**Содержание.**

Задание на проект

Введение

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

2. Расчет зубчатых колес

2.1 Выбор материала

2.2 Расчет быстроходной ступени

2.3 Расчет тихоходной ступени

3. Предварительный расчет валов редуктора

4. Конструктивные размеры шестерни и колеса

5. Конструктивные размеры корпуса и крышки

6. Проверка долговечности подшипников

7. Проверка прочности шпоночных соединений

8. Уточненный расчет валов

9. Выбор сорта масла

10. Посадки деталей редуктора

11. Список литературы

Спецификация к редуктору

**Задание: Спроектировать привод ленточного транспортера.**

Вариант № 38.



***Исходные данные:***

Срок службы: 7 лет

Мощность на выходном валу Р3= 8 кВт

Угловая скорость на выходном валу w3= 3.2π рад/с = 10 рад/с



# **ВВЕДЕНИЕ.**

Цель курсового проектирования – систематизировать, закрепить, расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки студентов. Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность, технологичность, минимальные габариты и масса, удобство в эксплуатации и экономичность. В проектируемом редукторе используются зубчатые передачи.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

Нам в нашей работе необходимо спроектировать редуктор для ленточного транспортера, а также подобрать муфты, двигатель. Редуктор состоит из литого чугунного корпуса, в котором помещены элементы передачи – 2 шестерни, 2 колеса, подшипники, валы и пр. Входной вал посредством муфты соединяется с двигателем, выходной также посредством муфты с транспортером.

1. **Выбор электродвигателя и кинематический расчет**.

Кинематический анализ схемы привода.

Привод состоит из электродвигателя, двухступенчатого редуктора. При передаче мощности имеют место ее потери на преодоление сил вредного сопротивления. Такие сопротивления имеют место и в нашем приводе: в зубчатой передаче, в опорах валов, в муфтах и в ремнях с роликами. Ввиду этого мощность на приводном валу будет меньше мощности, развиваемой двигателем, на величину потерь.

*1.1 Коэффициент полезного действия привода.*

По таблице 1.1 [1] коэффициент полезного действия пары цилиндрических колес ηз.к. = 0,98; коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, ηп = 0,99; коэффициент, учитывающий потери в муфте ηм = 0,98; коэффициент, учитывающий потери в ремне с роликами ηр = 0,9



0,98\*0,99\*0,98 = 0,95



0,95\*0,98\*0,99 = 0,92



0,92\*0,99 = 0,91



# Общий КПД привода:



= 0,982 \* 0,995 \* 0,982\*0,9 = 0,8



* 1. *Выбор электродвигателя.*

Требуемая мощность электродвигателя:

Ртр=Р3/=8/0,8=10 кВт,



Частота вращения барабана:



При выборе электродвигателя учитываем возможность пуска транспортера с полной загрузкой.

Пусковая требуемая мощность:

Рп=Ртр\*1,3м=10\*1,3=13 кВт

Эквивалентная мощность по графику загрузки:



кВт



По ГОСТ 19523-81 (см. табл. П1 приложения [1]) по требуемой мощности

Ртр = 10 кВт выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный

короткозамкнутый серии 4АН закрытый, обдуваемый с синхронной частотой

n = 1500 об/мин 4АН132М4 с параметрами Рдв = 11 кВт и скольжением

S=2,8 %, отношение Рп/Рн=2. Рпуск=2\*11=22 кВт - мощность данного двигателя на пуске. Она больше чем нам требуется Рп= 13 кВт.

Номинальная частота вращения двигателя:



где: nдв – фактическая частота вращения двигателя, мин-1;

n – частота вращения, мин-1;

s – скольжение, %;



Передаточное отношение редуктора:

U=nдв/n3=1458/95,5=15,27

Передаточное отношение первой ступени примем u1=5; соответственно второй ступени u2=u/u1=15,27/5=3,05

*1.3 Крутящие моменты.*

Момент на входном валу:

,



где: Ртр – требуемая мощность двигателя, кВт;

– угловая скорость вращения двигателя, об/мин;



где: nдв – частота вращения двигателя, мин-1;



Момент на промежуточном валу:

Т2 = Т1 \* u1 \* η2

где: u1 – передаточное отношение первой ступени;

η2 – КПД второго вала;

Т2 = 65,5\*103 \* 5\*0,92 =301,3\*103 Нмм

Угловая скорость промежуточного вала:



Момент на выходном валу:

Т3 = Т2 \* u2 \* η3

где: u2 – передаточное отношение второй ступени;

η3 – КПД третьего вала;

Т3 = 301,3\*103 \* 3,05 \* 0,91 = 836,3\*103 Нмм

Угловая скорость выходного вала:



Все данные сводим в таблицу 1:

таблица 1

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Быстроходный вал | Промежуточный вал | Тихоходный вал |
| Частота вращения, об/мин | n1= 1458 | n2=291,3 | n3=95,5 |
| Угловая скорость, рад/с | w1= 152,7 | w2 =30,5 | w3= 10 |
| Крутящий момент, 103 Нмм | T1= 65,5 | T2= 301,3 | T3= 836,3 |

**2. Расчет зубчатых колес.**

*2.1 Выбор материала.*

Выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость НВ 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но на 30 единиц ниже НВ 200.

Допускаемые контактные напряжения по формуле (3.9 [1])

, МПа



где: σН lim b – предел контактной выносливости, МПа;

, МПа



для колеса: = 2\*200 + 70 = 470 МПа



для шестерни: = 2\*230 + 70 = 530 Мпа



КНL – коэффициент долговечности

,



где: NHO – базовое число циклов напряжений;

NНЕ – число циклов перемены напряжений;

Так как, число нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают КHL = 1.

[SH] – коэффициент безопасности, для колес нормализованной и улучшенной стали принимают [SH] = 1,11,2.



Для шестерни:



Для колеса:



Тогда расчетное контактное напряжение определяем по формуле (3.10 [1])



= 0.45(481+428)=410 МПа.



* 1. *Расчет быстроходной ступени двухступенчатого зубчатого редуктора.*
     1. *Межосевое расстояние определяем по формуле (3.7 [1])*

, мм



где: Ка – для косозубых колес Ка = 43;

u1 – передаточное отношение первой ступени;

Т2 – крутящий момент второго вала, Нмм;

КНβ – коэффициент, учитывающий не равномерность распределения нагрузки по ширине венца.

При проектировании зубчатых закрытых передач редукторного типа принимают значение КНβ по таблице 3.1 [1]. КНβ=1,25

[σH] – предельно допускаемое напряжение;

ψba – коэффициент отношения зубчатого венца к межосевому расстоянию, для косозубой передачи ψba = 0,25 0,40.



мм



Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 аw = 160 мм (см. с.36 [1]).

* + 1. *Нормальный модуль:*

mn = (0,010,02)\*аw



где: аw – межосевое расстояние, мм;

mn = (0,010,02)\*аw = (0,010,02)\*160 = 1,63,2 мм



Принимаем по ГОСТ 9563-60 mn = 3.

Предварительно примем угол наклона зубьев β=10°.

*2.2.3 Число зубьев шестерни (формула 3.12 [1] ):*

,



где: аw – межосевое расстояние, мм;

β – угол наклона зуба, °;

u1 – передаточное отношение первой ступени;

mn – нормальный модуль, мм;



*2.2.4 Число зубьев колеса:*

z2 = z1 \* u1 = 17\*5=85

* + 1. *Уточняем значение угла наклона зубьев:*

,



где: z1 – число зубьев шестерни;

z2 – число зубьев колеса;

mn – нормальный модуль, мм;

аw – межосевое расстояние, мм;



β = 17°

* + 1. *Диаметры делительные.*

Для шестерни:



Для колеса:



Проверка:



* + 1. *Диаметры вершин зубьев.*

Для шестерни: da1 =d1+2mn =53,3 + 2\*3 = 59,3 мм

Для колеса: da2 =d2+2mn = 266,7 + 2\*3 = 272,7 мм

* + 1. *Ширина зуба.*

Для колеса: b2 = ψba \* aw = 0,4 \* 160 = 64 мм

Для шестерни: b1 = b2 + 5 = 64 + 5 = 69 мм

#### *Коэффициент ширины шестерни по диаметру.*

,



где: b1 – ширина зуба для шестерни, мм;

d1 – делительный диаметр шестерни, мм;



* + 1. *Окружная скорость колес.*

м/с



Степень точности передачи: для косозубых колес при скорости до 10 м/с следует принять 8-ю степень точности.

* + 1. *Коэффициент нагрузки.*



По таблице 3.5 [1] при ψbd = 1,29, твердости НВ< 350 и несимметричном рас-положении колес коэффициент КНβ = 1,17.

По таблице 3.4 [1] при ν = 4,1 м/с и 8-й степени точности коэффициент КНα=1,07.

По таблице 3.6 [1] для косозубых колес при скорости менее 5 м/с коэф-фициент КНυ = 1.

= 1,17 \* 1,07 \* 1 = 1,252



* + 1. *Проверяем контактные напряжения по формуле 3.6 [1].*

, МПа



где: аw – межосевое расстояние, мм;

Т2 – крутящий момент второго вала, Нмм;

КН – коэффициент нагрузки;

u1  - передаточное отношение первой ступени;

b2 – ширина колеса, мм;



Условие прочности выполнено.

* + 1. *Силы, действующие в зацеплении.*

В зацеплении действуют три силы:

* Окружная

, Н



где: Т1 – крутящий момент ведущего вала, Нмм;

d1 –делительный диаметр шестерни, мм;



* Радиальная

, Н



где: α – угол зацепления, °;

β – угол наклона зуба, °;



* Осевая

Fa = Ft \* tg β, Н

Fa = Ft \* tg β = 2457,8 \* 0,3057 = 751,4 Н

* + 1. *Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба*

*( см. формулу 3.25 [1] ).*

, МПа



где: Ft – окружная сила, Н;

Коэффициент нагрузки КF = KFβ \* KFν ( см. стр. 42 [1])

По таблице 3.7 [1] при ψbd = 1,34, твердости НВ ‹ 350 и несимметричном рас-положении зубчатых колес относительно опор коэффициент КFβ = 1.36.

По таблице 3.8 [1] для косозубых колес 8-й степени точности и скорости 4,1 м/с коэффициент КFυ = 1,1.

Таким образом, КF = 1,36 \* 1,1 = 1,496.

Коэффициент, учитывающий форму зуба, YF зависит от эквивалентного числа зубьев zυ

* У шестерни



* У колеса



Коэффициент YF1 = 3,85 и YF2 = 3,6 (см. стр. 42 [1] ).

Определяем коэффициенты Yβ  и КFα .



,



где средние значения коэффициента торцевого перекрытия εα = 1,5; степень точности n = 8.

Допускаемые напряжение при проверке на изгиб определяют по формуле 3.24 [1]:

, МПа



По таблице 3.9 для стали 45 улучшенной предел выносливости при отнуле-вом цикле изгиба = 1,8 НВ.



Для шестерни = 1,8 \* 230 = 414 МПа



Для колеса = 1,8 \* 200 = 360 МПа



Коэффициент безопасности



По таблице 3.9 [1] [SF]’ = 1.75 для стали 45 улучшенной; [SF]” = 1 для поковок и штамповок.



Допускаемые напряжения:

Для шестерни



Для колеса



Проверку на изгиб следует проводить для того зубчатого колеса, для которого отношение меньше. Найдем отношения:



Для шестерни



Для колеса



Проверку на изгиб проводим для колеса:



Условие прочности выполнено.

* 1. *Расчет тихоходной ступени двухступенчатого зубчатого редуктора.*

*2.3.1 Межосевое расстояние определяем по формуле (3.7 [1])*

, мм



где: Ка = 43;

u3 – передаточное отношение на выходе;

Т3 – крутящий момент на выходе;

КНβ=1.25

ψba = 0,25 0,40.



Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 аw = 200 мм (см. с.36 [1]).

* + 1. *Нормальный модуль.*

mn = (0,010,02)\*аw = (0,010,02)\*200 = 24 мм



Принимаем по ГОСТ 9563-60 mn = 3 мм

Предварительно примем угол наклона зубьев β=10°.

* + 1. *Число зубьев шестерни (формула 3.12 [1] )*



* + 1. *Число зубьев колеса*

Z4 = z3 \* u2 = 32\*3,05=97,6

*2.3.5 Уточняем значение угла наклона зубьев.*



β = 12,83°=12o50/

*2.3.6 Диаметры делительные.*

Для шестерни:



Для колеса:



Проверка:



*2.3.7 Диаметры вершин зубьев.*

Для шестерни: da3 =d3+2mn =98,5 + 2\*3 = 104,5 мм

Для колеса: da4 =d4+2mn = 301,5 + 2\*3 = 307.5 мм

*2.3.8 Ширина зуба.*

Для колеса: b4 = ψba aw = 0,4 \* 200 = 80 мм

Для шестерни: b3 = b4 + 5 = 80 + 5 = 85 мм

#### *2.3.9 Коэффициент ширины шестерни по диаметру.*



*2.3.10 Окружная скорость колес.*

, м/с



Степень точности передачи: для косозубых колес при скорости до 10 м/с следует принять 8-ю степень точности.

*2.3.11 Коэффициент нагрузки.*



По таблице 3.5 [1] при ψbd = 0,93, твердости НВ< 350 и несимметричном рас-положении колес коэффициент КНβ = 1,1.

По таблице 3.4 [1] при ν = 1,5 м/с и 8-й степени точности коэффициент КНα=1,06.

По таблице 3.6 [1] для косозубых колес при скорости более 1,5 м/с коэффициент КНυ = 1.

= 1,1 \* 1,06 \* 1 = 1,15



*2.3.12 Проверяем контактные напряжения по формуле 3.6 [1].*



Условие прочности выполнено

*2.3.13 Силы, действующие в зацеплении.*

В зацеплении действуют три силы:

* Окружная



* Радиальная



* Осевая

Fa = Ft \* tg β=6117,8\*0.228=1394,9 Н

##### *Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба*

Коэффициент нагрузки КF = KFβ \* KFν ( см. стр. 42 [1])

По таблице 3.7 [1] при ψbd = 0,863, твердости НВ ‹ 350 и несимметричном расположении зубчатых колес относительно опор коэффициент КFβ = 1.2.

По таблице 3.8 [1] для косозубых колес 8-й степени точности и скорости 1,5м/с коэффициент КFυ = 1,1.

Таким образом, КF = 1,2 \* 1,1 = 1,32.

Коэффициент, учитывающий форму зуба, YF зависит от эквивалентного числа зубьев zυ

У шестерни



У колеса



Коэффициент YF1 = 3,62 и YF2 = 3,6 (см. стр. 42 [1] ).

Определяем коэффициенты Yβ  и КFα .



,



где средние значения коэффициента торцевого перекрытия εα = 1,5; тепень точности n = 8.

Допускаемые напряжение при проверке на изгиб определяют по формуле 3.24 [1]:

,



По таблице 3.9 для стали 45 улучшенной предел выносливости при отнуле-вом цикле изгиба = 1,8 НВ.



Для шестерни = 1,8 \* 230 = 414 МПа



Для колеса = 1,8 \* 200 = 360 МПа



Коэффициент безопасности



По таблице 3.9 [1] [SF]’ = 1.75 для стали 45 улучшенной; [SF]” = 1 для поковок и штамповок.



Допускаемые напряжения:

Для шестерни



Для колеса



Проверку на изгиб следует проводить для того зубчатого колеса, для которого отношение меньше. Найдем отношения:



Для шестерни



Для колеса



Проверку на изгиб проводим для колеса



Условие прочности выполнено.

1. **Предварительный расчет валов редуктора.**

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям. Материал тот же что и шестерня Сталь 45 улучшенная.

##### *3.1 Ведущий вал:*

Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении Н/мм2.



, мм [1]



где: Т-крутящий момент, Нмм;

- допускаемое напряжение, Н/мм2;



мм



Так как вал редуктора соединен с валом двигателя муфтой, то необходимо согласовать диаметры ротора dдв и вала dв1. Муфты УВП могут соединять валы с соотношением dв1:dдв0,75, но полумуфты должны при этом иметь одинаковые наружные диаметры. У подобранного электродвигателя dдв=32 мм. Выбираем МУВП по ГОСТ 21425-93 с расточками полумуфт под dдв=32 мм и dв1=25 мм.



Примем под подшипник dп1=30 мм.

Шестерню выполним за одно целое с валом.

*3.2 Промежуточный вал:*

Материал тот же что и шестерня Сталь 45 улучшенная.

Диаметр под подшипник при допускаемом напряжении Н/мм2.



мм



Примем диаметр под подшипник dП2=30 мм.

Диаметр под зубчатым колесом dзк=35 мм.

Шестерню выполним за одно с валом.

*3.3 Выходной вал:*

Материал тот же что и шестерня Сталь 45 улучшенная.

Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении Н/мм2.



мм



Выбираем муфту МУВП по ГОСТ 21424-75 с расточкой полумуфт под dв3=46мм.

Диаметр под подшипник примем dП3=50 мм.

Диаметр под колесо dзк=55 мм.

**4. Конструктивные размеры шестерни и колеса**

Размеры колес определяются из следующих формул (табл.10.1[1]):

Диаметр впадин зубьев: df=d1-2.5mn, мм

Диаметр ступицы: , мм



длина ступицы: , мм



толщина обода: , мм., но не менее 8 мм.



толщина диска: , мм



диаметр отверстий: , мм Do=df-2 мм



фаска: n=0.5mn x 45o

Все расчеты сводим в таблицу 2:

Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | z | mn | b,  мм | d,  мм | da,  мм | df,  мм | dст,  мм | Lст,  мм | ,  мм | С,  мм |
| Первая  ступень | шестерня | 17 | 3 | 69 | 53,3 | 59,34 | 45,8 | - | - | - | - |
| колесо | 85 | 3 | 64 | 266,7 | 272,7 | 259,2 | 72 | 67,5 | 8 | 18 |
| Вторая  ступень | шестерня | 32 | 3 | 85 | 98,5 | 104,5 | 91 | - | - | - | - |
| колесо | 98 | 3 | 80 | 301,5 | 307,5 | 294 | 104 | 97,5 | 8 | 24 |

**5. Конструктивные размеры корпуса и крышки**

Расчет проведем по формулам (табл. 10.2, 10.3[1]):

Толщина стенки корпуса: мм.



Толщина стенки крышки редуктора: мм.



Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса: мм.



Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса: мм.



Толщина нижнего пояса корпуса: мм., примем *р=23* мм.



Толщина ребер основания корпуса: мм., примем *m=9* мм.



Толщина ребер крышки корпуса: мм., примем *m=8* мм.



Диаметры болтов:

* фундаментальных: мм., принимаем болты с резьбой М20;



* крепящих крышку к корпусу у подшипников: мм., принимаем болты с резьбой М16;



* крепящих крышку с корпусом: мм., принимаем болты с резьбой М12;



Гнездо под подшипник:

* Диаметр отверстия в гнезде принимаем равным наружному диаметру подшипника: Dп1=30 мм, Dп2=60 мм.
* Диаметр гнезда: Dk=D2+(2-5) мм., D2 – Диаметр фланца крышки подшипника, на 1 и 2 валах D2= 77мм, на 3 валу D2= 105мм. Тогда Dk1=D2+(2-5)= 80 мм, Dk2=D2+(2-5)= 110 мм.

Размеры радиальных шарикоподшипников однорядных средней серии приведены в таблице 3:

Таблица 3

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | Грузоподъемность,кН | |
| Размеры, мм | | | С | Со |
| N306 | 30 | 72 | 19 | 28,1 | 14,6 |
| N310 | 50 | 100 | 27 | 65,8 | 36 |

Размеры штифта:

* Диаметр мм.



* Длина мм.



Из табл. 10.5[1] принимаем штифт конический ГОСТ 3129-70

мм, мм.



Зазор между торцом шестерни с одной стороны и ступицы с другой, и внутренней стенкой корпуса А1=1,2=1,2\*10=12 мм.



Зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса, а также расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса А==10 мм.



Для предотвращения вытекания смазки подшипников внутрь корпуса и вымывания пластического смазывающего материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца, их ширину определяет размер y=8-12 мм. Мы принимаем y=10 мм.

# **6.Проверка долговечности подшипников**

## 

## *6.1 Ведущий вал*



Реакции опор:

в плоскости XZ:



Проверка:



-388,2-2457,8+2108,7+737,3=0

в плоскости YZ:



Проверка:



-542,5+935,4-392,9=0

Суммарные реакции:



Подбираем подшипник по более нагруженной опоре №2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | Грузоподъемность,кН | |
| Размеры, мм | | | С | Со |
| N306 | 30 | 72 | 19 | 28,1 | 14,6 |

Отношение



Этой величине по таблице 9.18[1] соответствует e=0,21

Отношение X=0.56, Y=2.05



Эквивалентная нагрузка по формуле:

, H



где V=1-вращается внутреннее кольцо подшипника;

коэффициент безопасности по таблице 9.19[1] КБ=1;

температурный коэффициент по таблице 9.20[1] КТ=1,0.

H



Расчетная долговечность, млн. об по формуле :



Расчетная долговечность, ч по формуле :

ч



Фактическое время работы редуктора

Срок службы 7 лет, при двухсменной работе:

365дней\*16ч.КгодКсут=365\*16\*0,7\*0,3=1226,4 ч.

*6.2 Промежуточный вал*



Реакции опор:

в плоскости XZ:



Проверка:



3176-6117,8+484+2457,8=0

в плоскости YZ:



Проверка:



1,6+2283,8-935,4-1350=0

Суммарные реакции:



Подбираем подшипник по более нагруженной опоре №1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | Грузоподъемность,кН | |
| Размеры, мм | | | С | Со |
| N306 | 30 | 72 | 19 | 28,1 | 14,6 |

Отношение



Этой величине по таблице 9.18[1] соответствует e=0,21

Отношение X=1, Y=0



Эквивалентная нагрузка по формуле:

H



Расчетная долговечность, млн. об по формуле :



Расчетная долговечность, ч по формуле :

ч



*6.3 Ведомый вал*



Реакции опор:

в плоскости XZ:



Проверка:



-5325,8+6117,8+1043,3-1835,3=0

в плоскости YZ:



Проверка:



-254,6-2283,8+2538,4=0

Суммарные реакции:



Подбираем подшипник по более нагруженной опоре №1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | Грузоподъемность,кН | |
| Размеры, мм | | | С | Со |
| N310 | 50 | 100 | 27 | 65,8 | 36 |

Отношение



Этой величине по таблице 9.18[1] соответствует e=0,195

Отношение X=0.56, Y=2.2



Эквивалентная нагрузка по формуле:

H



Расчетная долговечность, млн. об по формуле :



Расчетная долговечность, ч по формуле :

ч



# **7.Проверка прочности шпоночных соединений**

Применяются шпонки призматические со скругленными торцами по

ГОСТ 23360-78. Материал шпонок - сталь 45 нормализованная.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Диаметр вала  d, мм | Ширина шпонки  b, мм | Высота шпонки  h, мм | Длина шпонки  l, мм | Глубина паза  t1, мм |
| 25 | 8 | 7 | 30 | 4 |
| 35 | 10 | 8 | 32 | 5 |
| 46 | 12 | 8 | 65 | 5 |
| 55 | 16 | 10 | 55 | 6 |

Напряжения смятия и условие прочности по формуле:



Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице =100...120Мпа



*7.1 Ведущий вал*

При d=25 мм; ; t1=4 мм; длине шпонки l=30 мм; крутящий момент Т1=65,5Нм



*7.2 Промежуточный вал*

При d=35 мм; ; t1=5 мм; длине шпонки l=32 мм; крутящий момент Т2=301,3Нм



*7.3 Ведомый вал*

При d=55 мм; ; t1=6 мм; длине шпонки l=55 мм; крутящий момент Т3=314Нм



При d=46 мм; ; t1=5 мм; длине шпонки l=65 мм



## **8.Уточненный расчет валов**

## 

## *8.1 Ведущий вал*

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и сравнении их с допускаемыми значениями [s]. Прочность соблюдена при .



Материал вала - сталь 45 улучшенная. По таблице 3.3[1]



Пределы выносливости:



Сечение А-А.

### Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям изгиба



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям



По таблице 8.5[1] принимаем ;



По таблице 8.8[1] принимаем ;



Момент сопротивления кручению по таблице 8.5[1]:



при d=25 мм; b=8 мм; t1=4 мм



Момент сопротивления изгибу:



При d=25 мм; b=8 мм; t1=6 мм



Изгибающий момент в сечении А-А



My=0;



MА-А=МX

Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:



Амплитуда нормальных напряжений:

,



Составляющая постоянных напряжений:



тогда



Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (8.17 [ 1 ] )



Условие прочности выполнено.

**Сечение В-В**

принимаем



Момент сопротивления кручению при d=40.3 мм:



Момент сопротивления изгибу:



Изгибающий момент в сечении B-B



Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:



Амплитуда нормальных напряжений:

,



величина очень маленькая поэтому ее учитывать не будем



тогда



Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (8.17 [ 1 ] )



Условие прочности выполнено.

## *Промежуточный вал*

Материал вала - сталь 45 улучшенная. По таблице 3.3[1]



Пределы выносливости:



**Сечение А-А.**

Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом

принимаем



Момент сопротивления кручению при d=30 мм:



Момент сопротивления изгибу:



Изгибающий момент в сечении А-А



Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:



Амплитуда нормальных напряжений:

,



величина очень маленькая поэтому ее учитывать не будем



тогда



Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (8.17 [ 1 ] )



Условие прочности выполнено.

Сечение В-В.

### Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза

принимаем



Момент сопротивления кручению при d=35 мм; b=10 мм; t1=5 мм



Момент сопротивления изгибу:



Изгибающий момент в сечении B-B



Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:



Амплитуда нормальных напряжений:

,



величина очень маленькая поэтому ее учитывать не будем



тогда



Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (8.17 [ 1 ] )



Условие прочности выполнено.

## *8.3 Ведомый вал*

Материал вала - сталь 45 улучшенная. По таблице 3.3[1]



Пределы выносливости:



**Сечение А-А.**

### Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза

принимаем



Момент сопротивления кручению при d=55 мм; b=16 мм; t1=6 мм



Момент сопротивления изгибу:



Изгибающий момент в сечении А-А



Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:



Амплитуда нормальных напряжений:

,



величина очень маленькая поэтому ее учитывать не будем



тогда



Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (8.17 [ 1 ] )



Условие прочности выполнено.

**Сечение В-В.**

### Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза

принимаем



Момент сопротивления кручению при d=42 мм; b=12 мм; t1=5 мм



Момент сопротивления изгибу:



Изгибающий момент в сечении B-B



Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:



Амплитуда нормальных напряжений:

,



величина очень маленькая поэтому ее учитывать не будем



тогда



Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (8.17 [ 1 ] )



Условие прочности выполнено.

# **9.Выбор сорта масла**

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса на промежуточном валу в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение тихоходного колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны определяем из расчета 0.25 дм3 масла на 1кВт передаваемой мощности: V=0.25\*11=2.75 дм3. По таблице 10.8[1] устанавливаем вязкость масла. Для быстроходной ступени при контактных напряжениях 401,7 МПа и скорости v=2,8 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 28\*10-6 м2/с. Для тихоходной ступени при контактных напряжениях 400,7 МПа и скорости v=1,05м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 34\*10-6 м2/с.



Средняя вязкость масла



По таблице 10.10[1] принимаем масло индустриальное И-30А (по ГОСТ 20799-75).

Камеры подшипников заполняем пластическим смазочным материалом УТ-1(табл.9.14[1]), периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

# **10.Посадки деталей редуктора**

Посадки назначаем в соответствии с указаниями, данными в табл. 10.13 [1].

Посадка зубчатого колеса на вал H7/p6 по ГОСТ 25347-82.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k6.

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по H7.

Остальные посадки назначаем, пользуясь данными табл. 10.13[1].

**11. Cписок литературы**

1. **Чернавский С.А.**  Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов .– М.: Машиностроение, 1980.–351 с.
2. **Шейнблит А.Е**. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.: ил.
3. **Палей М.А.** Допуски и посадки: Справочник: В 2ч. Ч.1. – 7-е изд., - Л.: Политехника, 1991. 576с.: ил.
4. **В.И.Анурьев** Справочник конструктора-машиностроителя: т.1,2,3.-М.:Машиностроение, 1982г.576 с.,ил.
5. **Еремеев В.К., Горнов Ю.Н.** Курсовое проектирование деталей машин: Методическое пособие и задания к проектам для студентов заочной формы обучения всех технических специальностей. - И.: Изд-во ИрГТУ, 2004г. – 128 с.