# Проектирование конической зубчатой передачи

Исходные данные для расчета передачи:

* вращающий момент на шестерне ;
* частота вращения шестерни ;
* передаточное отношение ;
* допускаемые контактные напряжения ;
* допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса ,
* допускаемые напряжения контактной статической прочности
* допускаемые напряжения изгибной статической прочности:

Коническую зубчатую передачу рассчитываем на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев – по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчёты конических зубчатых передач в настоящее время не  
стандартизованы и сведены к расчётам эквивалентной цилиндрической зубчатой передачи. Существующие методики вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчётов. В данных расчетах использованы указания [Жильников].

## *Проектировочный расчет передачи*

Расчёт на усталостную прочность по контактным напряжениям  
является основным для определения габаритов передачи, расчёт на  
выносливость по напряжениям изгиба – для определения модуля  
передачи. Передача коническая ортогональная, с прямыми зубьями.

Основными размерами конической передачи будут габариты, показанные на рисунке 4, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

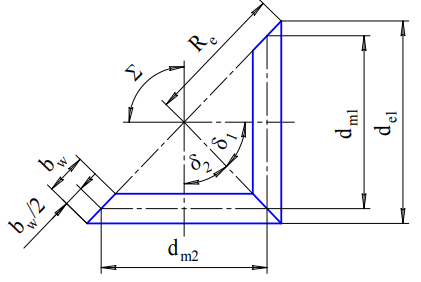


Рисунок 4 – Схема конической передачи

Угол делительного конуса колеса и шестерни:

Примем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни .

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно конусного расстояния:

Из условия прочности на контактную выносливость определяем средний делительный диаметр шестерни:

где – вспомогательный коэффициент,

– коэффициент нагрузки при расчёте по контактным напряжениям.

Рабочая ширина зубчатого венца:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении .

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни:

Начальное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца Эффективное значение коэффициента неравномерности при твердости HB > 350 принимаем

Окружная скорость:

Коэффициент динамической нагрузки

Коэффициент нагрузки при расчёте контактным напряжениям:

Уточнённое значение коэффициента нагрузки больше предварительно принятого в допустимых пределах:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям между парами зубьев при многопарном зацеплении .

Коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям:

Коэффициент формы зуба шестерни (получен после предварительного расчета).

Из условия прочности на контактную выносливость определяем нормальный модуль в среднем сечении зуба:

Принимаем ближайшее стандартное значение

Требуемое минимальное значение модуля по технологическим требованиям .

Число зубьев шестерни и колеса:

принимаем

принимаем

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:

Коэффициенты формы зуба шестерни и колеса:

Уточнённое значение коэффициента формы зуба шестерни меньше предварительно принятого в допустимых пределах:

Передаточное число передачи не изменилось:

Торцевой модуль в среднем сечении зуба:

***Геометрический расчёт передачи***

Основные рассчитываемые размеры конического колеса показаны на рисунке 5.

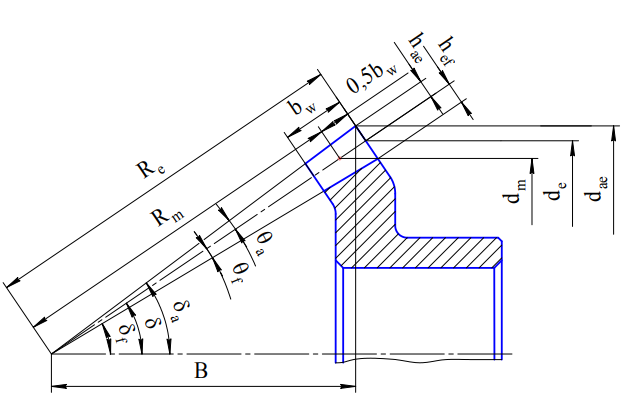


Рисунок 5 – Геометрические размеры конического колеса

Среднее и внешнее конусное расстояние конусное расстояние:

Торцевой модуль на внешнем торце:

Принимаем ближайшее стандартное значение

Внешний делительный диаметр шестерни и колеса:

Средний делительный диаметр шестерни и колеса:

Угол ножки зуба определяется:

Угол головки зуба:

Угол конуса вершин зубьев шестерни и колеса:

Угол впадин вершин зубьев шестерни и колеса:

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни и колеса:

## *Проверочный расчет передачи на прочность*

Контактные напряжения в зубьях шестерни:

где – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел,

– коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям,

– коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел.

Относительная перегрузка по контактным напряжениям:

Напряжение изгиба зуба шестерни:

Напряжение изгиба зуба колеса определяется по формуле:

Так как в редукторе задан коффициент перегрузки , то передача проверяется на действие пиковых нагрузок [Дунаев].

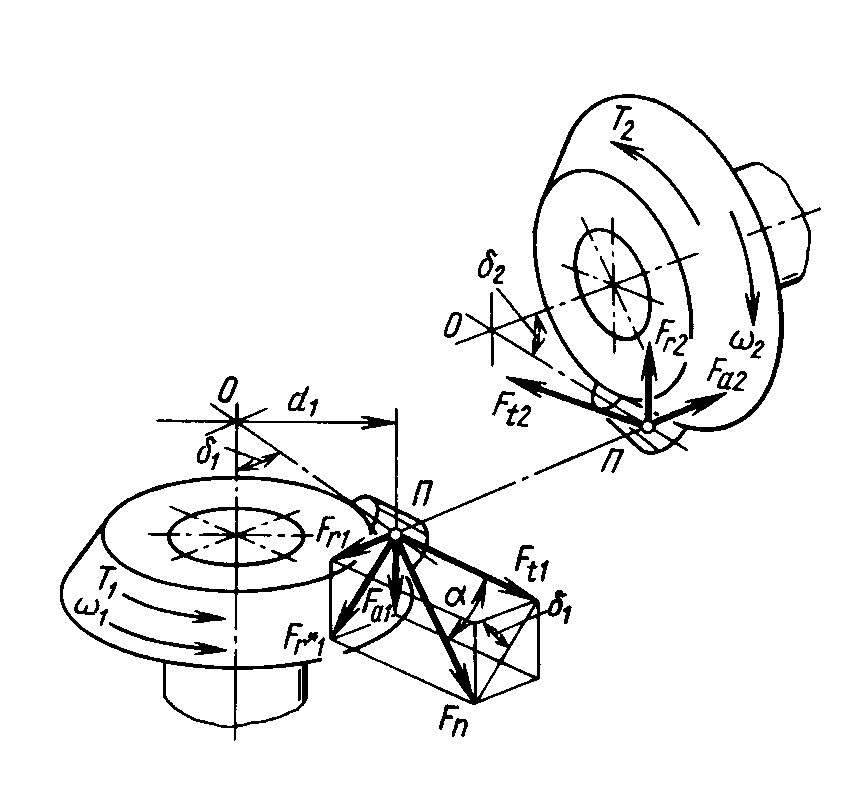
Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя определяем контактные напряжения:

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубев определяем изгибные напряжения:

Они меньше допускаемых напряжений изгибной статической прочности:

***Силы в зацеплении***

Нормальная нагрузка в контакте зубьев колес имеет три составляющие – окружную, радиальную и осевую. Схема сил взаимодействия зубьев в конической передаче показана на рисунке 6.

Рисунок 6 – Силы взаимодействия зубьев в конической передаче

Окружная сила на шестерне и колесе:

Радиальная сила на шестерне, осевая на колесе:

Осевая сила на шестерне, радиальная на колесе: