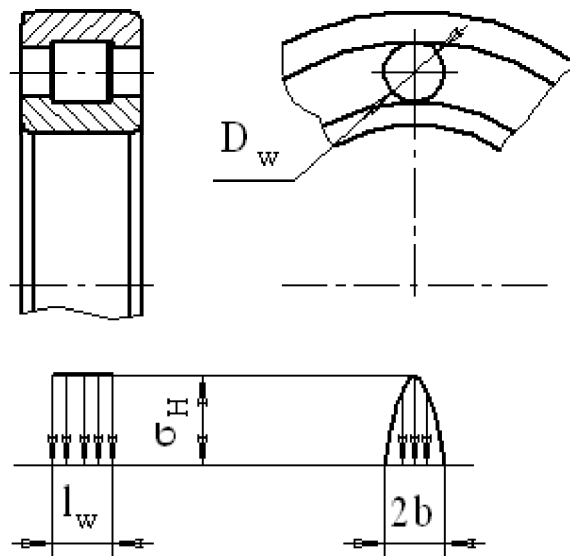


Рис.4.12. Схема распределения напряжений в роликовом подшипнике

Как известно, приведенный радиус кривизны в контакте определяется по формуле:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

В роликоподшипнике $\rho_1 = D_w / 2$. Кроме того, $\rho_2 = c_1 \cdot D_w$, где коэффициент c_1 зависит от серии подшипника. Тогда можно принять $\rho_{np} = c_2 \cdot D_w$. Наконец $q = F / l_w$. Окончательно можно принять

$$\sigma_H = c_p \sqrt{\frac{F}{D_w \cdot l_w}},$$

где константа c_p зависит от свойств подшипниковой стали и соотношений размеров в подшипнике.

Схема распределения напряжений в контакте шарика с внутренним кольцом подшипника приведена на рис.4.13. Здесь D_w – диаметр шарика. Преобразования, аналогичные изложенным выше, с учетом особенности распределения напряжений приводят к формуле:

$$\sigma_H = c_{ш} \sqrt[3]{\frac{F}{D_w^2}},$$

где константа $c_{ш}$ также зависит от свойств подшипниковой стали и соотношений размеров в шариковом подшипнике

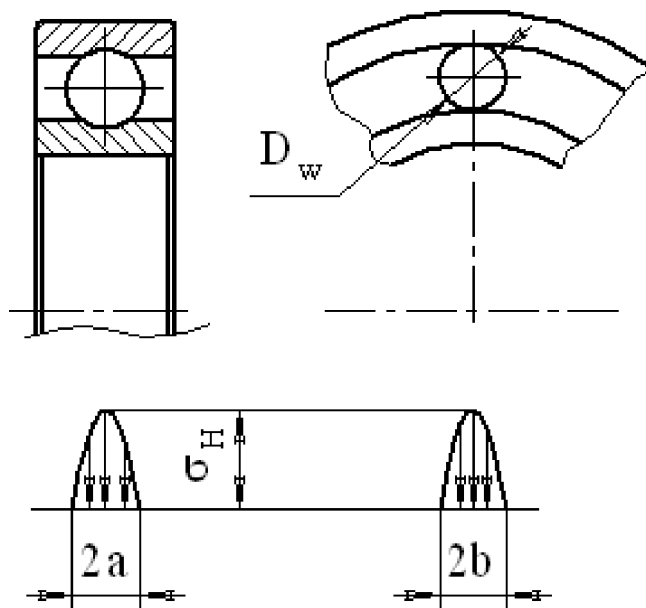


Рис.4.13. Схема распределения напряжений в шариковом подшипнике

Под деформацией в контакте тела качения с кольцом понимают сближение центров или сумму деформаций тела качения и кольца. Например, для контакта шарика с кольцом величина деформации может быть определена по формуле:

$$\frac{\delta}{D_w} = \lambda_{ш} \sqrt[3]{\left(\frac{F}{D_w^2}\right)^2},$$

где $\lambda_{ш}$ – константа, зависящая от свойств подшипниковой стали и соотношений размеров в подшипнике.

4.2.1.2. Распределение нагрузки между телами качения подшипника

Задача о распределении нагрузки по телам качения является статически неопределимой. Ее решение возможно только при некоторых допущениях с учетом совместности деформаций и перемещений деталей подшипника. Рассмотрим простейший случай – распределение нагрузки в радиальном шариковом подшипнике. Схема подшипника приведена на рис.4.14.

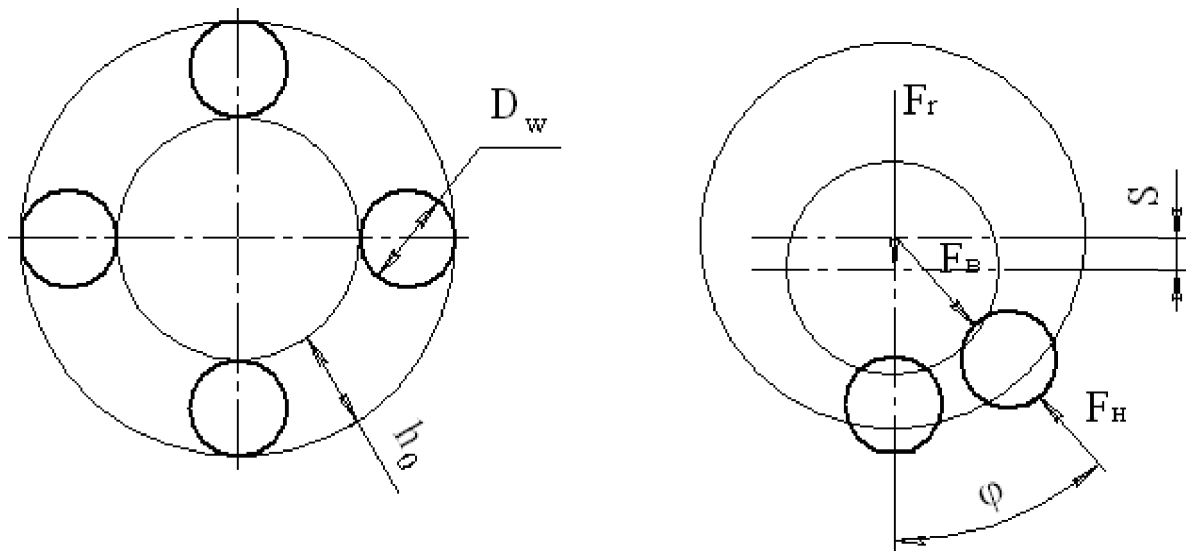


Рис.4.14. Схема деформаций и перемещений в радиальном шариковом подшипнике

Сделаем допущения:

- пренебрегаем силами трения;
- не учитываем разноразмерность шариков и отклонения от круглости колец подшипника;
- рассматриваем случай симметричного расположения тел качения.

Важной характеристикой подшипника является диаметральный зазор g . Тогда расстояние между беговыми дорожками колец будет равно $h_0 = D_w + g/2$, где D_w – диаметр шарика.

Под действием радиальной нагрузки F_r происходит смещение колец на величину S за счет выбора диаметрального зазора и деформаций в контактах шариков с кольцами. Величина S значительно меньше диаметров беговых дорожек колец. В этой связи расстояние

между беговыми дорожками в сечении с координатой φ можно определить по формуле:

$$h = h_0 - S \cdot \cos \varphi.$$

Тогда величины деформаций в контактах шарика с кольцами определяются из равенства:

$$\delta_{\text{в}} + \delta_{\text{н}} = D_{\text{ш}} - h.$$

Подставляя выражения для h и h_0 , получим:

$$\delta_{\text{в}} + \delta_{\text{н}} = S \cdot \cos \varphi - g / 2.$$

С другой стороны, как было показано ранее, величины деформаций в контактах определяются по формулам:

$$\delta_{\text{в}} = \lambda_{\text{в}} \cdot F_{\text{в}}^{2/3}; \delta_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}}^{2/3}.$$

Здесь $\delta_{\text{в}}, \delta_{\text{н}}$ – деформации в контактах; $\lambda_{\text{в}}, \lambda_{\text{н}}$ – коэффициенты податливости; $F_{\text{в}}, F_{\text{н}}$ – усилия в контактах шариков с внутренним и наружным кольцами соответственно.

При этом из условий равновесия шарика без учета сил трения получим:

$$F_{\text{н}} = F_{\text{в}} + F_{\text{ц}},$$

где $F_{\text{ц}}$ – центробежная сила шарика.

Условие равновесия внутреннего кольца подшипника имеет вид:

$$F_r = \sum_{i=1}^z (F_{\text{в}} \cdot \cos \varphi).$$

Здесь: F_r – радиальная нагрузка подшипника; z – число шариков в подшипнике.

Таким образом, получаем систему $z + 1$ – трансцендентных уравнений при $z + 1$ неизвестных: смещение S и z значений усилий $F_{\text{в}}$ в контактах шариков с внутренним кольцом. Решение полученной системы уравнений возможно только численными методами с использованием компьютерной техники.

Алгоритм решения:

- задаемся смещением $S \geq g / 2$;
- для всех шариков вычисляем значение φ и h ;

– если $h \geq D_w$, принимаем $F_\theta = 0$, иначе определяем значение F_θ из решения уравнения

$$\lambda_\theta \cdot F_\theta^{2/3} + \lambda_H \cdot (F_\theta + F_u)^{2/3} = S \cdot \cos \varphi - g/2;$$

– проверяем условие равновесия внутреннего кольца;
– если условие равновесия выполняется с заданной точностью, расчет закончен, иначе уточняем значение смещения и расчет повторяется.

Результаты расчета можно представить графически, как показано на рис.4.15.

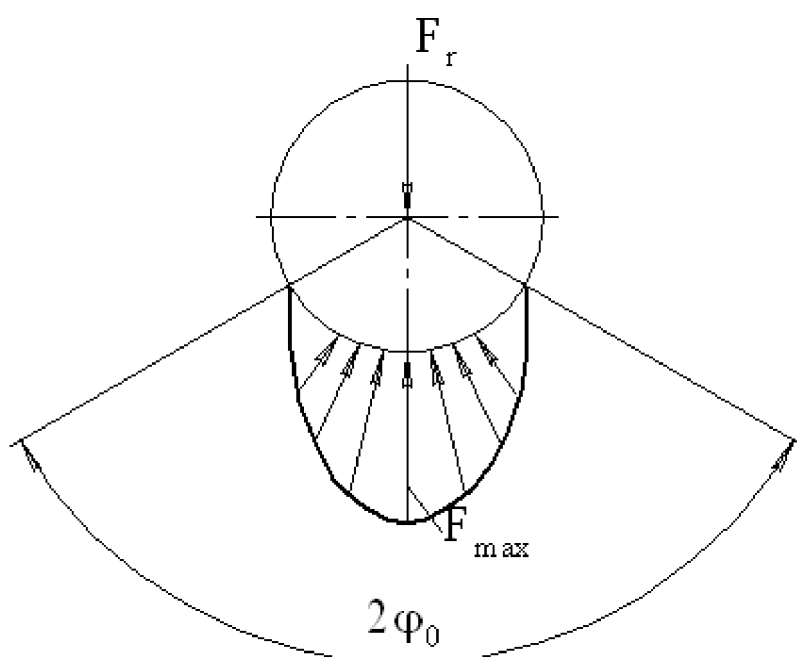


Рис.4.15.Распределение нагрузки по телам качения

Область $2\varphi_0$ получила название зоны нагруженных тел качения. Ее величина зависит от диаметрального зазора, нагрузки, числа тел качения, центробежных сил и коэффициентов податливости контактов.

При расчетах подшипников большое значение имеет величина максимальной нагрузки $F_{\max}$ в контакте шарика с кольцом. В практических расчетах ее величину определяют по формуле:

$$F_{\max} = \frac{K \cdot F_r}{z}.$$

Зависимость коэффициента K от диаметрального зазора приведена на рис.4.16.

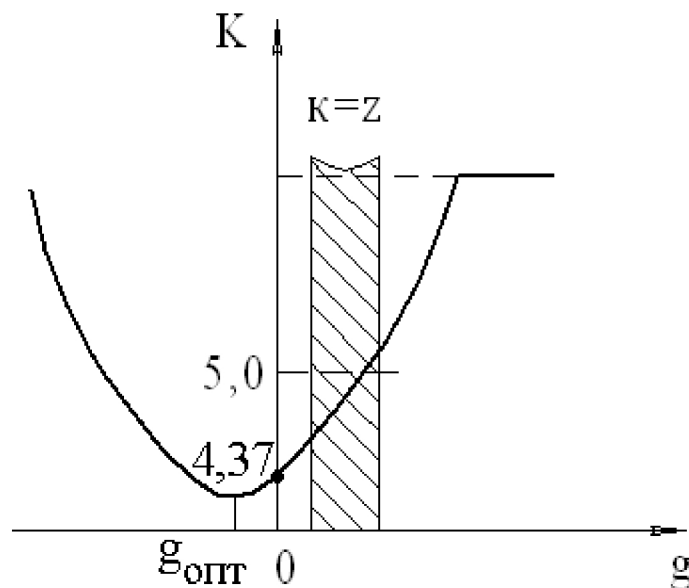


Рис.4.16. Зависимость коэффициента K от диаметрального зазора

Установлено, что коэффициент K и соответственно $F_{\max}$ принимают минимальные значения при $g < 0$, т.е. когда в подшипнике создается натяг по телам качения вместо зазора. Такое условие может возникнуть при сборке подшипниковых колец с натягом или расширении внутреннего кольца вследствие нагрева в процессе работы. Однако при дальнейшем увеличении натяга происходит резкое увеличение усилия $F_{\max}$ и снижение работоспособности подшипника. В этой связи на практике величину диаметрального зазора показанную на рис.4.16 заштрихованной назначают в области небольших зазоров. Для этой области принимают средние значения: $K = 5,0$ – для шариковых подшипников и $K = 4,6$ – для роликовых подшипников.

Значение усилия $F_{\max}$ при нагружении как радиальной, так и осевой нагрузками определяют по формулам, приведенным в справочниках. В ответственных случаях и при возникновении дефектов в работе подшипника распределение нагрузки необходимо определять с использованием вычислительной техники по алгоритмам, подобным приведенным выше.

4.2.1.3. Потери на трение в подшипниках качения

Потери на трение в подшипниках качения невелики и не превышают 1% от передаваемой валом мощности. Однако в ряде случаев

тепловыделение от трения может вызвать значительное повышение температуры подшипникового узла.

Общие потери на трение в подшипнике можно представить в виде суммы:

$$\Pi = \Pi_k + \Pi_{cen} + \Pi_{cm} + \Pi_{yn}.$$

Здесь:

- Π_k – потери на трение в контактах тел качения с кольцами;
- Π_{cen} – потери на трение, связанные с взаимодействием сепаратора подшипника с телами качения и кольцами;
- Π_{cm} – потери на трение, связанные с перемешиванием воздушно – масляной среды комплектом тел качения с сепаратором;
- Π_{yn} – потери на трение в уплотнениях подшипникового узла.

Все представленные составляющие в определенной степени взаимосвязаны и имеют сложную природу. В этой связи оценка потерь на трение на практике производится по эмпирическим зависимостям. Так, момент трения в подшипнике принято определять в виде суммы:

$$T = T_F + T_0.$$

Здесь T_F - момент трения, зависящий от нагрузки и включающий потери Π_k и Π_{cen} ; T_0 - момент трения, не зависящий от нагрузки и включающий потери Π_{cm} и Π_{yn} .

Смазка в подшипниках качения выполняет двойную функцию: уменьшение потерь на трение в контактах Π_k ; теплоотвод из подшипникового узла. Вместе с тем увеличение расхода смазки приводит к увеличению потерь на перемешивание Π_{cm} .

Зависимость температуры подшипникового узла от расхода смазки приведена на рис.4.17. Видно наличие оптимального значения расхода смазки.

Оптимальное значение расхода смазки зависит от характеристик подшипника, нагрузки и скорости вращения и устанавливается экспериментально.

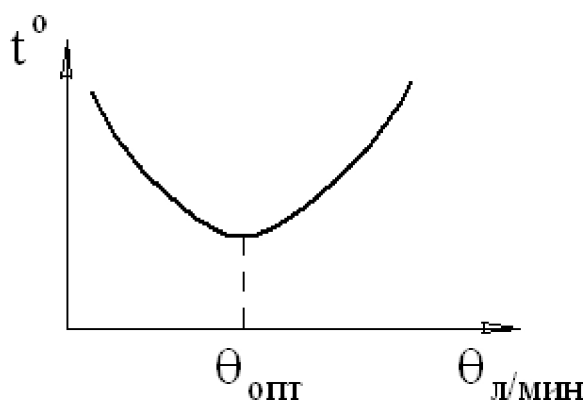


Рис.4.17. Зависимость температуры подшипника от расхода смазки

4.2.1.4. Кинематика подшипников качения

Тела качения в подшипниках совершают сложное движение:

- переносное вращение относительно оси вращения подшипника;
- относительное вращение вокруг собственной оси вращения тела качения.

При этом собственная ось вращения шариков в подшипниках может изменять свое положение с изменением нагрузки и положения тела качения.

Рассмотрим простейший случай – кинематику радиального шарикового подшипника при вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах.

С точки зрения кинематики подшипник качения представляет собой планетарный механизм, в котором движение осуществляется силами трения. Схемы основных сил, действующих на тело качения, приведены на рис.4.18.

В нагруженной зоне (рис.4.18,а) движение шарика осуществляется силой трения $F_{f\theta}$ в контакте с внутренним кольцом, зависящей от нормального усилия F_{θ} . Сила трения F_{fH} и сила F_S взаимодействия шарика с сепаратором оказывают сопротивление движению шарика.

В ненагруженной зоне (рис.4.18,б) движение шарика осуществляется по инерции, а также под действием толкающего усилия F_S со стороны сепаратора.

Таким образом, движение комплекта тел качения осуществляется только силами трения в контактах тел качения с внутренним кольцом

в зоне нагружения. При недостаточной величине сил трения в зоне нагружения возможно проскальзывание комплекта тел качения относительно кольца.

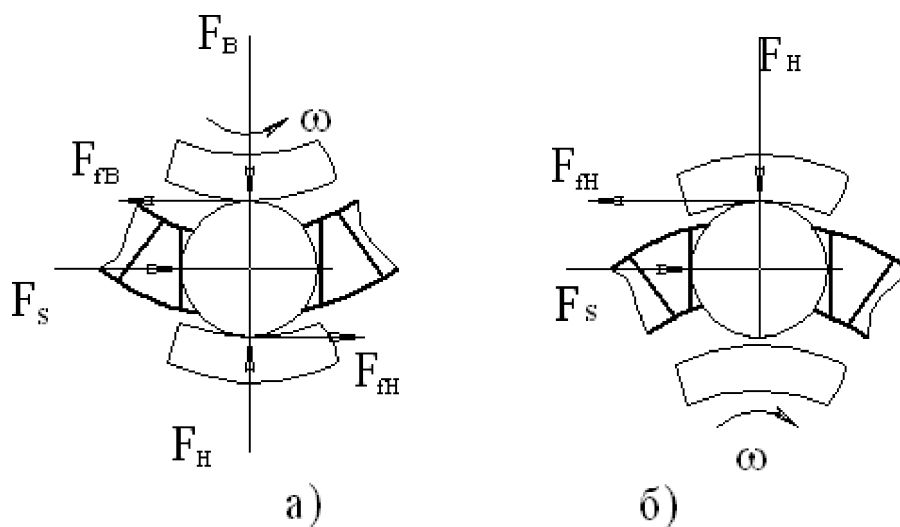


Рис.4.18. Схемы сил, действующих на тела качения

При отсутствии проскальзывания план скоростей деталей радиального подшипника будет иметь вид, представленный на рис.4.19. На рисунке: D_w – диаметр шарика, d_m – средний диаметр подшипника, ω – угловая скорость вращения внутреннего кольца.

Скорость поверхности внутреннего кольца в контакте с шариком будет равна:

$$V = \frac{(d_m - D_w)\omega}{2} = \frac{d_m\omega}{2}(1 - \gamma).$$

Здесь $\gamma = D_w / d_m$.

Величина отношения γ зависит от серии подшипника.

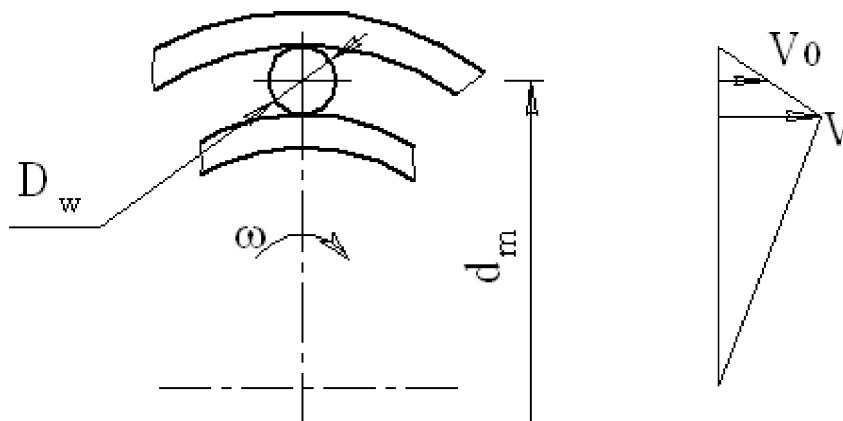


Рис.4.19. План скоростей в радиальном подшипнике качения

При отсутствии проскальзывания скорость центра шарика будет равна

$$V_0 = V / 2.$$

С другой стороны можно получить

$$V_0 = \frac{d_m \cdot \omega_0}{2},$$

где ω_0 – угловая скорость вращения шарика в переносном движении, называемая на практике скоростью вращения сепаратора.

С использованием полученных выражений найдем:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{2}(1 - \gamma).$$

4.2.1.5. Виды разрушений и критерии работоспособности подшипников качения

Основным видом разрушения подшипников качения является выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения вследствие воздействия переменных контактных напряжений.

При значительных перегрузках возможно пластическое деформирование рабочих поверхностей колец, приводящее к возникновению вибраций в работе подшипника.

При неудовлетворительных условиях смазывания, наличии загрязнений в смазке и повышенном проскальзывании комплекта тел качения возникает изнашивание рабочих поверхностей колец и тел качения, приводящее к увеличению диаметрального зазора и нагрузки на тела качения.

При ударной нагрузке возможно скалывание направляющих бортиков колец и даже раскалывание тел качения.

Опасным видом разрушения является разрушение сепаратора. Схема сил F_{si} , нагружающих сепаратор, приведена на рис.4.20.

Результирующая F_{s0} всех сил F_{si} взаимодействия тел качения с сепаратором вызывает прижатие сепаратора к наружному или внутреннему кольцу. Кроме того, сила F_{s0} вызывает изгиб сепаратора, как кольца. Под действием переменных напряжений изгиба может произойти поломка сепаратора или его элементов.

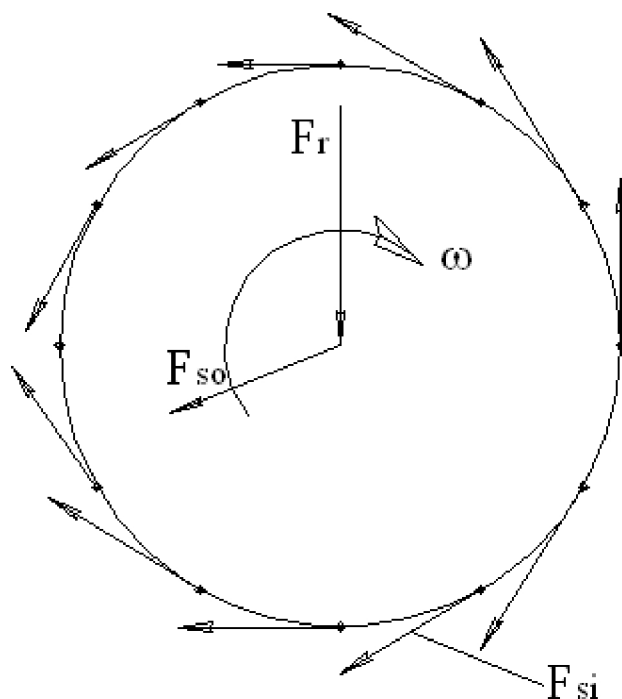


Рис.4.20. Схема сил, нагружающих сепаратор

Наиболее распространенным видом разрушения сепаратора является изнашивание в местах контакта с телами качения и вследствие прижатия сепаратора к одному из колец подшипника.

Таким образом, критериями работоспособности подшипников качения являются контактная прочность, износостойкость и прочность сепаратора.

Проблемы износостойкости и прочности сепаратора решаются в настоящее время преимущественно экспериментально. В этой связи критериями работоспособности подшипников качения на практике принята контактная прочность рабочих поверхностей - статическая и усталостная.

4.2.1.6. Проверка статической грузоподъемности подшипников качения

Шведским исследователем Пальмгренем экспериментально установлено, что ощутимо влияют на работоспособность подшипников пластические деформации, превышающие 1мкм на 1см диаметра тела качения. Таким образом, проверка статической грузоподъемности проводится с целью ограничения нагрузок, вызывающих недопустимо большие пластические деформации.

Рассмотрим расчет радиального шарикового подшипника. Воспользуемся приведенной ранее формулой и указанными выше ограничениями:

$$\frac{\delta}{D_w} = \lambda \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{F}{D_w^2}\right)^2} \leq 10^{-4}.$$

Проверку выполним для максимально нагруженного шарика. Тогда

$$F = F_{\max} = \frac{5 \cdot F_r}{z}.$$

Отсюда получим

$$\lambda \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5 \cdot F_r}{z \cdot D_w^2}\right)^2} \leq 10^{-4}.$$

Условие статической грузоподъемности приведем к виду:

$$F_r \leq \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{10^{-4}}{\lambda}\right)^{3/2} \cdot z \cdot D_w^2.$$

После преобразования константы получим:

$$F_r \leq \xi \cdot z \cdot D_w^2.$$

Обозначим $C_0 = \xi \cdot z \cdot D_w^2$. Величина C_0 имеет размерность нагрузки и получила название статической грузоподъемности подшипника.

Статической грузоподъемностью подшипника называется такая радиальная нагрузка, при превышении которой в подшипнике возникают остаточные деформации, ощутимо влияющие на его работоспособность.

Значения C_0 для стандартных подшипников всех типов и размеров приводятся в справочниках.

Для подшипника любого типа, нагруженного как радиальной, так и осевой нагрузкой, проверка статической грузоподъемности выполняется по формуле:

$$P_0 \leq C_0.$$

Здесь P_0 – приведенная статическая нагрузка.

Приведенной статической нагрузкой называется такая радиальная нагрузка, при действии которой максимальные деформации в подшипнике будут такими же, как и при реальных условиях нагружения.

Для стандартных подшипников приведенная статическая нагрузка определяется по формулам:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad \text{при условии} \quad P_0 \geq F_r.$$

Здесь F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки на подшипник, X_0, Y_0 – коэффициенты приведения статической нагрузки.

Значения X_0 и Y_0 приводятся в справочниках для всех типов подшипников качения.

В наиболее ответственных случаях проверку статической грузоподъемности следует проводить с использованием специальных компьютерных программ.

4.2.1.7. Расчет долговечности подшипников качения

Долговечность подшипников качения определяется контактной выносливостью рабочих поверхностей колец и тел качения.

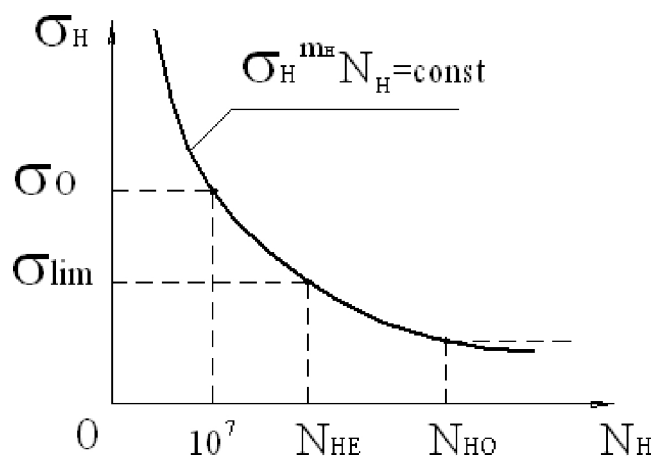


Рис.4.21. Кривая выносливости для подшипниковых сталей

Шведским ученым Пальмгренем кривая контактной выносливости для подшипниковых сталей предложена асимптотически приближающейся к оси абсцисс, как показано на рис. 4.21 (сплошная

линия). Переходом кривой выносливости в горизонтальный участок (штриховая линия), как для всех сталей, пренебрегают.

Показатель степени кривой выносливости принимают равным:

- $m_H = 9$ – для шариковых подшипников;
- $m_H = 20/3$ – для роликовых подшипников.

В связи с отсутствием у кривой выносливости базового числа циклов N_{H0} перемены контактных напряжений в качестве характеристики подшипниковой стали принято разрушающее напряжение σ_0 при числе циклов перемены напряжений $N_H = 10^7$.

Рассмотрим расчет долговечности радиального шарикового подшипника с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным.

При заданной длительности работы t_h число циклов перемены контактных напряжений определится как в планетарной передаче по формуле:

$$N_{HE} = 60 \cdot n^h \cdot z \cdot t_h \cdot K_{HE}.$$

Здесь n^h – частота вращения внутреннего кольца относительно комплекта тел качения; z – число шариков; K_{HE} – коэффициент эквивалентности, учитывающий переменный характер нагружения подшипника.

Введем обозначение $L_h = t_h \cdot K_{HE}$.

Частота вращения n^h по аналогии с планетарной передачей определится по формуле:

- для наружного кольца $n^h = n_0 = \frac{n}{2} \cdot (1 - \gamma)$;
- для внутреннего кольца $n^h = n - n_0 = \frac{n}{2} \cdot (1 + \gamma)$.

Определим долговечность внутреннего кольца. С использованием кривой контактной выносливости составим уравнение

$$\sigma_E^9 \cdot N_{HE} = \sigma_0^9 \cdot 10^7.$$

Здесь σ_E – эквивалентное значение контактного напряжения, зависящее от распределения нагрузок между телами качения, приведенное на рис.4.22.

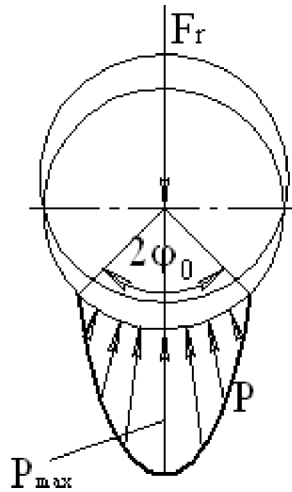


Рис.4.22. Распределение нагрузки по телам качения

При прохождении зоны нагружения $2\varphi_0$ поверхность кольца испытывает случайные значения напряжений σ_i , как показано на рис.4.23. Здесь t_1 - период одного оборота внутреннего кольца. Максимальное значение напряжений $\sigma_{\max}$ будет при максимальном усилии в контакте $F_{\max}$ и может быть определено по ранее приведенной формуле:

$$\sigma_{\max} = c_w \sqrt[3]{\frac{F_{\max}}{D_w^2}} = c_w \sqrt[3]{\frac{5 \cdot F_r}{z \cdot D_w^2}}.$$

Случайные значения напряжений σ_i равновероятны и могут быть описаны показанной на рисунке кривой, определяемой распределением нагрузки. В этой связи эквивалентное значение напряжений рекомендуется определять по формуле

$$\sigma_E = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z \sigma_i^9} = \sigma_{\max} \sqrt[9]{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^9} = \sigma_{\max} \cdot k_{\sigma E}.$$

С учетом выражения для $\sigma_{\max}$ получим:

$$\sigma_E = k_{\sigma E} \cdot c_w \sqrt[3]{\frac{5 \cdot F_r}{z \cdot D_w^2}}.$$

Подставляя выражения для σ_E и N_{HE} в уравнение кривой выносливости, получим:

$$(k_{\sigma E} \cdot c_{uu})^9 \left(\frac{5 \cdot F_r}{z \cdot D_w^2} \right)^3 60 \cdot \frac{n}{2} (1 - \gamma) \cdot z \cdot L_h = \sigma_0^9 \cdot 10^7.$$

Обозначим:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_\epsilon}{60 \cdot n},$$

где L_ϵ – долговечность внутреннего кольца подшипника в миллионах оборотов.

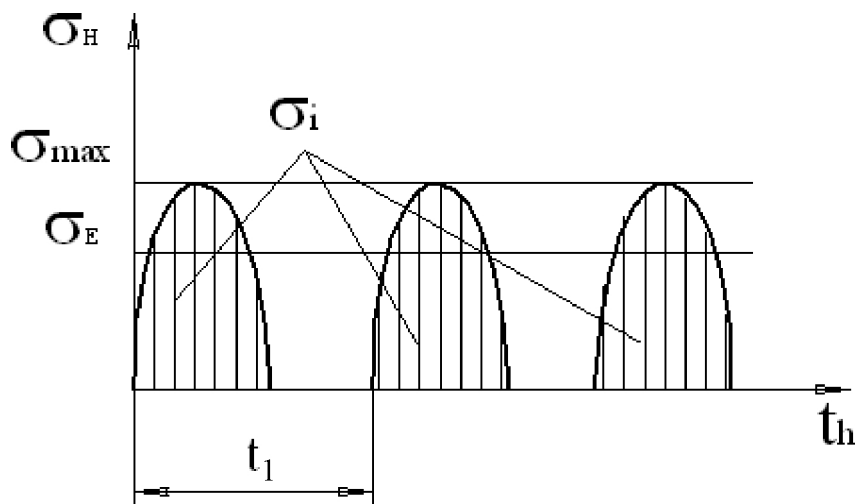


Рис.4.23. Циклы изменения напряжений вращающегося кольца подшипника

После подстановки и сокращений получим:

$$(k_{\sigma E} \cdot c_{uu})^9 \left(\frac{5 \cdot F_r}{z \cdot D_w^2} \right)^3 (1 - \gamma) \cdot z \cdot L_\epsilon = 20 \cdot \sigma_0^9.$$

Объединим все константы и обозначим:

$$\frac{20}{(1 - \gamma) \cdot z} \left(\frac{\sigma_0}{k_{\sigma E} \cdot c_{uu}} \right)^9 \left(\frac{z \cdot D_w^2}{5} \right)^3 = C_\epsilon^3.$$

Тогда получим:

$$L_\epsilon = \left(\frac{C_\epsilon}{F_r} \right)^3.$$

Подобным образом можно получить формулу для расчета долговечности наружного кольца:

$$L_n = \left(\frac{C_n}{F_r} \right)^3.$$

С учетом вероятности разрушения внутреннего и наружного колец получим формулу для расчета долговечности подшипника в целом:

$$L = \left(\frac{C}{F_r} \right)^3.$$

Здесь L – долговечность подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца; константа C – имеет размерность нагрузки, и получила название динамической грузоподъемности подшипника.

Динамической грузоподъемностью подшипника называется такая радиальная нагрузка, при которой долговечность подшипника с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным будет равна одному миллиону оборотов вращающегося кольца.

Значения C для стандартных подшипников всех типов и размеров приводятся в справочниках.

Для подшипников любых типов, нагруженных как радиальной, так и осевой нагрузками, долговечность можно определить по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m \quad \text{и} \quad L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}.$$

Здесь P – приведенная динамическая нагрузка; m – показатель степени, который принимает значения:

$m = 3$ – для шариковых подшипников;

$m = 3,33$ – для роликовых подшипников.

Приведенной динамической нагрузкой называется такая радиальная нагрузка, при которой подшипник с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами будет иметь такую же долговечность, как при реальных нагрузках и условиях вращения.

Для стандартных подшипников качения приведенную динамическую нагрузку принято определять по формулам:

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\beta \cdot K_T \quad \text{при условии} \quad P \geq V \cdot F_r \cdot K_\beta \cdot K_T.$$

Здесь V – кинематический коэффициент; X, Y – коэффициенты приведения динамической нагрузки; F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки на подшипник; K_b – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

Кинематический коэффициент V учитывает, какое из колец вращается. Он принимает значения:

$V = 1$ – при вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах (подшипники валов);

$V = 1,2$ – при вращающемся наружном и неподвижном внутреннем кольцах (подшипники неподвижных осей сателлитных шестерен планетарных передач и колес шасси самолета).

Коэффициент безопасности $K_b \geq 1$ учитывает влияние динамических и ударных нагрузок. Его значения для машин различного типа устанавливаются на основе опыта эксплуатации и приводятся в справочниках. Вместе с тем, при выборе коэффициента K_b следует учитывать опыт конкретного предприятия.

Температурный коэффициент $K_T \geq 1$ учитывает влияние рабочей температуры подшипника. Его значение зависит также от материала, из которого изготовлен подшипник. Для подшипников из стали ШХ-15 при $t \leq 125^\circ\text{C}$ принимают $K_T = 1$. Подшипники, предназначенные для работы при повышенных температурах, должны иметь специальную маркировку $T, T1, T2$ и т.д. Они имеют повышенную температуру отпуска при термообработке и, следовательно, пониженную твердость рабочих поверхностей, динамическую грузоподъемность. Для них $K_T > 1$, но при повышенных температурах не происходит отпуска материала и коробления колец подшипника. Применение таких подшипников при обычных температурах нецелесообразно из-за их пониженной грузоподъемности.

Для подшипников из специальной теплостойкой стали (например, ЭИ-347), применяемых в опорах газотурбинных двигателей, принимают $K_T = 1$ при температурах $t \leq 300^\circ\text{C}$.

Значения коэффициентов приведения X и Y для стандартных типов подшипников приводятся в справочниках. Вместе с тем, в ответственных случаях расчет долговечности следует проводить с использованием специальных компьютерных программ.

4.2.1.8. Определение расчетной осевой нагрузки для радиально-упорных подшипников

Как правило, радиально-упорные подшипники с целью фиксации осевого положения вала устанавливаются на вал по два. При этом используются две схемы установки подшипников: «в распор», или схема X , и «в растяжку», или схема O .

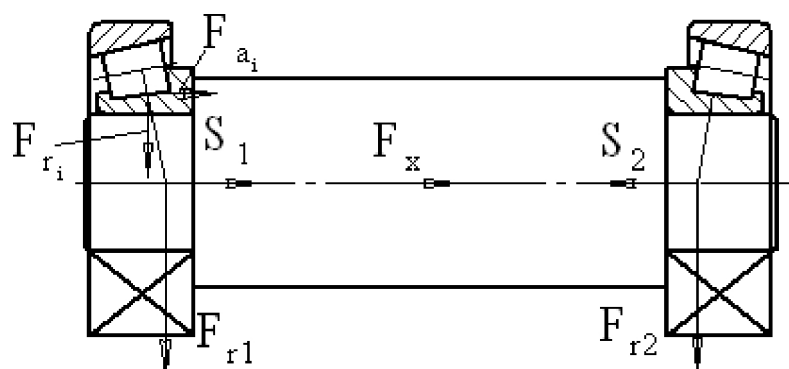


Рис.4.24. Схема осевых сил на радиально-упорные подшипники

На рис.4.24 показана схема сил, действующих на радиально-упорные подшипники, установленные «в распор». Здесь F_{r1} и F_{r2} – радиальные нагрузки подшипников, а F_x – внешняя осевая нагрузка на вал от установленных деталей (конические шестерни, осевые турбины, несущие винты вертолетов и т.п.).

Как показано на рисунке, при радиальном нагружении усилие в контакте тела качения с кольцом раскладывается на радиальную F_{ri} и осевую F_{ai} составляющие. При этом сумма проекций радиальных составляющих будет равна радиальной нагрузке на подшипник, а сумма осевых составляющих даст усилие S . Это усилие получило название осевой составляющей от радиальной нагрузки. Для стандартных подшипников величину осевой составляющей определяют по формулам:

$S = e \cdot F_r$ – для шариковых подшипников;

$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r$ – для конических роликовых подшипников.

Значения коэффициента e приводятся в справочниках для всех типов подшипников.

Таким образом, на каждый из подшипников действуют внешняя осевая сила и осевая составляющая от второго подшипника с учетом

знака их направления. Положительный знак принимает усилие, направленное против направления осевой составляющей рассматриваемого подшипника. В этой связи расчетные значения осевых нагрузок на подшипники для схемы, приведенной на рис.4.24, могут быть определены по формулам:

для 1-го подшипника $F_{a1} = S_2 - F_x$ при условии $F_{a1} \geq S_1$;

для 2-го подшипника $F_{a2} = S_1 + F_x$ при условии $F_{a2} \geq S_2$.

В наиболее ответственных случаях осевые нагрузки на подшипники необходимо определять с учетом совместности перемещений и деформаций подшипников по специальным компьютерным программам.

4.2.1.9. Расчет подшипников качения при повышенных требованиях к надежности

Долговечность подшипника качения является случайной величиной. Разброс долговечности подшипников высокого класса точности может достигать 10-кратного.

В этой связи вводится понятие номинальной долговечности подшипников.

Номинальной долговечностью подшипника называется долговечность, которую в одинаковых условиях нагружения будут иметь не менее 90% подшипников данного типа и размера.

Номинальная долговечность определяется по полученной ранее формуле

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m.$$

Как известно, повышение вероятности безотказной работы обеспечивается увеличением запасов прочности. Для подшипников качения это достигается увеличением запаса долговечности.

На рис.4.25 приведена зависимость запаса расчетной долговечности L/L_p от требуемой вероятности безотказной работы $P(t)$. Опытом установлено, что для принятой в авиации вероятности безотказной работы $P(t) = 0,98$ запас долговечности должен быть около 3,5.

Вместе с тем, при расчетах подшипников с повышенными требованиями к надежности необходим более точный учет условий эксплуатации. На практике учет условий эксплуатации принято производить введением поправочных коэффициентов.

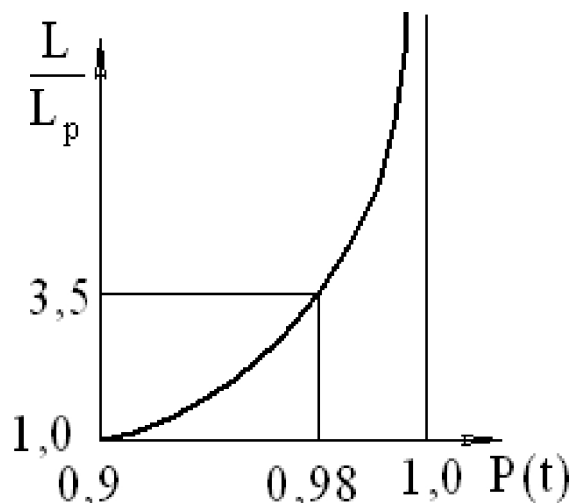


Рис.4.25. Зависимость запаса расчетной долговечности L / L_p от требуемой вероятности безотказной работы $P(t)$

Международным стандартом расчет долговечности L_p при требуемой вероятности $P(t)$ безотказной работы принято выполнять по формуле:

$$L_p = L \cdot a_1 \cdot a_{23}.$$

Здесь $a_1 \leq 1$ – коэффициент, учитывающий требуемую вероятность безотказной работы; a_{23} – коэффициент, учитывающий качество металла и условия смазывания подшипника.

Коэффициент a_{23} может принимать значения и больше, и меньше единицы.

Значения a_1 и a_{23} устанавливаются экспериментально и приводятся в справочниках.

В ответственных случаях расчет долговечности с учетом условий эксплуатации (условия смазывания, центробежные силы, перекосы и т.п.) необходимо выполнять с использованием специальных компьютерных программ.

4.2.2. Подшипники скольжения

В настоящее время более 50% всех машин используют в опорах подшипники скольжения. Это объясняется их приведенными ранее достоинствами, среди которых в первую очередь меньшие радиальные размеры, возможность демпфирования колебаний смазочным слоем и практически бесконечная долговечность при обеспечении полностью жидкостного режима трения в подшипнике.

Основные типы подшипников скольжения приведены на рис.4.26.

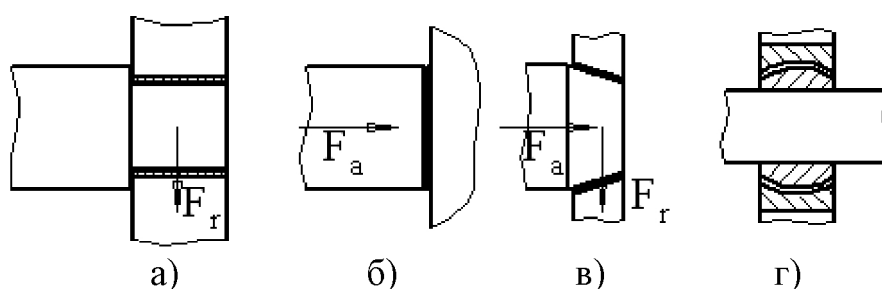


Рис.4.26. Основные типы подшипников скольжения

По характеру воспринимаемых нагрузок подшипники разделяются на типы:

- радиальные (рис.4.26, а), воспринимающие только радиальные нагрузки;
- упорные (рис.4.26, б), воспринимающие только осевые нагрузки;
- радиально-упорные (рис.4.26, в), воспринимающие и радиальные, и осевые нагрузки.

Особую группу составляют шарнирные подшипники (рис.4.26, г), выпускаемые серийно и используемые в механизмах управления летательными аппаратами.

Материал вкладыша подшипника скольжения должен составлять с материалом вала антифрикционную пару. Так как валы стальные, то лучшими материалами для вкладышей являются сплавы на основе меди. Среди них широкое распространение получил литейный сплав – баббит. В некоторых случаях используются антифрикционные чугуны.

В настоящее время все большее применение находят различные полимерные материалы.

При смазке водой в некоторых случаях используются резиновые вкладыши, а при смазке морской водой – вкладыши из специальных пород дерева.

Учеными нашего университета разработаны и внедрены эластичные металлополимерные вкладыши, конструкция которых показана на рис.4.27.

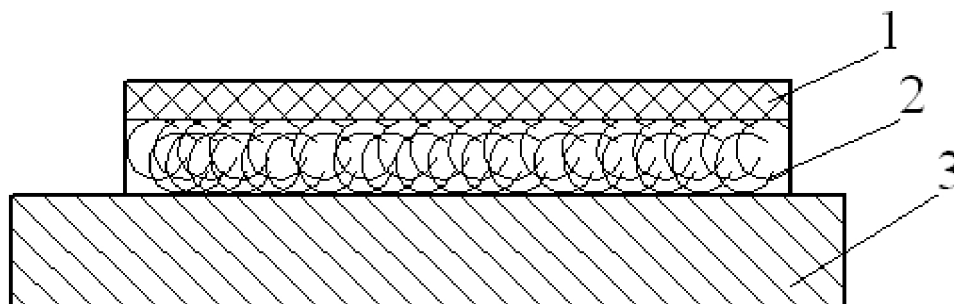


Рис.4.27. Конструкция эластичного металлополимерного вкладыша

В качестве антифрикционного покрытия в таком подшипнике используется фторопласт 1. Благодаря наличию упругой подушки 2 из проволочных спиралей, закрепленной на основании 3, такой вкладыш обеспечивает более равномерное распределение нагрузки при перекосах валов.

4.2.2.1. Элементы геометрии подшипника скольжения

Рассмотрим только радиальный подшипник скольжения, основные размеры которого показаны на рис.4.28.

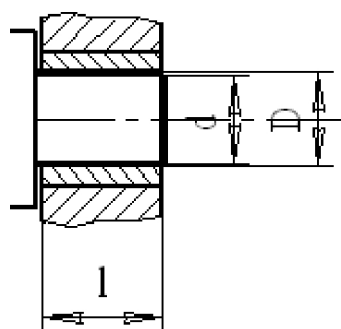


Рис.4.28. Схема радиального подшипника скольжения

Номинальными размерами подшипника являются диаметр d вала в месте установки подшипника и его длина l . Вводится понятие – относительная длина подшипника, определяемая по формуле

$\lambda = l/d$. В зависимости от условий эксплуатации принимают $\lambda = 0,3 \div 2,0$.

Важной эксплуатационной характеристикой подшипника является диаметральный зазор, определяемый как разность $g = D - d$, где D - диаметр расточки вкладыша подшипника.

Вводится понятие – относительный диаметральный зазор, определяемый отношением $\psi = g/d$. На основе опыта эксплуатации принимают $\psi \sim 10^{-3}$.

4.2.2.2. Виды разрушений и критерии работоспособности подшипников скольжения

Основным видом разрушения подшипников скольжения является изнашивание рабочих поверхностей.

Кроме того, возможно возникновение пластического деформирования материала вкладыша. При динамическом нагружении возможно усталостное выкрашивание поверхности.

В подшипниках жидкостного трения возможна безызносная работа при полном разделении поверхностей трения смазочным материалом. В то же время при определенных условиях в подшипнике возможно возникновение автоколебаний. Это явление устраняется подбором диаметрального зазора.

При трении в подшипниках выделяется значительное количество тепла. В этой связи возможен перегрев и подплавление материала вкладыша.

Таким образом, критериями работоспособности подшипников скольжения являются износостойкость, теплостойкость и прочность материала вкладыша.

4.2.2.3. Расчет подшипников скольжения сухого и полужидкостного трения

Основным критерием работоспособности таких подшипников является износостойкость. При этом для тихоходных подшипников проверку износостойкости принято выполнять по условию $p \leq [p]$. Допускаемое по износостойкости давление $[p]$ зависит от материала вкладыша и определяется опытным путем.

Распределение давлений в подшипнике скольжения приведено на рис.4.29. При этом пренебрегаем силами трения.

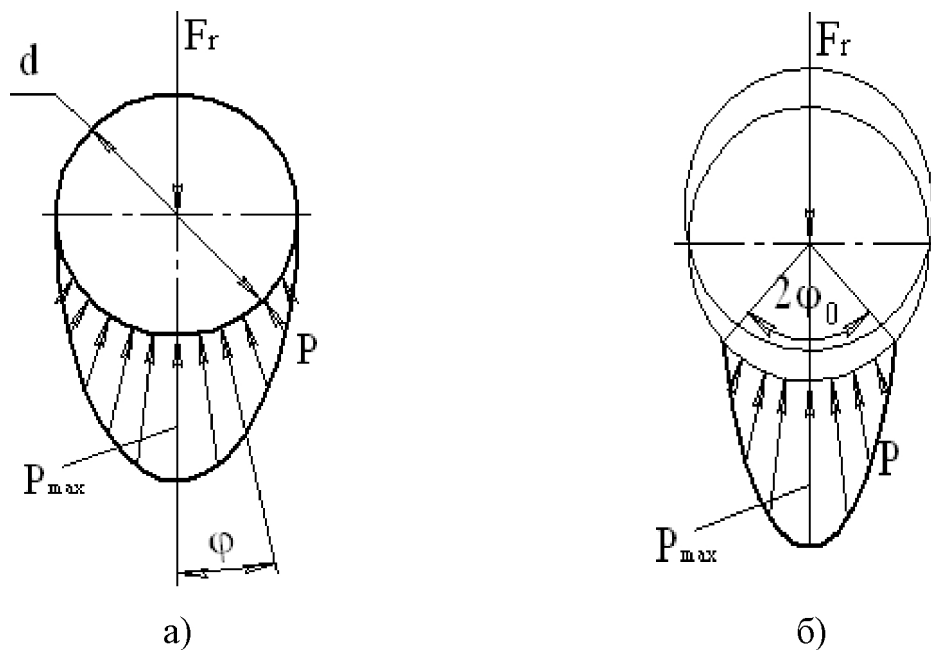


Рис.4.29. Распределение давлений в подшипнике

Рассмотрим распределение давлений при отсутствии диаметрального зазора $g = 0$, показанное на рис.4.29, а.

Принимаем, что давление в точке с координатой φ выражается формулой $p = p_{\max} \cdot \cos \varphi$. Тогда значение элементарного усилия в данной точке будет равно:

$$dF_n = p \frac{d}{2} d\varphi \cdot l = p_{\max} \frac{d \cdot l}{2} \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

Здесь d – диаметр, l – длина подшипника.

Условие равновесия вала имеет вид:

$$F_r = 2 \cdot \int_0^{\pi/2} dF_n \cdot \cos \varphi = p_{\max} \cdot d \cdot l \cdot \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \frac{\pi}{4} p_{\max} \cdot d \cdot l.$$

Отсюда найдем:

$$p_{\max} = \frac{4 \cdot F_r}{\pi \cdot d \cdot l}.$$

Введем понятие среднего давления в подшипнике, определяемого отношением:

$$p_m = \frac{F_r}{d \cdot l}.$$

Тогда получим

$$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_m.$$

При наличии диаметрального зазора $g > 0$ распределение давлений будет иметь вид, показанный на рис.4.29, б. В этом случае максимальное давление в подшипнике будет равно:

$$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{p_m}{\sin \varphi_0}.$$

Угол давления $2 \cdot \varphi_0$ будет определяться величиной нагрузки F_r , диаметральной зазором и характеристикой податливости вкладыша.

На практике проверку износостойкости подшипников выполняют по условию:

$$p_m \leq [p].$$

Проверку прочности вкладыша подшипника следует выполнять по условию:

$$p_{\max} \leq \sigma_T / S,$$

где σ_T - предел текучести на сжатие материала вкладыша, S - запас прочности.

При больших скоростях скольжения выполняется проверка теплостойкости подшипника по условию:

$$p_m \cdot V \leq [pV].$$

Здесь V - окружная скорость подшипника, определяемая по формуле

$$V = \frac{d \cdot \omega}{2} \quad \text{или} \quad V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}.$$

4.2.2.4. Расчет гидродинамического подшипника скольжения

Безыносная работа гидродинамического подшипника скольжения обеспечивается, когда поверхности трения полностью разделены смазочным материалом. Толщины смазочных слоев и распределение давлений в подшипнике скольжения определяются с использованием уравнения Рейнольдса:

$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \mu \cdot V \frac{h - h_0}{h^3}.$$

Схема перемещений и распределение давлений в подшипнике показаны на рис.4.30.

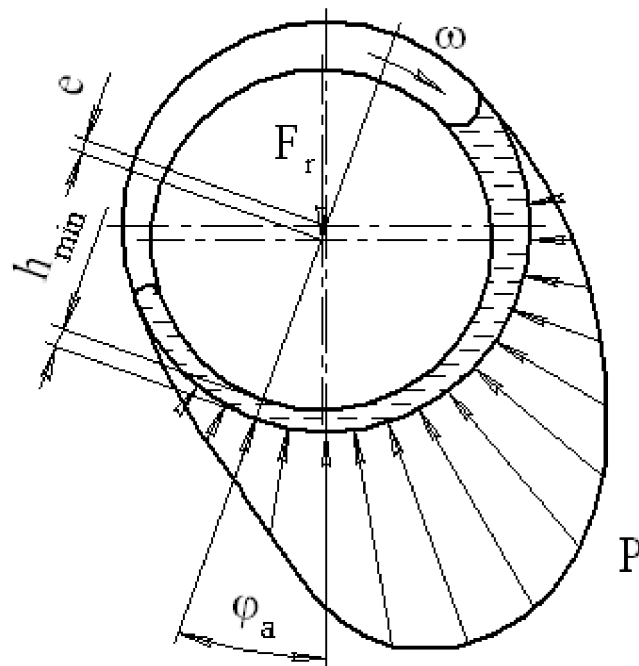


Рис.4.30. Эпюра давлений в гидродинамическом подшипнике

Вал в подшипнике смещается по направлению действия нагрузки и в сторону по направлению вращения. Смазку в подшипник рекомендуется подавать в области максимальных зазоров между валом и вкладышем. Смазка увлекается валом в сужающийся клиновидный зазор и распадается на отдельные струи в области расширяющегося зазора. Гидродинамические давления в смазочном слое вначале увеличиваются, затем уменьшаются до нуля.

Смещение e центра вала получило название – эксцентриситет работающего подшипника. Величину зазора в подшипнике можно выразить формулой:

$$h = \frac{g}{2} + e \cdot \cos(\varphi - \varphi_a) = \frac{g}{2} (1 + \chi \cdot \cos(\varphi - \varphi_a)).$$

Здесь $\chi = \frac{2 \cdot e}{g}$ – относительный эксцентриситет.

По аналогии

$$h_0 = \frac{g}{2} (1 + \chi \cdot \cos(\varphi_0 - \varphi_a)),$$

где φ_0 – координата точки максимума гидродинамических давлений.

В уравнении Рейнольдса заменим линейные координаты угловыми. Введем $dx = \frac{d}{2} \cdot d\varphi$. Кроме того, выразим $V = \frac{d \cdot \omega}{2}$ и подставим выражения для h и h_0 . Тогда уравнение приведем к виду:

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6 \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} \frac{\chi \cdot (\cos(\varphi - \varphi_a) - \cos(\varphi_0 - \varphi_a))}{(1 + \chi \cdot \cos(\varphi - \varphi_a))^3}.$$

Здесь $\psi = \frac{g}{d}$.

Величина давления в любой точке может быть определена интегрированием:

$$p = 6 \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} I.$$

Здесь
$$I = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi (\cos(\varphi - \varphi_a) - \cos(\varphi_0 - \varphi_a))}{(1 + \chi \cdot \cos(\varphi - \varphi_a))^3},$$

где φ_1 – координата начала области трения.

Элементарное значение усилия в любой точке зоны трения будет равно

$$dF_n = p \frac{d}{2} d\varphi \cdot l$$

Здесь l – длина подшипника.

Условие равновесия вала будет иметь вид:

$$F_r = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dF_n \cdot \cos \varphi = 3 \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} d \cdot l \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} I \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

Отсюда получим:

$$\frac{p_m \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = 3 \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} I \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi,$$

где $p_m = \frac{F_r}{d \cdot l}$, φ_2 – координата конца области трения.

Величины φ_1 , φ_2 и φ_a определяются дополнительными граничными условиями.

Обозначим $S_0 = 3 \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} I \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi$.

Величина S_0 получила название – число Зоммерфельда.

Зависимость S_0 от χ может быть вычислена заранее и имеет вид, показанный на рис.4.31.

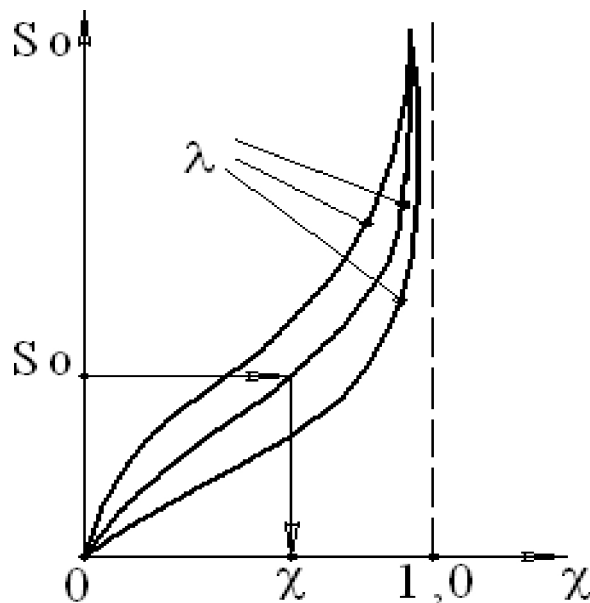


Рис.4.31. Зависимость S_0 от χ

Семейство кривых на рисунке зависит от относительной длины $\lambda = l/d$ подшипника.

Расчет подшипника выполняется в последовательности:

- по заданным размерам подшипника, нагрузке, скорости вращения и вязкости смазки определяем p_m, ψ, λ и $S_0 = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}$;

- по графику на рис.4.31 определяем χ ;

- определяем минимальное значение толщины смазочного слоя

$$h_{\min} = \frac{g}{2}(1 - \chi);$$

- проверяем условие безыносной работы подшипника $h_{\min} \geq (R_{z1} + R_{z2})S_h$, где R_{z1}, R_{z2} – характеристики шероховатости поверхностей трения, S_h – запас надежности по толщине смазочного слоя, устанавливаемый эксплуатационными требованиями.

Необходимо отметить, что в реальных расчетах кроме указанного выполняется тепловой расчет подшипника и последовательными

приближениями уточняется значение расчетной температуры и вязкости смазки.

4.3. СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ С УСТАНОВЛЕННЫМИ НА НИХ ДЕТАЛЯМИ

Соединения валов с установленными на них деталями предназначены для центрирования деталей на валах и передачи крутящего момента. В некоторых случаях соединения передают также осевые силы.

В машиностроении применяются следующие соединения: шпоночные, шлицевые, профильные, прессовые и штифтовые.

Большинство соединений являются разъемными. К неразъемным относятся только прессовые соединения.

4.3.1. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения находят самое широкое применение благодаря достоинствам:

- высокая нагрузочная способность;
- высокая точность центрирования деталей для большинства типов шпоночных соединений;
- технологичность и простота изготовления.

Недостатками шпоночных соединений являются:

- большие значения концентрации напряжений от шпоночных пазов и, как следствие, ослабление прочности валов;
- нарушение центрирования деталей в напряженных соединениях с клиновыми шпонками.

Основные типы шпоночных соединений приведены на рис.4.32.

Наибольшее распространение получили соединения с призматической шпонкой 1. Шпонка здесь имеет вид призмы с размерами $b \times h \times l$ с плоскими торцами или с одним или двумя скругленными торцами, как показано на рис.4.33. Последние наиболее употребительны. Соединение стандартизовано.

Широкое применение нашли также соединения с сегментной шпонкой 2. Шпонка такого соединения имеет вид части круга, как показано на рис.4.34.

Соединение сегментной шпонкой также стандартизовано и часто используется как предохранительное.

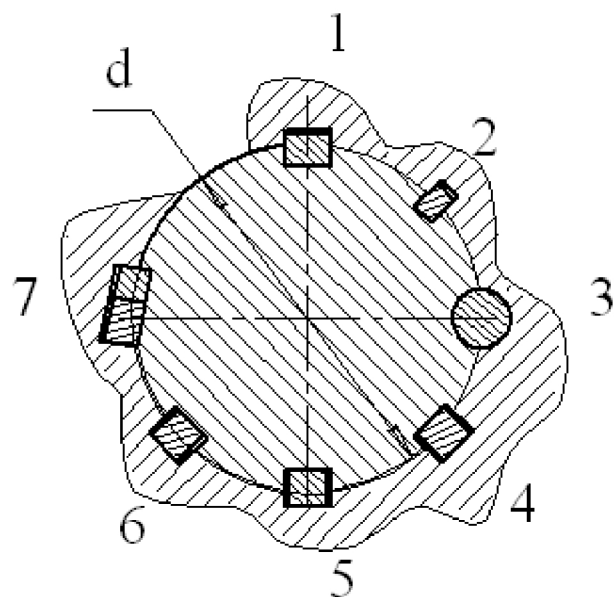


Рис.4.32. Типы шпоночных соединений

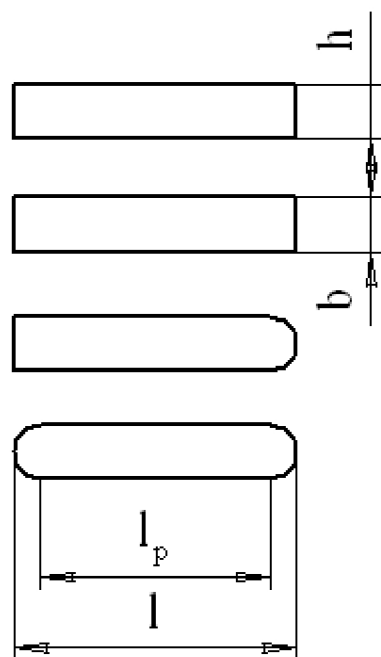


Рис.4.33. Типы призматических шпонок

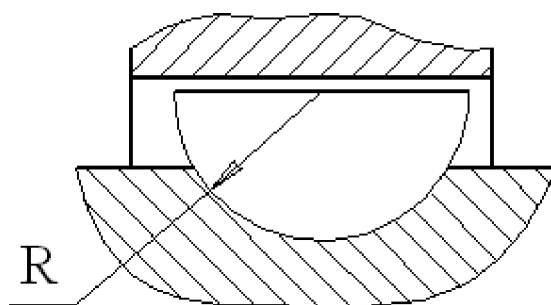


Рис.4.34. Соединение сегментной шпонкой

В авиационных конструкциях находят применение соединения с цилиндрической шпонкой 3. Такие соединения меньше ослабляют прочность вала, однако имеют относительно небольшую нагрузочную способность. В этой связи круглые шпонки устанавливаются по несколько штук. Соединения с круглыми шпонками нестандартизованы, но диаметры шпонок нормализованы.

Все рассмотренные выше шпоночные соединения относятся к ненапряженным. К напряженным соединениям относятся все соединения с различными клиновыми шпонками.

В соединении с клиновой шпонкой 4 применяют в основном шпонки с односторонним уклоном, как показано на рис.4.35.

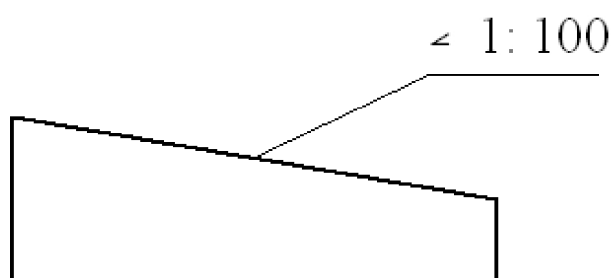


Рис.4.35. Клиновая шпонка

Клиновые шпонки позволяют фиксировать деталь в осевом направлении, однако вызывают деформации деталей и нарушают центровку.

С целью снижения концентрации напряжений и повышения прочности вала применяют клиновую шпонку на лыске 5 или фрикционную шпонку 6.

Разновидностью клиновой шпонки является тангенциальная шпонка 7, состоящая из двух клиновых шпонок, как показано на рис.4.36.

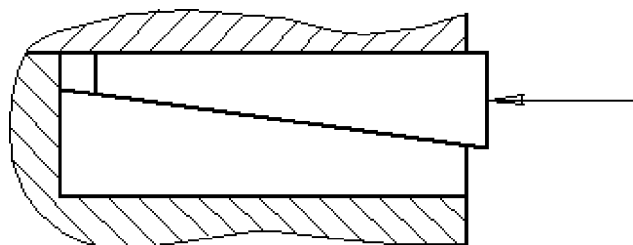


Рис.4.36. Установка тангенциальной шпонки

Основными видами разрушений шпоночных соединений являются смятие рабочих поверхностей и срез сегментных шпонок.

Длинные призматические шпонки применяются иногда в качестве направляющих, например, в станках. У таких шпонок может наблюдаться изнашивание направляющих поверхностей.

Таким образом, основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность.

4.3.1.1. Расчет соединения с призматической шпонкой

Соединения с призматической шпонкой стандартизованы, поэтому размеры сечения $b \times h$ выбираются по справочнику в зависимости от диаметра d вала.

Схема нагружения соединения приведена на рис.4.37.

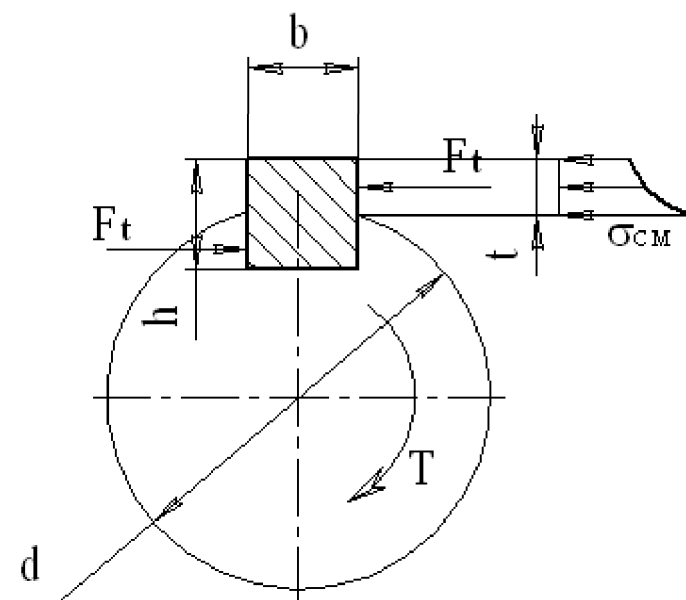


Рис.4.37. Схема нагружения соединения с призматической шпонкой

Равнодействующие давлений на боковые грани шпонки создают разворачивающий момент. В этой связи распределение давлений по боковой грани неравномерно. Однако при расчетах на прочность разворачивающим моментом и неравномерностью распределения давлений пренебрегаем.

Напряжения смятия на боковой грани шпонки определим по формуле

$$\sigma_{cm} = \frac{F_t}{t \cdot l_p},$$

где l_p – рабочая длина шпонки, определяемая, как показано на рис.4.33.

Обычно принимают

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d},$$

где T – передаваемый крутящий момент.

Высоту грани t можно определить по справочнику, однако, чаще всего, принимают $t = h/2$.

Используя принятые выражения, получим условие прочности на смятие соединения с призматической шпонкой в виде:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}].$$

Кроме смятия боковых граней шпонка испытывает напряжения среза. Условие прочности шпонки на срез имеет вид:

$$\tau_{ср} = \frac{F_t}{b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{ср}].$$

Используя условие равнопрочности на смятие и срез, можно записать:

$$T \leq \frac{d \cdot h \cdot l_p}{4} [\sigma_{см}] = \frac{d \cdot b \cdot l_p}{2} [\tau_{ср}].$$

Отсюда получим:

$$b = \frac{h}{2} \cdot \frac{[\sigma_{см}]}{[\tau_{ср}]}.$$

Принимая $[\sigma_{см}]/[\tau_{ср}] \approx 1,5$, найдем $b \approx 0,75 \cdot h$.

По стандарту $b \geq h$, поэтому в стандартных шпоночных соединениях проверка прочности на срез не выполняется.

Допускаемое напряжение при расчетах на смятие определяется по зависимости $[\sigma_{см}] = \sigma_{T \min} / S$. Здесь $\sigma_{T \min}$ – минимальное из трех значений предела текучести на сжатие для вала, установленной детали или шпонки.

Длина шпонки определяется длиной ступицы установленной детали. В этой связи при невыполнении условия прочности в соединении устанавливаются несколько шпонок или переходят на другой вид соединения.

4.3.1.2. Расчет соединения с круглой шпонкой

Шпонки устанавливаются в отверстие в стыке детали и вала по плотным посадкам. Однако напряжениями от посадочных натягов в расчетах пренебрегают.

Схема нагружения соединения показана на рис.4.38.

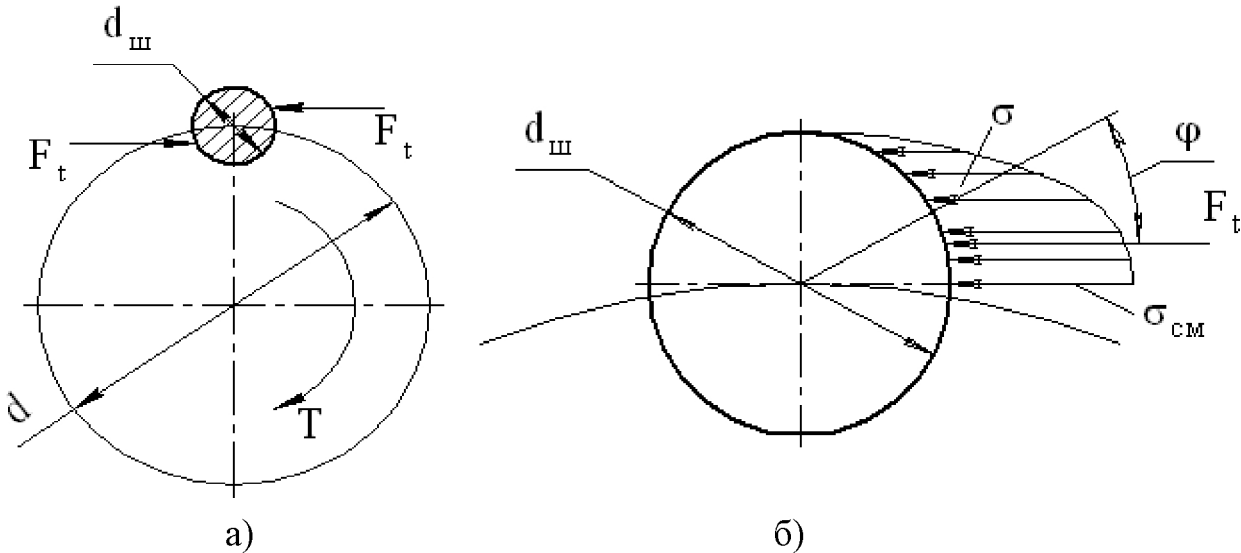


Рис.4.38. Схема нагружения соединения с круглой шпонкой

Окружное усилие в соединении, действующее на боковую поверхность круглой шпонки, определим по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}.$$

Распределение давлений по поверхности шпонки крайне неравномерное (рис.4.38, б). Принимаем $\sigma = \sigma_{см} \cdot \cos \varphi$. Здесь σ – напряжение в точке с координатой φ ; $\sigma_{см}$ – максимальное значение напряжений смятия на поверхности.

Элементарное усилие на поверхности шпонки в точке с координатой φ будет равно:

$$dF = \sigma \frac{d_{ш}}{2} d\varphi \cdot l.$$

Здесь $d_{ш}$ – диаметр шпонки; l – рабочая длина шпонки.

По условию равновесия

$$F_t = \int_0^{\pi/2} dF \cdot \cos \varphi = \sigma_{см} \frac{d_{ш} \cdot l}{2} \cdot \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \sigma_{см} \frac{\pi \cdot d_{ш} \cdot l}{8}.$$

Отсюда найдем максимальное значение напряжений:

$$\sigma_{см} = \frac{8 \cdot F_t}{\pi \cdot d \cdot l}.$$

Подставляя выражение для F_t , получим условие прочности соединения с круглой шпонкой:

$$\sigma_{см} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d \cdot d_{ш} \cdot l} \leq [\sigma_{см}].$$

Допускаемое значение напряжений смятия определяется, как показано выше.

Длина шпонки определяется длиной ступицы, установленной на валу детали. В этой связи при невыполнении условия прочности устанавливаются несколько шпонок или переходят на больший диаметр шпонки из рекомендуемых нормами предприятия.

4.3.1.3. Расчет соединения с клиновой шпонкой

Соединение с клиновой шпонкой относится к напряженным. Оно позволяет фиксировать деталь на валу в осевом направлении, но вызывает деформации детали и нарушение ее центрирования.

Схема нагрузок на детали соединения с клиновой шпонкой показана на рис.4.39.

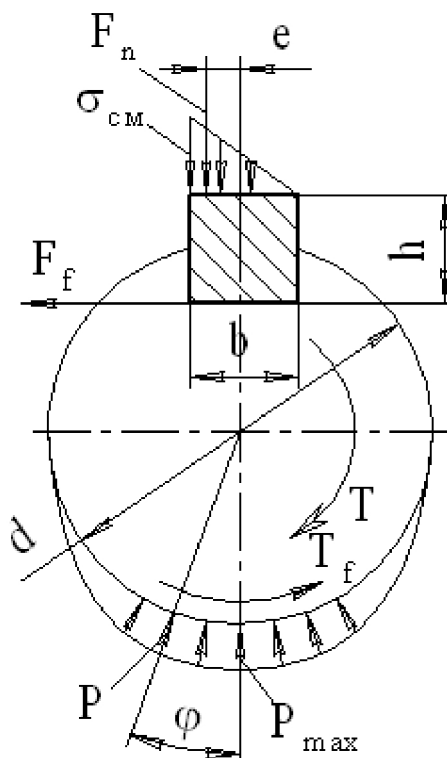


Рис.4.39. Схема нагружения соединения с клиновой шпонкой

При установке клиновой шпонки на ее боковых гранях создается нормальное усилие F_n . Одновременно возникает давление на поверхности вала в контакте с отверстием детали. Распределение давления можно описать зависимостью: $p = p_{\max} \cdot \cos \varphi$. Тогда значение элементарного усилия в точке с координатой φ будет равно:

$$dF = p \frac{d}{2} d\varphi \cdot l_{cm} = p_{\max} \frac{d \cdot l_{cm}}{2} \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

Условие равновесия вала будет иметь вид:

$$F_n = 2 \cdot \int_0^{\pi/2} dF \cdot \cos \varphi = p_{\max} \cdot d \cdot l_{cm} \cdot \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = p_{\max} \frac{\pi}{4} d \cdot l_{cm}$$

Отсюда

$$p_{\max} = \frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot d \cdot l_{cm}}.$$

При нагружении соединения моментом T происходит поворот деталей в пределах упругих деформаций и перераспределение давлений на гранях шпонки. Предельным значением момента T принимают такое, при котором распределение давления на гранях шпонки принимает треугольную форму, как показано на рис.4.39.

Условие равновесия шпонки будет иметь вид:

$$F_n = \frac{1}{2} \sigma_{cm} \cdot b \cdot l.$$

Отсюда

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot F_n}{b \cdot l}.$$

Здесь l – длина шпонки, b – ширина грани.

При треугольном распределении давления на грани шпонки равнодействующая F_n смещается от оси вала на величину:

$$e = \frac{b}{2} - \frac{b}{3} = \frac{b}{6}.$$

Условие равновесия вала при нагружении моментом T можно записать в виде

$$T = T_f + F_n \cdot e + F_f \left(\frac{d}{2} - \frac{h}{2} \right).$$

Здесь T_f – момент от сил трения в контакте вала с отверстием детали; F_f – сила трения в контакте шпонки с лыской вала.

Силу трения F_f определим по формуле

$$F_f = f \cdot F_n,$$

где f – коэффициент трения.

Момент от сил трения T_f определим, принимая, что касательные напряжения в отверстии определяются по формуле $\tau = f \cdot p$. Тогда значение элементарной силы трения в точке с координатой φ будет равно:

$$dF_\tau = \tau \frac{d}{2} d\varphi \cdot l_{cm} = f \cdot p_{\max} \frac{d \cdot l_{cm}}{2} \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

Элементарное значение момента от сил трения в отверстии будет равно:

$$dT_f = dF_\tau \cdot d / 2.$$

Полное значение момента определим интегрированием:

$$T_f = 2 \cdot \int_0^{\pi/2} dT_f = f \cdot p_{\max} \frac{d^2 \cdot l_{cm}}{2} \int_0^{\pi/2} \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

После интегрирования и подстановки выражения для $p_{\max}$ получим:

$$T_f = \frac{2 \cdot f \cdot F_n \cdot d}{\pi}.$$

С учетом полученных выражений условие равновесия вала примет вид

$$\begin{aligned} T &= \frac{2}{\pi} f \cdot F_n \cdot d + \frac{b}{6} F_n + f \cdot F_n \left(\frac{d}{2} - \frac{h}{2} \right) = \\ &= F_n \left(\frac{b}{6} + f \cdot d \left(\frac{2}{\pi} + \frac{1}{2} - \frac{h}{2 \cdot d} \right) \right). \end{aligned}$$

Для стандартных соединений

$$\left(\frac{2}{\pi} + \frac{1}{2} - \frac{h}{2 \cdot d} \right) \approx 1.$$

Тогда получим:

$$F_n = \frac{6 \cdot T}{b + 6 \cdot f \cdot d}.$$

С учетом полученного условия прочности соединения с клиновой шпонкой будет иметь вид:

$$\sigma_{см} = \frac{12 \cdot T}{(b + 6 \cdot f \cdot d) \cdot b \cdot l} \leq [\sigma_{см}].$$

Допускаемое напряжение определяется, как показано ранее.

4.3.2. Шлицевые (зубчатые) соединения

Если на вал установить несколько шпонок, а затем объединить их в единую деталь с валом, то получим шлицевое или (иногда называют) зубчатое соединение.

Таким образом, шлицевое соединение является многошпоночным соединением со шпонками, выполненными заодно с валом.

Шлицевые соединения широко применяются в авиационной технике благодаря достоинствам:

- высокая нагрузочная способность;
- значительно меньшее ослабление прочности вала, чем у шпоночных соединений;
- технологичность при изготовлении в массовом производстве.

Недостатками шлицевых соединений являются:

- высокая трудоемкость при изготовлении в единичном производстве;
- меньшая точность центрирования деталей на валах, чем в шпоночном соединении.

Основные типы шлицевых соединений приведены на рис.4.40.

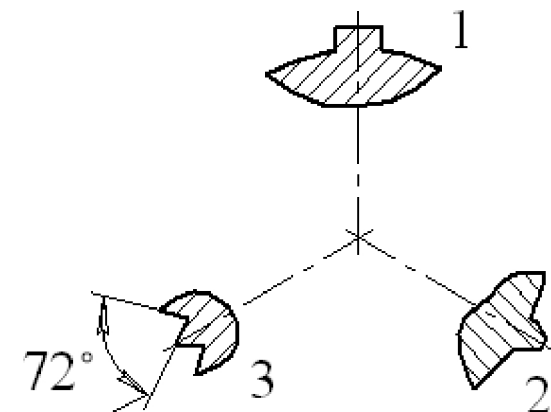


Рис.4.40. Типы шлицевых соединений

В общемашиностроительных конструкциях применяются преимущественно соединения с прямобочными шлицами 1. Они применяются преимущественно для сплошных валов.

В авиационных конструкциях с пустотелыми валами применяются преимущественно соединения с эвольвентными шлицами 2. Для весьма тонкостенных конструкций применяются соединения с треугольными шлицами.

Соединения с прямобочными и с эвольвентными шлицами стандартизованы по всем параметрам. В соединениях с треугольными шлицами отраслевым стандартом нормализован только угол впадины 72° .

4.3.2.1. Способы центрирования в шлицевых соединениях

Способы центрирования деталей в шлицевых соединениях рассмотрим на примере прямобочных шлицев, как показано на рис.4.41.

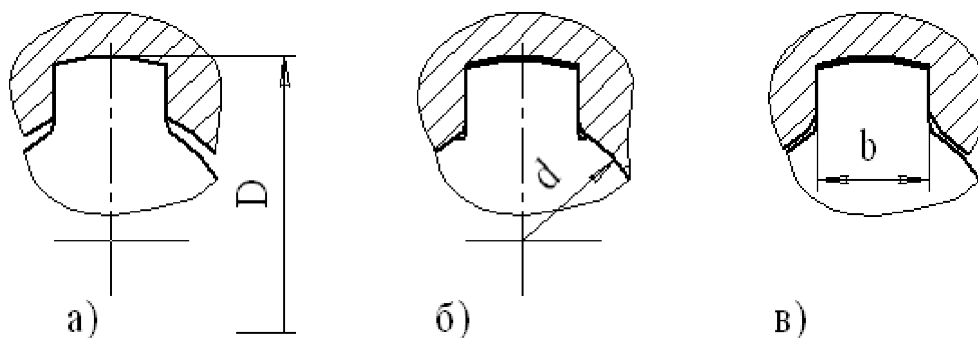


Рис.4.41. Способы центрирования в шлицевых соединениях

Центрирование по наружному диаметру D применяется для незакаленных деталей ($HB \leq 350$) в связи с невозможностью шлифования поверхности D у детали. Центрирование по наружному диаметру применяется для прямобочных и эвольвентных шлицев. При этом обеспечивается наиболее высокая точность центрирования детали.

Посадка по наружному диаметру назначается в зависимости от требований эксплуатации, посадка по боковым поверхностям при этом должна быть с гарантированным зазором.

Центрирование по внутреннему диаметру d применяется для закаленных деталей ($HB > 350$), когда возможно шлифование отверстия d у детали. Центрирование по внутреннему диаметру применяется преимущественно для прямобочных шлицев. При этом посадка по внутреннему диаметру назначается по требованиям эксплуатации, посадка по боковым поверхностям – с гарантированным зазором.

Центрирование по боковым поверхностям b обеспечивает наиболее равномерное распределение нагрузки между шлицами, однако не обеспечивает высокой точности центрирования. Центрирование по боковым поверхностям применяется для всех типов шлицев.

4.3.2.2. Виды разрушений и критерии работоспособности шлицевых соединений

Основным видом разрушения шлицевых соединений, как и шпоночных, является смятие боковых поверхностей. Вместе с тем, в некоторых случаях возможна усталостная поломка шлица (зуба) у основания.

При нагружении соединения радиальными нагрузками происходит смещение деталей за счет зазоров и деформаций. При вращении вала происходит возвратно-поступательное перемещение, приводящее к изнашиванию боковых поверхностей шлицев. Изнашивание может происходить также при перекосах деталей относительно вала.

Таким образом, основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются прочность на смятие и износостойкость боковых поверхностей.

4.3.2.3. Элементы геометрии эвольвентных шлицевых соединений

Исходными геометрическими параметрами шлицевых соединений, как и зубчатых передач, являются модуль и число зубьев. Значения модуля стандартизованы.

Основные размеры зуба шлицевого соединения приведены на рис.4.42.

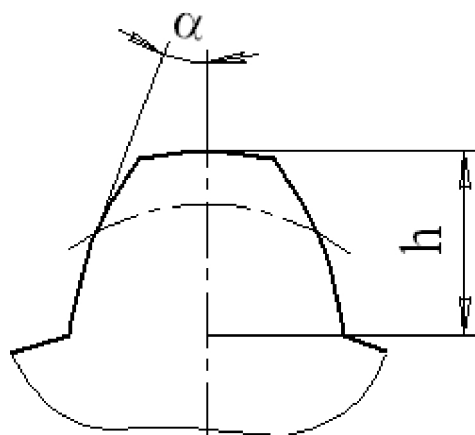


Рис.4.42. Зуб эвольвентного шлицевого соединения

Угол профиля зуба принят $\alpha = 30^\circ$, рабочая высота зуба $h = 1 \cdot m$, где m – модуль шлицев.

Основные размеры вала шлицевого соединения приведены на рис.4.43.

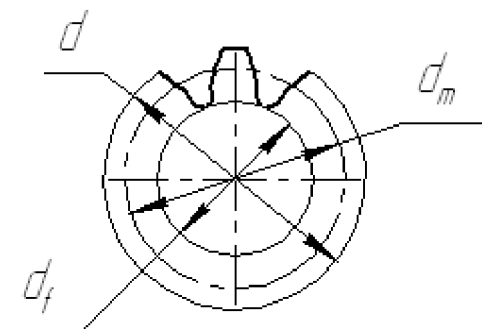


Рис.4.43. Размеры вала шлицевого соединения

Номинальным размером шлицевого соединения является средний диаметр d_m , определяемый по формуле:

$$d_m = m \cdot z,$$

где z - число зубьев соединения.

Диаметр вершин зубьев соединения стандартизован и определяется по формуле

$$d = d_m + 2 \cdot m \cdot (0,5 + x),$$

где x - коэффициент смещения при нарезании зубьев.

Диаметр впадин зубьев d_f зависит от формы впадины и способа центрирования.

4.3.2.4. Расчет соединений с эвольвентными шлицами

Схема нагружения зуба эвольвентного соединения показана на рис.4.44.

При расчетах на смятие не учитываем неравномерность распределения нагрузки по высоте зуба. В этом случае номинальное значение напряжений смятия определится по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{h_p \cdot l},$$

где l – рабочая длина соединения; F_t – окружное усилие; h_p – расчетная высота зуба соединения.

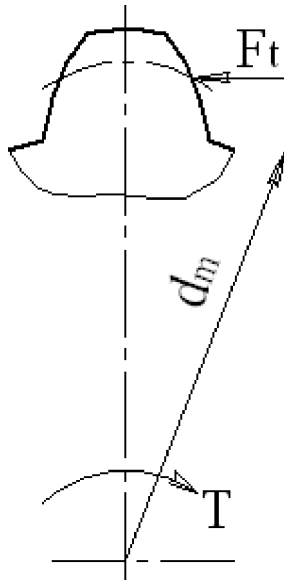


Рис.4.44. Схема нагружения зуба шлицевого соединения

Номинальное значение окружного усилия определим без учета неравномерности распределения усилий между зубьями по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot z}.$$

Здесь T – передаваемый крутящий момент.

В качестве расчетного значения высоты зуба принимают

$$h_p = 0,8 \cdot h = 0,8 \cdot m.$$

С учетом принятого номинальное значение напряжений смятия в соединении с эвольвентными шлицами определим по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot 0,8 \cdot m \cdot z \cdot l} = \frac{2 \cdot T}{0,8 \cdot d_m^2 \cdot l} = \frac{2 \cdot T}{0,8 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l}.$$

Условие прочности на смятие соединения принимают в виде:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}].$$

При этом допускаемое напряжение смятия рекомендуется определять по формуле:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{S \cdot K_\partial \cdot K_n \cdot K_z \cdot K_{np}}.$$

Здесь σ_T – меньшее из двух значений предела текучести на сжатие для вала и установленной детали; $S > 1$ – запас прочности; $K_\partial \geq 1$ –

коэффициент, учитывающий динамические нагрузки; $K_n \geq 1$ – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления шлицев.

При нагружении соединения радиальной нагрузкой происходит смещение детали относительно вала за счет зазоров и деформаций. Это вызывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями, учитываемую коэффициентом $K_z \geq 1$.

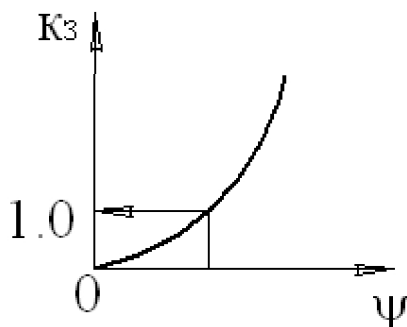


Рис.4.45. Зависимость коэффициента K_z от ψ

Неравномерность увеличивается с увеличением радиальной нагрузки, но менее заметно при больших значениях передаваемого крутящего момента. Значение коэффициента K_z определяется по заранее составленным графикам, как показано на рис.4.45, в зависимости от безразмерного параметра нагружения:

$$\psi = \frac{F \cdot d_m}{2 \cdot T}.$$

Здесь F – действующая в соединении радиальная нагрузка.

Коэффициент K_{np} , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине шлицевого соединения принято определять в виде суммы:

$$K_{np} = K_e + K_{кр} - 1.$$

Здесь K_e – коэффициент, учитывающий влияние перекоса деталей вследствие эксцентричного приложения нагрузки, как показано на рис.4.46.

В приведенном примере опрокидывающий момент, вызывающий эксцентричное нагружение, будет равен $M = F \cdot e$. В общем случае опрокидывающий момент может создаваться также осевыми силами в зацеплении и т.п. Вместе с тем влияние опрокидывающего момента будет уменьшаться с увеличением радиальной нагрузки. Величина

коэффициента K_e определяется по заранее построенным графикам, как показано на рис.4.47.

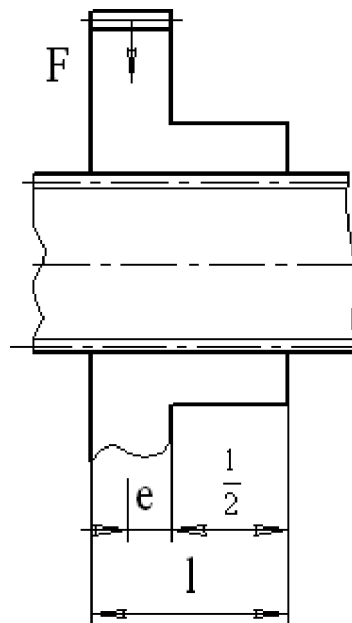


Рис.4.46. Схема эксцентричного нагружения шлицевого соединения

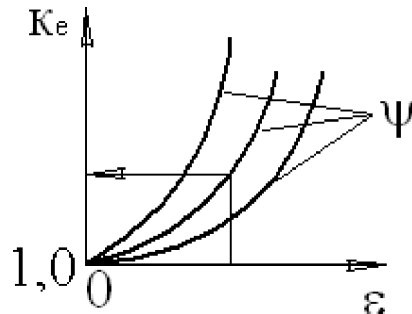


Рис.4.47. Зависимость коэффициента K_e от параметра ε

Безразмерный параметр ε принято определять отношением:

$$\varepsilon = \frac{M}{Fl}$$

Значение коэффициента K_e зависит также от параметра ψ . Коэффициент $K_{кр}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки вследствие деформаций кручения вала. Значение коэффициента определяется по заранее составленным таблицам или графикам.

Проверку износостойкости шлицевого соединения принято выполнять по условию $\sigma_{см} \leq [\sigma_{изн}]$.

Допускаемое напряжение по изнашиванию устанавливается на основе экспериментов и зависит, прежде всего, от твердости поверхностей деталей соединения. Значение $[\sigma_{изн}]$ определяется по заранее составленным таблицам с учетом параметров ε и ψ .

4.3.3. Профильные соединения

Профильные соединения применяются в неответственных узлах – крановые вентили, рукоятки и т.п.

Достоинством профильных соединений является простота изготовления и эксплуатации.

К недостаткам профильных соединений относятся:

- малая нагрузочная способность;
- невысокая точность центрирования деталей на валах.

Основными типами профильных соединений являются треугольное, квадратное и шестигранное, как показано на рис. 4.48.

Кроме того, в некоторых случаях применяются соединения с профилем, описанным плавными кривыми.

Основным видом разрушения профильных соединений является смятие поверхностей боковых граней. Следовательно, критерием работоспособности соединения является прочность.

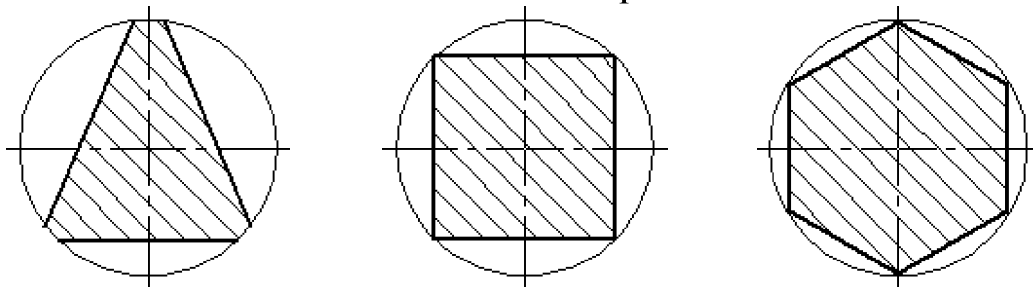


Рис.4.48. Типы профильных соединений

Деталь в соединении устанавливается с посадочным зазором. В этой связи при нагружении крутящим моментом T напряжения на боковой грани имеют треугольную форму. В качестве предельной нагрузки принята такая, при которой напряжения будут действовать на половине ширины грани, как показано на рис.4.49.

Равнодействующая давлений на боковой грани определится по формуле:

$$F = \frac{1}{2} \sigma_{см} \frac{a}{2} l = \sigma_{см} \frac{a \cdot l}{4}.$$

Здесь a – ширина грани; l – длина соединения.

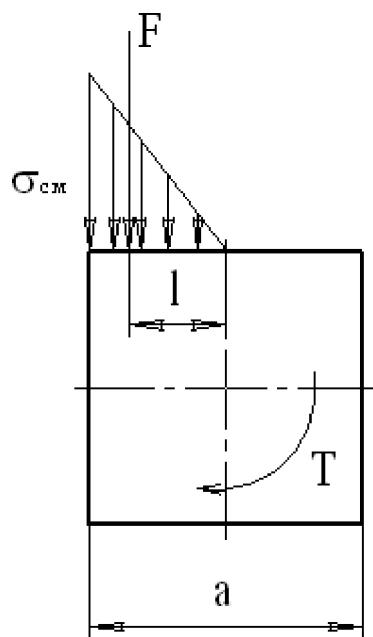


Рис.4.49. Схема нагружения профильного соединения

Эксцентриситет приложения нагрузки на боковой грани будет равен:

$$e = \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{a}{3}.$$

Условие равновесия вала запишется в виде:

$$T = F \cdot e \cdot z = \sigma_{см} \frac{a^2 \cdot l \cdot z}{12}.$$

Здесь z – число граней.

Тогда условие прочности на смятие боковых граней профильного соединения получим в виде:

$$\sigma_{см} = \frac{12 \cdot T}{a^2 \cdot l \cdot z} \leq [\sigma_{см}].$$

При сохранении диаметра описанной окружности нагрузочная способность профильного соединения увеличивается с увеличением числа граней. Однако, учитывая влияние посадочного зазора, не применяют соединения с числом граней больше шести.

4.3.4. Прессовые соединения

Прессовые соединения или соединения с гарантированным натягом относятся к неразъемным и обладают достоинствами:

- минимальный, практически нулевой, вес соединения;
- высокая точность центрирования деталей на валах;
- возможность фиксирования деталей на валу в осевом направлении.

К недостаткам прессовых соединений относятся:

- невозможность разборки и сборки деталей без ремонта посадочной поверхности;
- высокие значения коэффициентов концентрации напряжений от прессовых посадок и ослабление прочности вала.

Сборка деталей прессового соединения может осуществляться холодным прессованием или прессованием с нагревом устанавливаемой детали и охлаждением вала.

4.3.4.1. Определение требуемого посадочного натяга

При посадке детали с натягом на вал на посадочной поверхности возникает давление. Величина давления определяется на основе решения задачи Ляме о напряжениях и деформациях толстостенных цилиндров. Схема прессового соединения приведена на рис.4.50.

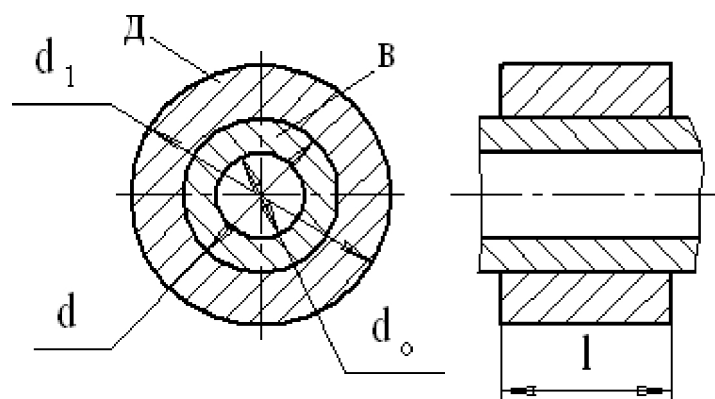


Рис.4.50. Схема прессового соединения

Величина давления от посадочного натяга определяется по формуле:

$$p = \frac{N}{d \cdot \left(\frac{C_v - \varepsilon_v}{E_v} + \frac{C_d - \varepsilon_d}{E_d} \right)}.$$

Здесь N – расчетная величина посадочного натяга; d – посадочный диаметр; E_v, E_d – модули упругости материалов вала и детали;

$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\sigma}$ – коэффициенты Пуассона для материалов вала и детали;
 C_{σ}, C_{σ} – безразмерные геометрические характеристики вала и детали
 соответственно, определяемые по формулам:

$$C_{\sigma} = \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} \quad \text{и} \quad C_{\sigma} = \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2}.$$

Касательные напряжения на посадочной поверхности будут равны $\tau = f \cdot p$, где f – коэффициент трения.

При нагружении соединения крутящим моментом T условие отсутствия сдвига детали имеет вид:

$$T_f \geq T \quad \text{или} \quad T_f = k_{cy} \cdot T,$$

где $k_{cy} \geq 1$ – коэффициент запаса по сцеплению, определяемый эксплуатационными требованиями; T_f – момент от сил трения на посадочной поверхности, который определяется по формуле:

$$T_f = \tau \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot p \cdot d^2 \cdot l.$$

Здесь l – длина посадочной поверхности.

Отсюда определим требуемое давление от посадки:

$$p = \frac{k_{cy} \cdot 2 \cdot T}{f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}.$$

При нагружении соединения осевым усилием F_x условие отсутствия сдвига детали имеет вид:

$$F_f \geq F_x \quad \text{или} \quad F_f = k_{cy} \cdot F_x,$$

где $k_{cy} \geq 1$ – коэффициент запаса по сцеплению; F_f – сила трения на посадочной поверхности, определяемая по формуле:

$$F_f = \tau \cdot \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot f \cdot p \cdot d \cdot l.$$

Отсюда требуемое давление посадки будет равно:

$$p = \frac{k_{cy} \cdot F_x}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l}.$$

При нагружении соединения крутящим моментом и осевым усилием введем понятие окружного усилия в соединении:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}.$$

Тогда сдвигающее усилие в соединении будет равно:

$$F_s = \sqrt{F_t^2 + F_x^2}.$$

В этом случае условие отсутствия сдвига детали будет иметь вид:

$$F_f \geq F_s \quad \text{или} \quad F_f = k_{cy} \cdot F_s,$$

где k_{cy} и F_f определяются, как показано ранее.

Тогда требуемое давление на посадочной поверхности будет равно:

$$p = \frac{k_{cy} \cdot F_s}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l}.$$

После определения требуемого давления расчетное значение посадочного натяга определится по формуле:

$$N = p \cdot d \left(\frac{C_e - \varepsilon_e}{E_e} + \frac{C_o + \varepsilon_o}{E_o} \right).$$

Требуемое значение посадочного натяга зависит от способа сборки деталей соединения.

При сборке с нагревом устанавливаемой детали и охлаждением вала требуемое значение натяга будет равно расчетному: $N_{mp} = N$.

При сборке холодным прессованием происходит смятие гребешков микронеровностей шероховатых поверхностей. В этом случае требуемое значение натяга определится по формуле:

$$N_{mp} = N + 1,2(R_{z1} + R_{z2}).$$

Здесь R_{z1}, R_{z2} – характеристики шероховатости поверхностей.

После определения требуемого посадочного натяга выбирается стандартная посадка с гарантированным натягом с тем, чтобы минимальное значение натяга было не менее требуемого.

4.3.4.2. Проверка прочности деталей прессового соединения

Схема распределения напряжений в деталях прессового соединения приведена на рис.4.51.

Элемент материала детали испытывает радиальные сжимающие напряжения σ_r и окружные напряжения σ_t , являющиеся растягивающими для установленной детали и сжимающими для вала. Наибольшие растягивающие напряжения возникают на посадочной поверхности детали. Из решения задачи Ляме установлены напряжения на посадочной поверхности:

- для вала $\sigma_r = -p$ и $\sigma_t = -C_\sigma \cdot p$;
- для детали $\sigma_r = -p$ и $\sigma_t = C_\sigma \cdot p$.

Для двухосного напряженного состояния условие прочности имеет вид:

$$\sigma_E = \sigma_t - \sigma_r \leq \sigma_T.$$

Наибольшие эквивалентные напряжения возникают на внутренней поверхности отверстия детали:

$$\sigma_E = C_\sigma \cdot p - (-p) = p \left(\frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} + 1 \right) = \frac{2 \cdot p}{1 - (d/d_1)^2}.$$

При проверке прочности используется максимальное значение давления, соответствующее максимальному значению натяга для принятой посадки. Тогда условие прочности детали примет вид:

$$\sigma_E = \frac{2 \cdot p_{\max}}{1 - (d/d_1)^2} \leq \sigma_T.$$

Здесь σ_T – предел текучести для материала детали.

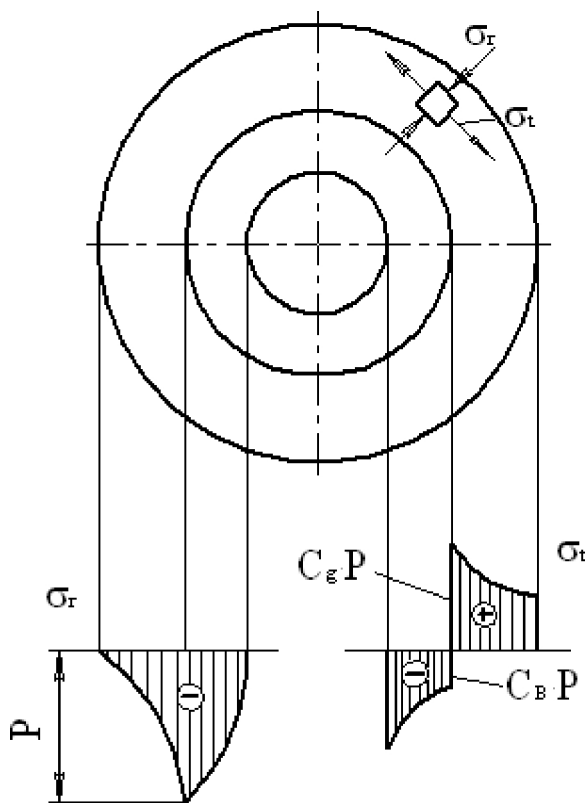


Рис.4.51. Распределение напряжений в деталях прессового соединения

В случае невыполнения условий прочности можно перейти на посадку более высокого качества или применить селективную подборку деталей с целью ограничения максимального посадочного натяга.

4.4. МУФТЫ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

Муфты предназначены для соединения вращающихся валов с целью передачи крутящего момента. Кроме этого муфты должны иметь возможность компенсации погрешностей установки валов.

Основные погрешности установки валов приведены на рис.4.52.

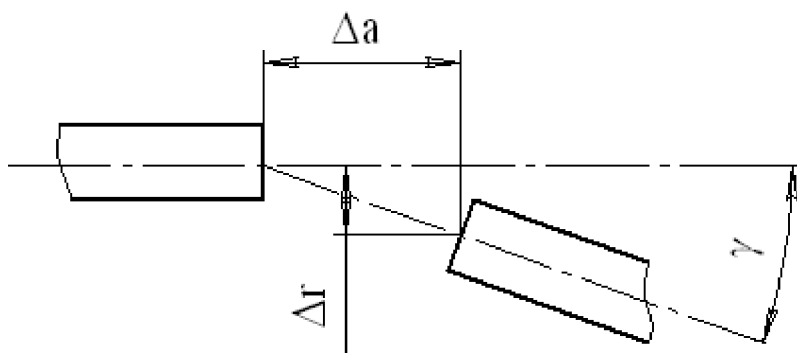


Рис.4.52. Схема погрешностей установки валов

В машинах могут наблюдаться погрешности осевой установки валов Δ_a , радиальной установки Δ_r (несоосность) и перекос осей валов γ .

По своим конструкциям и возможностям компенсации погрешностей установки валов муфты подразделяются на следующие группы:

- глухие или жесткие муфты. Эти муфты не обеспечивают компенсации погрешностей и требуют высокой точности установки валов. К ним относятся втулочные и фланцевые муфты;
- компенсирующие или подвижные муфты. К ним относятся зубчатые муфты, муфты Ольдгейма, шарнирные муфты и др. Они обеспечивают компенсацию погрешностей установки в осевом и радиальном направлениях и перекос валов;
- упругие муфты. К ним относятся втуочно-пальцевые муфты, тороидальные муфты и муфты с упругими элементами в виде различных пластин. Они обеспечивают прежде всего компенсацию перекоса валов;

– предохранительные муфты. Они могут быть разнообразной конструкции, но должны содержать элементы (штифты, шпонки и т.п.), разрушающиеся при перегрузках;

– сцепные или управляемые муфты. К ним относятся кулачковые, фрикционные и др. муфты. Они разделяются на нормально замкнутые и нормально разомкнутые муфты и предназначены для выключения или включения в работу механизма;

– обгонные муфты. К ним относятся роликовые обгонные муфты и храповые, предназначенные, прежде всего, для согласования скоростей движения валов.

Виды разрушений муфт зависят, прежде всего, от их конструкции. Основными видами разрушений являются поломка или изнашивание отдельных элементов конструкции муфт.

4.4.1. Подбор стандартных муфт

Большинство муфт в общем машиностроении стандартизовано и изготавливается серийно.

Стандартные муфты выбираются по условиям работы и возможным погрешностям установки валов. При этом размеры муфт стандартных типов выбираются по диаметру вала и передаваемому крутящему моменту.

Расчетное значение передаваемого крутящего момента принято определять по формуле:

$$T_{расч} = T_{ном} \cdot K_{\partial} \cdot K_{\beta}.$$

Здесь $T_{ном}$, $T_{расч}$ – номинальное и расчетное значения крутящего момента; $K_{\partial} = 1 \div 1,5$ – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки; $K_{\beta} = 1 \div 1,8$ – коэффициент безопасности, определяемый эксплуатационными требованиями.

При подборе муфты необходимо обеспечить условие:

$$T_{табл} \geq T_{расч}.$$

Здесь $T_{табл}$ – табличное значение допускаемого крутящего момента муфты.

4.4.2. Расчет нестандартных муфт

В авиационных механизмах применяются преимущественно муфты нестандартных конструкций и размеров. Конструкции и ме-

тоды расчета муфт весьма разнообразны. Поэтому рассмотрим лишь примеры расчета некоторых типов муфт.

4.4.2.1. Расчет глухой втулочной муфты

Втулочные муфты требуют высокой точности установки валов и практически не компенсируют погрешности установки. Элементом, передающим крутящий момент, может быть шпонка, шлицы или радиальные штифты. Конструкция муфты с радиальными штифтами приведена на рис.4.53.

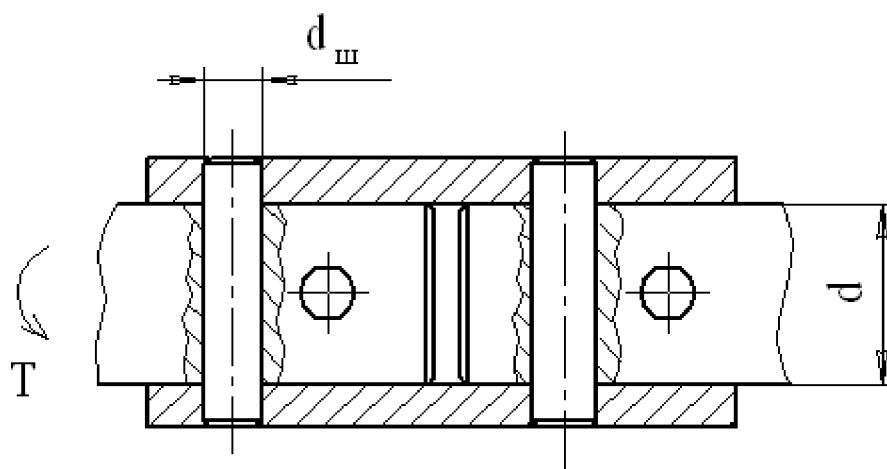


Рис.4.53. Конструкция втулочной муфты

На каждом конце вала устанавливаются преимущественно по одному, иногда по два штифта во взаимно перпендикулярных плоскостях. Штифты применяют цилиндрические или конические. Диаметры штифтов $d_{ш}$ нестандартизованы и подбираются по соотношению $d_{ш} \approx 0,3 \cdot d$.

При нагружении муфты крутящим моментом T штифты испытывают напряжения среза в сечении диаметром d вала.

Действующее в сечении усилие определится по формуле:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d \cdot 2 \cdot z} = \frac{T}{d \cdot z}.$$

Здесь z – число штифтов, устанавливаемых на конце вала.

Напряжение среза штифта определяется по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{ш}^2}.$$

Подставляя выражение для усилия, получим условие прочности штифта:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d \cdot z \cdot d_{ш}^2} \leq [\tau_{cp}].$$

4.4.2.2. Расчет роликовой муфты обгона

Роликовые муфты обгона широко используются в авиационных механизмах для согласования скоростей движения ведущего и ведомого валов.

Схема роликовой муфты обгона приведена на рис.4.54.

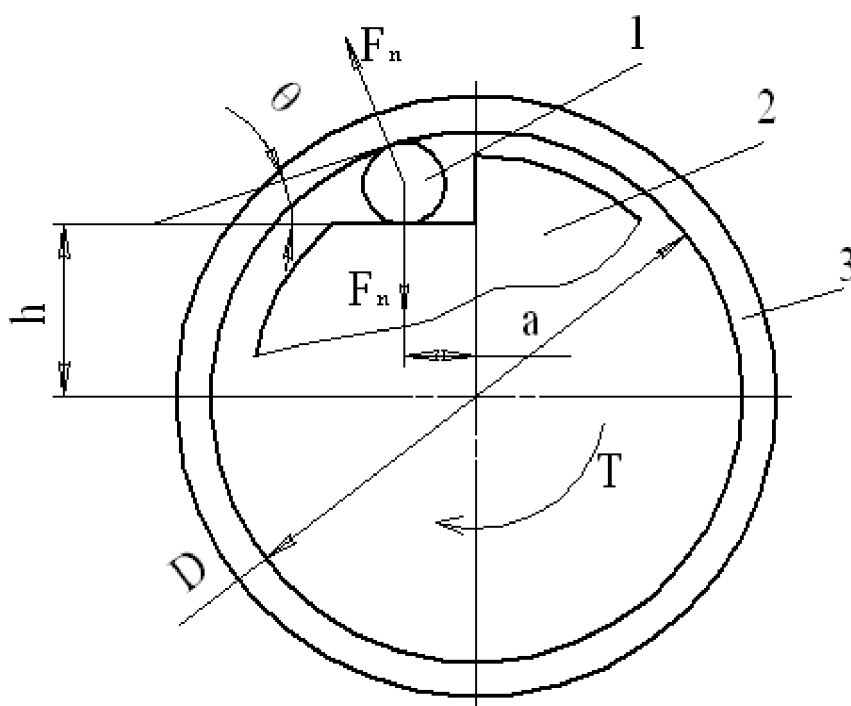


Рис.4.54. Схема роликовой муфты обгона

Основными деталями муфты являются ролики 1, звездочка 2 и обойма 3. Передача крутящего момента T происходит при заклинивании ролика между обоймой и площадкой звездочки. В этом случае угол заклинивания θ назначается по условию $\theta \leq 2 \cdot \varphi$, где φ – угол трения. Для стальных смазываемых поверхностей принимают $\theta \approx 7^\circ$.

Высота площадки звездочки определяется по формуле:

$$h = \frac{D - D_w}{2} \cos \theta - \frac{D_w}{2}.$$

Эксцентриситет приложения нагрузки к площадке звездочки будет равен:

$$a = \frac{D - D_w}{2} \sin \theta.$$

Здесь D – диаметр расточки обоймы; D_w – диаметр ролика.

Как правило, в муфтах применяются ролики от стандартных роликовых подшипников.

Условие равновесия звездочки запишется в виде:

$$T = F_n \cdot a \cdot z.$$

Здесь z – число роликов.

С использованием выражения для эксцентриситета a найдем:

$$F_n = \frac{2 \cdot T}{(D - D_w) \cdot z \cdot \sin \theta}.$$

Максимальные напряжения возникают в контакте ролика с площадкой звездочки. Тогда условие прочности с использованием формулы Герца примет вид:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_n}{D_w \cdot l}} \leq [\sigma_H].$$

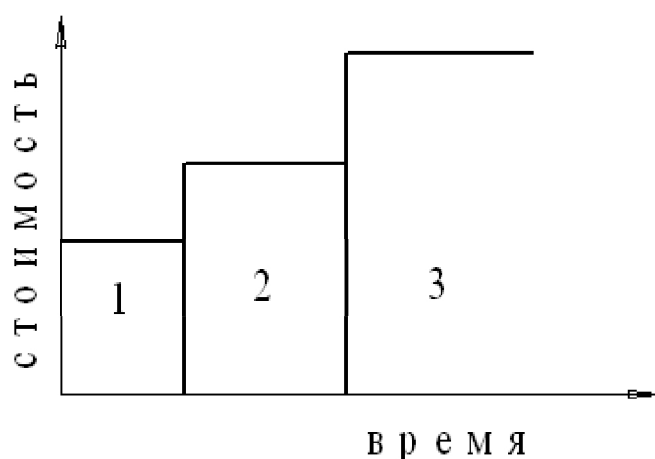
Здесь Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов; l – рабочая длина ролика.

Рекомендуется принимать допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 1500 \div 2500$ МПа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эксплуатационные характеристики и надежность машины закладываются в процессе ее проектирования.

Этапы создания авиационной техники и их стоимость можно представить в виде графика.



Этап 1 – этап проектирования. Он занимает относительно непродолжительное время и имеет невысокую стоимость, определяемую главным образом заработной платой конструкторов.

Этап 2 – этап создания опытных образцов изделия. Продолжительность этапа соизмерима с предыдущим или несколько больше, но стоимость его значительно выше, так как включает не только заработную плату, но и стоимость материалов, эксплуатацию оборудования и т.п.

Этап 3 – испытания и доводка опытных образцов. Стоимость этого этапа очень высока, так как связана с использованием специального оборудования и часто требует доведения до разрушения изделий. В то же время продолжительность этого этапа может оказаться весьма большой и зачастую заканчивается снятием изделия с испытаний и производства. Это связано с недоработками конструкции на этапе 1.

Таким образом, очевидна важность этапа проектирования и ответственность конструкторов за качество, технологичность в изготовлении и надежность в эксплуатации авиационной техники. Это требует хорошей конструкторской подготовки и глубоких знаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кудрявцев, В.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / В.Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. – 464 с., ил.
2. Иосилевич, Г.Б. Детали машин: учебник для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: учеб. пособие для втузов/ Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин [и др.]; под ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Рощина. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.
5. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин / В.В. Шелофаст. – М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.
6. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов. – 8-е изд., испр. / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2003. – 408 с.

Учебное издание

*Жильников Евгений Петрович
Тихонов Алексей Николаевич*

ДЕТАЛИ МАШИН

*Конспект лекций для студентов факультета
инженеров воздушного транспорта*

Редактор Н. С. К у п р и я н о в а
Компьютерная верстка Т. Е. П о л о в н е в а

Подписано в печать 11.10.07. Формат 60х84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. 16,0.

Тираж 200 экз. Заказ

Арт.-6(Д2)/2007

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.