**Задание выполнить не позднее 23 апреля**

**21.04**

**Урок № 87-88**

**Расчёт прямозубой цилиндрической передачи.**

**Задание: изучить теоретический материал и составить план – конспект.**

**Основной материал:**

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354-87.

**Силы в зацеплении**. На рис.  - нормальная сила, направ­ленная по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверх­ностям зубьев. Силы, действующие в зацеплении, принято прик­ладывать в полюсе зацепления. При этом силу -  , переносят в по­люс и раскладывают на окружную  , и радиальную  . По заданным  и  опре­деляют



и через нее выражают все другие составляющие:

** ,  .**

**Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям.** Наименьшей контактной усталостью об­ладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где на­блюдается однопарное зацепление (см. рис.). Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления. Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами  и  *.* При этом контактные напряжения определяют по формуле

 .

Для прямозубых передач

 /

Радиусы кривизны эвольвент зубьев в точке контакта (рис. 8.18)

 ;  .

По формуле



|  |
| --- |
| https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image279.gif   |

 ,

где  , знак «+» - для наружного, а «-» - для вну­треннего зацепления.

(8.7) Заменяя



и подставляя в формулу получаем

 .

Параметр  по ГОСТ 16532-70 называют *передаточным числом* и определяют как отношение большего числа зубьев к мень­шему независимо от того, как передается движение: от  к  или от  к  . Это передаточное число  отличается от передаточного отношения  , которое равно отношению угловых скоростей ведуще­го колеса к ведомому и которое может быть меньше или больше единицы, положительным или отрицательным. Применение  вме­сто  связано только с принятой формой расчетных зависимостей для контактных напряжений [см. вывод формулы (8.9), где  выра­жено через  (меньшее колесо), а не через  (большее колесо)]. Величина контактных напряжений, так же как и передаточное число  , не зависит от того, какое колесо ведущее, а величина передаточ­ного отношения зависит  . Однозначное определение  позволяет уменьшить вероятность ошибки при расчете. Передаточное число  относится только к одной паре зубчатых колес. Его не следует применять для обозначения передаточного отношения многосту­пенчатых редукторов, планетарных, цепных, ременных и других передач. Там справедливо только обозначение  .

Величины расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение  - см. ниже (чаще это бывает колесо, а не шестерня).

Формулу используют для проверочного расчета, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту  или  и передаточному числу  .

С этой целью формулу решают относительно  . Другие неизвестные параметры оценивают приближенно или выбирают по рекомендациям на основе накопленного опыта. В нашем случае принимаем  ;  =200 (  0,6428),  1,15 (этот коэффициент зависит от окружной скорости  , кото­рая пока неизвестна, поэтому принято некоторое среднее значе­ние - см. табл. 8.3). При этом из составляющих коэффициен­та  [см. формулу (8.4)] остаются  и  *.* Далее обозначаем  - коэффициент ширины шестерни относительно диа­метра.

Подставляя в формулу (8.10) и решая относительно  , находим

 .

Решая относительно межосевого расстояния  , заменяем  ;  и вводим  - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

После преобразований с учетом зависимости



Получим

 .

При расчетах передач с цилиндрическими зубчатыми колесами чаще используют формулу (8.13), так как габариты передачи опре­деляет преимущественно межосевое расстояние.

*Расчет значений допускаемого напряжения *. Значение  оценивают в соответствии с заданной (или выбранной) схемой передачи и значением  , которое рассчитыва­ют по формуле  , где значение  заранее выбирают по реко­мендациям. При выборе учитывают следующее. Увеличе­ние  или относительной ширины колес позволяет уменьшить габариты и массу передачи, но вместе с этим требует повышенной жесткости и точности конструкции. В противном случае возрастает неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Может оказаться, что положительное влияние увеличения шири­ны колес не компенсирует вредного влияния увеличения неравно­мерности нагрузки.

*Выбор модуля и числа зубьев.* В формуле

****

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

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

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

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

Выбрав по этой таблице  , определяют

 ,

где

 .

Значение  согласуют со стандартом. Для силовых передач обычно рекомендуют принимать  >1,0мм.

При известном модуле определяют и уточняют все остальные параметры передачи.

Для передач без смещения

 ;  ;  ;

 ;  /

Должно быть  , где  - определяют по таблице в зависимости от передачи (прямозубая, косозубая или шевронная).

Для уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуют брать  >25. Для окончательного утверждения выбранной вели­чины модуля необходимо проверить прочность по напряжениям изгиба.

В случае неудовлетворительного результата изменяют  и опре­деляют новые значения z.

При проверке можно получить  значительно меньше  , что не является противоречивым или недопустимым, так как нагру­зочная способность большинства передач ограничивается контакт­ной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчетное значе­ние  превышает допускаемое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают  . Это значит, что в данной передаче (при данных материалах) реша­ющее значение имеет не контактная прочность, а прочность на изгиб. На практике такие случаи встречаются у колес с высокотвер­дыми зубьями при Н>50...60 HRC (например, цементированные зубья).

|  |
| --- |
| https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image379.gif   |

**Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба.** Зуб имеет слож­ное напряженное состояние. Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в гал­тель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений. Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зави­симости с учетом влияния основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале приближенный расчет, а затем введем поправки в виде соответствующих коэффици­ентов. Допустим следующее:

1. Нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. Практика подтверждает, что этот худший слу­чай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления кото­рых не могут гарантировать наличие двухпар­ного зацепления.

2. Зуб рассматриваем как консольную бал­ку, для которой справедливы гипотеза плоских сечений.

Силу  переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие  и  *.* При этом радиус приложе­ния окружной силы  будет несколько больше радиуса начальной окружности. Пренебрегая этой разностью, для расчета сил  и  используем формулы



** ,  .**

Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,



Где  - момент сопротивления сечения при изгибе;  - площадь;  ,  и  указаны на рис.

Знак «-» в формуле указывает, что за расчетные напряже­ния принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают тре­щины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Размеры  и  неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, их выражают через безразмер­ные коэффициенты:

 и  ,

где  - модуль зубьев.

После подстановки и введения расчетных коэффициентов полу­чают

 ,

где  - коэффициент расчетной нагрузки;  - теоре­тический коэффициент концентрации напряжений. Далее обозначают



- коэффициент формы зуба.

Для колес с внутренними зубьями приближенно можно прини­мать  =3,5...4, большие значения - при меньших  *.*

При этом для прямозубых передач расчетную формулу записы­вают в виде

 ,

где  - допускаемое напряжение изгиба.

Для проектных расчетов по напряжениям изгиба формулу решают относительно модуля путем замены  ,  ,  , тогда



И далее, принимая приближенно  *=*1,5 , получают



Величины  и  задают согласно рекомендациям.

Из формул следует, что  -*безразмерный коэффици­ент, значения которого зависят только от формы зуба*(  ,  ,  ) и в том числе от формы его галтели (коэффициент  ). *Форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит от числа зубьев  и коэффициента смещения инструмента х.*Рассмотрим эту зависимость.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев. На рис. показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колес, нарезанных без смещения с постоянным модулем. При  колесо превращается в рейку, и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением **уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем уменьшении **появляется подре­зание ножки зуба (штриховая линия на рис., прочность зуба существенно снижается. При нарезании инструментом реечного ти­па *для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания *=17.

|  |
| --- |
| https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image435.jpg |

Рассмотренное влияние числа зубьев на прочность справедливо при постоянном модуле, когда с увеличени­ем увеличиваются и диаметры колес. При постоянных диаметрах с изменением **изме­няется модуль  *.*В этом случае изменяются не только форма, но и размеры зуба. С увеличением **форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается  )*.*Уменьше­ние модуля снижает прочность зуба на изгиб.