**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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image044.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image257.gif опре­деляют

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image259.gif

и через нее выражают все другие составляющие:

**https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image261.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image263.gif .**

**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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image265.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image267.gif *.* При этом контактные напряжения определяют по формуле

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image269.gif .

Для прямозубых передач

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image271.gif /

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

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image273.gif ; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image275.gif .

По формуле

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image277.gif

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

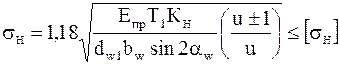
https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image281.gif ,

где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image283.gif , знак «+» - для наружного, а «-» - для вну­треннего зацепления.

(8.7) Заменяя

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image285.gif

и подставляя в формулу получаем

 .

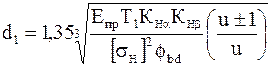
Параметр https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image289.gif по ГОСТ 16532-70 называют *передаточным числом* и определяют как отношение большего числа зубьев к мень­шему независимо от того, как передается движение: от https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image074.gif к https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image076.gif или от https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image076.gif к https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image074.gif . Это передаточное число https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image293.gif отличается от передаточного отношения https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image056.gif , которое равно отношению угловых скоростей ведуще­го колеса к ведомому и которое может быть меньше или больше единицы, положительным или отрицательным. Применение https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image293.gif вме­сто https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image056.gif связано только с принятой формой расчетных зависимостей для контактных напряжений [см. вывод формулы (8.9), где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image148.gif выра­жено через https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image299.gif (меньшее колесо), а не через https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image301.gif (большее колесо)]. Величина контактных напряжений, так же как и передаточное число https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image293.gif , не зависит от того, какое колесо ведущее, а величина передаточ­ного отношения зависит https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image056.gif . Однозначное определение https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image293.gif позволяет уменьшить вероятность ошибки при расчете. Передаточное число https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image293.gif 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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image056.gif .

Величины расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image303.gif - 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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image052.gif или https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image054.gif и передаточному числу https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image293.gif .

С этой целью формулу решают относительно https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image299.gif . Другие неизвестные параметры оценивают приближенно или выбирают по рекомендациям на основе накопленного опыта. В нашем случае принимаем https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image306.gif ; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image308.gif =200 ( https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image310.gif 0,6428), https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image312.gif 1,15 (этот коэффициент зависит от окружной скорости https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image040.gif , кото­рая пока неизвестна, поэтому принято некоторое среднее значе­ние - см. табл. 8.3). При этом из составляющих коэффициен­та https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image314.gif [см. формулу (8.4)] остаются https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image316.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image318.gif *.* Далее обозначаем https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image229.gif - коэффициент ширины шестерни относительно диа­метра.

Подставляя в формулу (8.10) и решая относительно https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image299.gif , находим

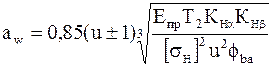
 .

Решая относительно межосевого расстояния https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image323.gif , заменяем https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image325.gif ; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image327.gif и вводим https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image329.gif - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

После преобразований с учетом зависимости

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image331.gif

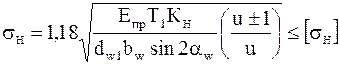
Получим

 .

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

*Расчет значений допускаемого напряжения https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image335.gif*. Значение https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image337.gif оценивают в соответствии с заданной (или выбранной) схемой передачи и значением https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image339.gif , которое рассчитыва­ют по формуле https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image331.gif , где значение https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image341.gif заранее выбирают по реко­мендациям. При выборе учитывают следующее. Увеличе­ние https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image341.gif 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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image299.gif , который определяется произведением https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image344.gif . Из этого следует, что *значение контактных напряжений https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image346.gif не зависит от модуля или числа зубьев в отдельности, а определяется только их произведением или диаметрами колес.* По условиям контактной прочности при данном https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image299.gif модуль передачи может быть сколь угод­но малым, лишь бы соблюдалось равенство https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image344.gif .

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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif 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 - https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image350.gif ) *и экономичности.* При малых https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif уменьшаются потери на трение (уменьшается скольжение), сокращается расход материала (умень­шается наружный диаметр https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image115.gif ) 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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif можно использовать рекомендации.

Выбрав по этой таблице https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image354.gif , определяют

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image356.gif ,

где

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image358.gif .

Значение https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif согласуют со стандартом. Для силовых передач обычно рекомендуют принимать https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif >1,0мм.

При известном модуле определяют и уточняют все остальные параметры передачи.

Для передач без смещения

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image360.gif ; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image362.gif ; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image364.gif ;

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image366.gif ; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image368.gif /

Должно быть https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image370.gif , где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image372.gif - определяют по таблице в зависимости от передачи (прямозубая, косозубая или шевронная).

Для уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуют брать https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image074.gif >25. Для окончательного утверждения выбранной вели­чины модуля необходимо проверить прочность по напряжениям изгиба.

В случае неудовлетворительного результата изменяют https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif и опре­деляют новые значения z.

При проверке можно получить https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image374.gif значительно меньше https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image376.gif , что не является противоречивым или недопустимым, так как нагру­зочная способность большинства передач ограничивается контакт­ной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчетное значе­ние https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image374.gif превышает допускаемое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif . 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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image159.gif переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image038.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image254.gif *.* При этом радиус приложе­ния окружной силы https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image038.gif будет несколько больше радиуса начальной окружности. Пренебрегая этой разностью, для расчета сил https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image038.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image254.gif используем формулы

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image259.gif

**https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image261.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image263.gif .**

Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image382.gif

Где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image384.gif - момент сопротивления сечения при изгибе; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image386.gif - площадь; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image227.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image389.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image391.gif указаны на рис.

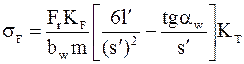
Знак «-» в формуле указывает, что за расчетные напряже­ния принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают тре­щины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Размеры https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image391.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image389.gif неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, их выражают через безразмер­ные коэффициенты:

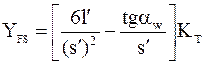
https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image393.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image395.gif ,

где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif - модуль зубьев.

После подстановки и введения расчетных коэффициентов полу­чают

 ,

где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image399.gif - коэффициент расчетной нагрузки; https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image401.gif - теоре­тический коэффициент концентрации напряжений. Далее обозначают



- коэффициент формы зуба.

Для колес с внутренними зубьями приближенно можно прини­мать https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image405.gif =3,5...4, большие значения - при меньших https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image407.gif *.*

При этом для прямозубых передач расчетную формулу записы­вают в виде

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image409.gif ,

где https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image376.gif - допускаемое напряжение изгиба.

Для проектных расчетов по напряжениям изгиба формулу решают относительно модуля путем замены https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image412.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image414.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image416.gif , тогда

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image418.gif

И далее, принимая приближенно https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image420.gif *=*1,5 , получают

https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image422.gif

Величины https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image074.gif и https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image424.gif задают согласно рекомендациям.

Из формул следует, что https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image405.gif -*безразмерный коэффици­ент, значения которого зависят только от формы зуба*( https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image427.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image429.gif , https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image085.gif ) и в том числе от формы его галтели (коэффициент https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image401.gif ). *Форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит от числа зубьев https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image407.gif 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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image433.gif колесо превращается в рейку, и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением *https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image407.gif*уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем уменьшении *https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image407.gif*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 https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image372.gif*=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 *https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image407.gif*изме­няется модуль https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif *.*В этом случае изменяются не только форма, но и размеры зуба. С увеличением *https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image407.gif*форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается https://www.ok-t.ru/studopediaru/baza5/1780124569790.files/image348.gif )*.*Уменьше­ние модуля снижает прочность зуба на изгиб.