***Содержание***

*Задание по расчету цилиндрической зубчатой передачи*

*Введение*

1. *Нагрузочные параметры передачи*
2. *Расчет на прочность зубчатой передачи*
3. *Усилия в зацеплении зубчатой передачи и нагрузки на валы*
4. *Расчет тихоходного вала и выбор подшипников*
5. *Конструктивные размеры зубчатого колеса*
6. *Смазка и уплотнение элементов передачи*

*Графическая часть:*

*Приложение 1 «Эскизная компоновка тихоходного вала»*

*Приложение 2 «Расчетная схема тихоходного вала с эпюрами изгибающих и крутящих моментов»*

*Приложение 3 «Сборочный чертеж тихоходного вала».*

***Задание по расчету цилиндрической зубчатой передачи.***

*Рассчитать и спроектировать закрытую косозубую цилиндрическую передачу, передающую на тихоходном валу мощность Р2=6 кВт, при угловой скорости w2=3\*3.14=9.42 рад/с. и передаточным числе u=3.3 Режим нагрузки - постоянный «Т».*

*По заданию выполнить:*

*А) расчеты*

*Б) чертежи*

*Дополнительные условия, которые необходимо учитывать при расчете, принимаются следующими:*

*А) вид передачи- косозубая цилиндрическая*

*Б) передача нереверсивная, не допускается изменение направления вращения валов.*

*В) двигатель асинхронный серии 4А; в соответствии с данными каталога электродвигателей максимально кратковременные перегрузки составляют 200%, поэтому коэффициент перегрузки кп=2.0*

*Г) требуемый срок службы передачи назначим h=20000 часов.*

***Введение***

*Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или*

*червячных передач, выполненного в виде отдельного агрегата и*

*служащий для передачи мощности от двигателя рабочей машине с понижением угловой скорости и повышение вращающегося момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.*

*Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или стального сварного), в котором помещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.*

*Применение соосной схемы позволяет получить меньшие габариты по длине, что и является ее основным достоинством. К числу недостатков соосных редукторов относятся:*

*а) Затруднительность смазки подшипников, находящихся в средней части корпуса.*

*б) Большое расстояние между порами промежуточного вала, что требует увеличение его диаметра для обеспечения достаточной прочности и жесткости.*

*Очевидно, применение соосных редукторов ограничивается случаями, когда нет необходимости иметь два конца вала быстроходного и тихоходного, а совпадение геометрически осей входного и выходного валов удобно при намеченной общей компоновке привода.*

1. ***Нагрузочные параметры передачи.***

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1

Расчет и проектирование элементов редуктора

 Разраб.

Буравцев Н.В

 Провер.

Герасимов С.В

 Реценз.

Ф.И.О.

 Н. Контр.

Ф.И.О.

 Утверд.

Ф.И.О.

***Нагрузочные параметры передачи***

Лит.

Листов

2

АППзус03 БрГТУ

*Угловая скорость тихоходного вала w2=9,42 рад/с.; угловая скорость быстроходного вала:*

**

*Мощность на валах тихоходном валу Р2=6 кВт.*

*Мощность на быстроходном валу:*

* , где - КПД передачи.*

*КПД зацепления косозубой цилиндрической передачи.*

*КПД одной пары подшипников качения.*

*Крутящий момент на быстроходном валу:*

**

*Крутящий момент на тихоходном валу:*

**

*Расчетные крутящие моменты принимаются:*

*Т1Н=Т1F=T1=201,055* *; Т2Н=Т2F=T2=636.943* 

*Суммарное число циклов нагружения зубьев за весь срок службы передачи, соответственно для зубьев шестерни и колеса равны:*

*для быстроходной*

*для тихоходной*

*Переменность нагрузки в передаче при тяжелом режиме нагружения учитывается коэффициентами нагружения, которые назначаем, ориентируясь на стальные колеса: КНЕ=0,50, при расчете на контактную выносливость.*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

***Нагрузочные параметры передачи***

*КFE=0,30, при расчете на выносливость при изгибе.*

*Эквивалентное число циклов нагружения зубьев шестерни и колеса:*

**

*Максимальная нагрузка на зубья передачи при кратковременных нагрузках:*

**

***2. Расчет на прочность зубчатой передачи.***

 *Минимальное межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи:*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1

Расчет и проектирование элементов редуктора

 Разраб.

Буравцев Н.В

 Провер.

Герасимов С.В

 Реценз.

Ф.И.О.

 Н. Контр.

Ф.И.О.

 Утверд.

Ф.И.О.

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

Лит.

Листов

7

АППзус03 БрГТУ

**

*Передача предназначена для индивидуального производства и Ки ней не предъявляются жесткие требования к габаритам. Но учитывая значительные кратковременные перегрузки, принимаем для изготовления зубчатых колес следующие материалы:*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Параметр* | *Для шестерни* | *Для колеса* |
| *Материал* | *Сталь 45* | *Сталь 40* |
| *Температура закалки в масле, 0С* | *840* | *850* |
| *Температура отпуска, 0С* | *400* | *400* |
| *Твердость НВ* | *350* | *310* |
| *σВ, МПа* | *940* | *805* |
| *σТ, МПа* | *785* | *637* |

*Допускаемое контактное напряжение:*

**

*Для зубьев шестерни определяется:*

*- предел ограниченной контактной выносливости поверхности зубьев при базе испытаний NHO*

**

*Предварительно принимается:*

*- коэффициент безопасности для колес с однородной структурой зубьев.*

*SH=1.1*

* *коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности ZR=0.95*

*Коэффициент долговечности находится с учетом базы испытаний и эквивалентного числа циклов нагружения зубьев.*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

*База испытаний определяется в зависимости:*

**

*Так как , то для переменного тяжелого режима нагружения kHL=1.*

*Допускаемое контактное напряжение:*

**

*Для зубьев колеса соответственно определяется:*

 **

*SH=1.1*

*ZR=0.95*

**

*Так как:*

*, то kHL2=1*

*Допускаемое контактное напряжение:*

**

*Допускаемого контактного напряжение:*

 **

*Число зубьев шестерни принимаем: Z1=26*

*Число зубьев колеса:*

*, принимаем Z2=86*

*Фактическое передаточное число передачи:*

**

*Угол наклона линии зубьев β= 120*

*Вспомогательный коэффициент ka=430*

*Коэффициент ширины зубчатого венца ψa=0.4, и соответственно:*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

**

*Коэффициент kHB, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца*

 *kHB=1,05*

*Минимальное межосевое расстояние:*

**

*Нормальный модуль зубьев:*

**

*По ГОСТ 9563-90 принимаем mn=5 мм*

*Фактическое межосевое расстояние*

*, назначаем aw=330, тогда фактическое угол наклона зубьев:*

**

*По ГОСТ 13755-81 для цилиндрических зубчатых передач:*

*- угол главного профиля ά=200*

*- коэффициент высоты зуба ha\*=1*

*- коэффициент радиального зазора с\*=0.25*

*- коэффициент высоты ножки зуба h\*f=1.25*

*- коэффициент радиуса кривизны переходной кривой р\*=0.38*

*Размеры зубчатого венца колеса:*

*Внешний делительный диаметр колеса:*

**

**

**

**

*Размеры зубчатого венца шестерни*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

*Внешний делительный диаметр колеса:*

**

*Внешний диаметр вершин зубьев:*

**

**

**

*Окружная скорость зубчатых колес:*

**

*Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:*

**

*Номинальная окружная сила в зацеплении:*

**

*Коэффициент торцевого перекрытия:*

**

*Коэффициент осевого перекрытия:*

**

*Расчет на выносливость зубьев при изгибе:*

**

*Коэффициенты, учитывающие форму зуба принимаем:*

*Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:*

*ZH=1.77\*cosβ=1.77\*0.848=1,501*

*Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес:*

*ZM=275 Н1/2/мм*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

*Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:*

**

*Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:*

*kHα=1.13; kHβ=1.05*

*Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении:*

*KHv=1.03*

*Удельная расчетная окружная сила:*

**

*Допустимое контактное напряжение:*

**

**

*Допускаемое предельное контактное напряжение:*

**

*Расчет на контактную прочность:*

 **

*Условие при расчете выносливости зубьев при изгибе:*

**

*Коэффициент, учитывающий форму зуба:*

*YF1=3.84, для зубьев шестерни*

*YF2=3.61, для зубьев колеса*

*Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев Yε=1*

*Коэффициент, учитывающий наклон зубьев:*

**

*Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:*

**

*Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца:*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

*kFβ=1.1*

*Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:*

*KFv=1.07*

*Удельная расчетная окружная сила:*

**

*Допустимое напряжение на изгиб:*

**

*Для зубьев шестерни определяем:*

*Предел ограниченной выносливости зубьев на изгиб при базе испытаний 4\*106:*

**

*Коэффициент безопасности для колес с однородной структурой материала принимаем SF=1.7*

*Коэффициент учитывающий влияние приложение нагрузки на зубья kFC=1 -для нереверсивной передачи.*

*Коэффициент долговечности находим по формуле:*

**

*, поэтому принимаем kFL=1*

**

*Для зубьев колеса соответственно определяем:*

**

**

*SF=1.7; kFC=1; kFL=1; т.к NFE2=3.24\*107>4\*106*

**

*Расчет на выносливость при изгибе:*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

***Расчет на прочность зубчатой передачи***

**

*Допустимое предельное напряжение на изгиб:*

**

*Предельное напряжение не вызывающая остаточной деформации или хрупкого излома зубьев для шестерни и колеса.*



*Принимаем коэффициент безопасности SF=1,7*

**

**

*Расчет на прочность при изгибе для шестерни:*

**

*Расчет на прочность при изгибе для колеса:*



***3.Усилия в зацеплении зубчатой передачи и нагрузки на валы***

*Усилия в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес определяются по формулам:*

 *Окружное усилие:*

**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1

Расчет и проектирование элементов редуктора

 Разраб.

Буравцев Н.В

 Провер.

Герасимов С.В

 Реценз.

Ф.И.О.

 Н. Контр.

Ф.И.О.

 Утверд.

Ф.И.О.

***Усилия в зацеплении зубчатой передачи и нагрузки на валы***

Лит.

Листов

1

АППзус03 БрГТУ

*Радиальное усилие:*

**

*Осевое усилие:*

**

***4. Расчет тихоходного вала и выбор подшипников.***

*Для предварительного расчета принимаем материал для изготовления вала:*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1

Расчет и проектирование элементов редуктора

 Разраб.

Буравцев Н.В

 Провер.

Герасимов С.В

 Реценз.

Ф.И.О.

 Н. Контр.

Ф.И.О.

 Утверд.

Ф.И.О.

***Расчет тихоходного вала и выбор подшипников***

Лит.

Листов

5

АППзус03 БрГТУ

*Материал- Сталь 40 нормализованная*

*σв=550 МПа*

*σТ=280 МПа*

*Допустимое напряжение на кручение [τ]=35 МПа*

*Диаметр выходного участка вала:*

**

*Для определения расстояния между опорами вала предварительно находим:*

*- длина ступицы зубчатого колеса lст=80 мм*

*- расстояние от торца ступицы до внутренней стенки корпуса ∆=8мм.*

*- толщина стенки корпуса:*

**

*- ширина фланца корпуса:*

**

*- диаметр соединительных болтов:*

**

*- размеры для установки соединительных болтов:*

**

*- ширина подшипника В=22 мм принята первоначально для подшипника 212 с внутренним посадочным диаметром 60 мм и наружным диаметром 110 мм.*

*- размеры h1=14 мм и h2=10 мм назначены с учетом размеров крышек для подшипников с наружным диаметром 111 мм.*

*- ширина мазеудерживающего кольца с=6мм и расстояние до подшипника f=6мм, (смазка подшипника пластичной смазкой (V=2,939 м/с<3 м/с), поэтому мазеудерживающие кольца lk≈18мм*

 *Таким образом, расстояние между опорами вала равно:*

**

*так, как колесо расположено на валу симметрично относительно его опор, то а=в=0,5\*l=0.5\*138=69 мм*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

***Расчет тихоходного вала и выбор подшипников***

*Конструирование вала:*

*Диаметры:*

*- выходного участка вала d1=40 мм*

*- в месте установки уплотнений d2=55 мм*

*- в месте установки подшипника d3=60 мм*

*- в месте посадки колеса d4=63 мм*

*Длины участков валов:*

*- выходного участка l1=2d1=2\*40=80 мм*

*- в месте установки уплотнений l2=45 мм*

*- под подшипник l3=B=22 мм*

*- под мазеудерживающее кольцо l4=lk+2=18+2=20 мм*

*- для посадки колеса l5=lСТ-4=80-4=76 мм*

*Проверка статической прочности валов*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

***Расчет тихоходного вала и выбор подшипников***

*Радиальные реакции в опорах вала находим в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Составляющие радиальных реакций в направлениях окружной и радиальной сил на каждой из опор вала будут равны:*

**

*Осевая реакция опоры 1 равна осевой силе:*

*Fa=Fx=1810.82 H*

*Максимальные изгибающие моменты в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:*

**

*Результатирующий изгибающий момент:*

**

*Эквивалентное напряжение в опасном сечении вала:*

**

*Напряжение изгиба вала:*

**

*Напряжение сжатия вала:*

**

*Напряжение кручение вала:*

**

*Номинальное эквивалентное напряжение:*

**

*Максимальное допустимое напряжение:*

**

*Проверка статической прочности вала при кратковременных нагрузках:*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

***Расчет тихоходного вала и выбор подшипников***

**

*Выбор подшипников качения тихоходного вала.*

*Для опор тихоходного вала предварительно назначаем подшипник 212 с внутренним посадочным диаметром d=60 мм, динамическая грузоподъемность которого С=52000 Н и статическая грузоподъемность С0=3100 Н*

*Для опоры 1:*

*, что соответствует е=0,23*

*Отношение *

*Х=0,56; Y=1.95, а расчетная динамическая нагрузка*

**

*Для опоры 2:*

**

*поэтому X=1; y=0*

*Расчетная динамическая нагрузка:*

**

*С учетом режима нагружения (Т), для которого коэффициент интенсивности kE=0.8. расчетная эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник:*

**

*Для 90% надежности подшипников (a1=1) и обычных условиях эксплуатации (a23=0.75) расчетная долговечность подшипников в милн.об:*

**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

***Расчет тихоходного вала и выбор подшипников***

*Расчетная долговечность подшипника в часах:*

**

*что больше требуемого срока службы передачи.*

***4.Шпоночные соединения***

*Выбор размера шпонок*

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1

Расчет и проектирование элементов редуктора

 Разраб.

Буравцев Н.В

 Провер.

Герасимов С.В

 Реценз.

Ф.И.О.

 Н. Контр.

Ф.И.О.

 Утверд.

Ф.И.О.

***Шпоночные соединения***

Лит.

Листов

1

АППзус03 БрГТУ

*Для проектируемой сборочной единицы тихоходного вала выбираем следующие размеры призматических шпонок:*

*-на выходном валу:*

*bi x hi x li =14 x 9 x 70; ti1=5.5 мм*

*- под ступицей колеса:*

*bii x hii x lii =18 x 11 x 70; tii1=3 мм*

*проверка прочности шпоночных соединений.*

*Напряжение смятия боковых граней шпонки, установленной на выходном участке вала:*

**