**Курсовая работа по технической механике**

Пример расчета

**Задание на проектирование**

Мощность на ведущем валу N1, квт – 6,5

Частота вращения ведущего вала n1, об/мин – 1450

Угловая скорость ведомого вала ω2, рад/с – 34,0

Вертикальная нагрузка на выходном конце ведомого вала Q,кН – 140

Кинематический расчет передачи

Угловая скорость ведущего вал



Передаточное отношение



Полученное значение округляем до величины, входящей в стандартный ряд Пр и принимаем

Вращающий момент на валу шестерни 

Вращающий момент на валу колеса 

Проектный расчет на контактную усталость

**Определяем межосевое расстояние передачи из условия контактной** выносливости рабочих поверхностей зубьев



Где [Ϭн] – допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле 

Где Ϭнlimв – предел контактной выносливости при базовом числе циклов, который для углеродистых сталей с твердостью рабочих поверхностей зубьев 350 HB, улучшенных, определяется по следующей формуле 

Мп (МПа)Па) (МПа)

Kнh – коэффициент долговечности. При числе циклов больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации передачи, принимают Kнh = 1.

[n]н– коэффициент безопасности. Согласно рекомендации) принимаем [n]н = 1,15.

Так как твердость рабочих поверхностей зубьев колеса меньше, то допускаемое напряжение определяем для колеса



Ѱва– коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию. По рекомендации принимаем Ѱва = 0,25.

Коэффициент нагрузки 

Kнα –коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес 

Kнβ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. В принятой схеме передачи зубчатые колеса расположены симметрично относительно опор, однако на конце ведомого вала имеется консольная нагрузка, вызывающая несимметричное распределение реакций в опорах, что вызывает дополнительную деформацию валов и ухудшает условия контакта зубьев. Поэтому по рекомендации принимаем коэффициент  как для несимметричного расположения зубчатых колес

Kнv – динамический коэффициент, определяемый в зависимости от окружной скорости колес и точности их изготовления. По рекомендации (принимаем при окружной скорости до 5 м/с и восьмой степени точности изготовления, значение коэффициента 

С учетом полученных значений межосевое расстояние



Принимаем 

**5. Определение основных параметров зацепления**

1.) Определяем модуль зацепления по эмпирическому соотношению. 



2.) Суммарное число зубьев шестерни и колеса. 

3.) Число зубьев шестерни



4. Число зубьев колеса



5.) Проверяем фактическое передаточное отношение





Межосевое расстояние не должно иметь отклонений от стандартного значения. Расхождение с принятым ранее номинальным передаточным отношением не должно превышать 2,5% при u ≤4,5 и 4,0% при u> 4,5

Допустимо 1,3% < 2,5%

6.) Определяем основные размеры шестерни и колеса.

Диаметр делительных окружностей.







Диаметр окружностей впадин





Высота зуба 

Ширина колеса 

Ширину шестерни обычно делают на 2÷5 мм больше, чем ширина колеса для компенсации неточности сборки и осевого люфта.

Ширина шестерни 

Коэффициент ширины шестерни по диаметру



7.) Степень точности цилиндрических прямозубых передач назначают в зависимости от окружной скорости по стандарту.

Окружная скорость колес

 При такой скорости следует принять восьмую степень точности