Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Факультет «Робототехника и комплексная автоматизация»

Кафедра «Основы конструирования машин»

**Привод ленточного транспортера**

Пояснительная записка

МАЛ04-1011.00.00 ПЗ

|  |  |
| --- | --- |
| Студент | Пуриц А. Д. РК9-63 |
| Консультант проекта | Любченко М. А*.* |

2020г.

**Оглавление**

[1.Бланк задания 3](#_Toc42607195)

[2.Расчет кинематических параметров 4](#_Toc42607196)

[3. Подготовка данных к расчету на ЭВМ 5](#_Toc42607198)

[4. Результаты расчета 6](#_Toc42607200)

[4.1. Анализ расчета 6](#_Toc42607201)

[5. Проектный расчет всех валов 10](#_Toc42607202)

[6. Эскизное проектирование 11](#_Toc42607205)

[6.1. Вал тихоходный 11](#_Toc42607206)

[6.2. Колесо тихоходное 12](#_Toc42607208)

[6.3. Подбор подшипников 13](#_Toc42607210)

[7. Расчет вала на прочность, усталость 14](#_Toc42607211)

[7.1. Расчет тихоходного вала 14](#_Toc42607212)

[7.2. Расчет промежуточного вала 17](#_Toc42607213)

[7.3. Расчет входного вала 20](#_Toc42607214)

[7.4. Пересчет диаметров валов 24](#_Toc42607215)

[7.5. Расчет входного вала 25](#_Toc42607218)

[7.6. Расчет промежуточного вала 26](#_Toc42607219)

[7.7. Расчет тихоходного вала 27](#_Toc42607220)

[8. Расчет валов на жесткость 28](#_Toc42607221)

[9.Расчет соединений 29](#_Toc42607222)

[9.1. Соединение с натягом для тихоходного вала 29](#_Toc42607223)

[9.2. Шпоночное соединение для тихоходного вала 31](#_Toc42607224)

[10. Расчет подшипников 31](#_Toc42607226)

[10.1. Расчет подшипников тихоходного вала 31](#_Toc42607227)

[10.2. Расчет подшипников входного вала 33](#_Toc42607228)

[10.3. Расчет подшипников промежуточного вала 34](#_Toc42607229)

[10.4. Расчет подшипников приводного вала 34](#_Toc42607230)

[10.5. Результаты расчета 35](#_Toc42607231)

[11. Расчет приводного вала 36](#_Toc42607232)

[11.1. Результаты расчета 37](#_Toc42607233)

[12. Подбор муфты и расчет 38](#_Toc42607234)

[12.1. Подбор муфты для соединения двигателя и редуктора 38](#_Toc42607235)

[12.2. Подбор муфты для соединения редуктора и приводного вала 38](#_Toc42607236)

[13. Организация системы смазки 41](#_Toc42607237)

[Литература](#_Toc42607238)

# 1.Бланк задания



*Рис.1.1*

# 2.Расчет кинематических параметров

# На рис. 1.1 изображен компоновочный варианткинематической схемы приводной станции:

1 –электродвигатель;

1. – муфта;
2. – редуктор;
3. – муфта;

5 – вал приводной со звёздочкой.

Потребляемая мощность на выходе:

Рвв = FV = 3,5\*1,0 = 3,5 кВт(2.1)

Частота вращения на выходе:

(2.2)

Выбор электродвигателя

Мощность на выходе

(2.3)

где *ηобщ* - общий КПД привода

(2.4)

где*ηзп –* КПД двухступенчатого редуктора, *ηзп =0,972= 0,94*;

*ηм* – КПД муфты, *ηм = 0,98*;

*ηпк* – КПД опор вала, *ηпк = 0,99*.



Выбираем электродвигатель 100L4/1435: P= 5,5 кВт; n = 1435 мин-1

Определение общего передаточного числа и разбивка его по ступеням:

Общее передаточное число редуктора

 (2.5)

Передаточное число тихоходной ступени редуктора:

(2.6)

Передаточное число быстроходной ступени редуктора:

(2.7)

# 3. Подготовка данных к расчету на ЭВМ

Двигаясь от ведомого вала к ведущему, вычисляем мощности:

Рвв = 3500 Вт;

Р3 = Рвв/(ηо\*ηм)2 = 3500/(0,99\*0,98)2 = 3718,3 Вт;

Аналогично по оборотам:

n3= nВВ = 60 об/мин;

Вычисляем угловые скорости:

ω3 =ωвв =π\*nвв/30 = 3,14\*60/30 = 6,28 рад/с;

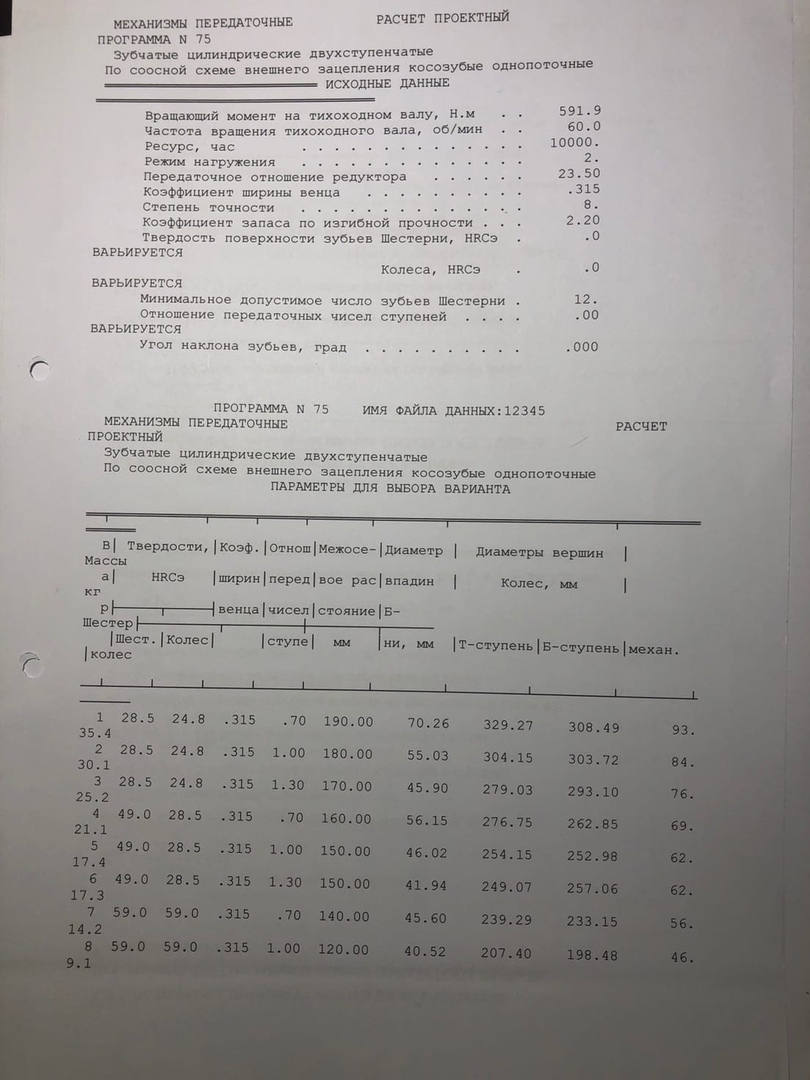
Вычисляем вращающие моменты:

Т3 = Р3/ω3 = 3718,3/6,28 = 592,0 Нм;

# 

*Рис.3.1*

# 4. Результаты расчета



*Рис.4.1*

# 4.1. Анализ расчета

При конструирование должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, удовлетворяющие различным требованиям:

Диаметр шестерни должен удовлетворять условию

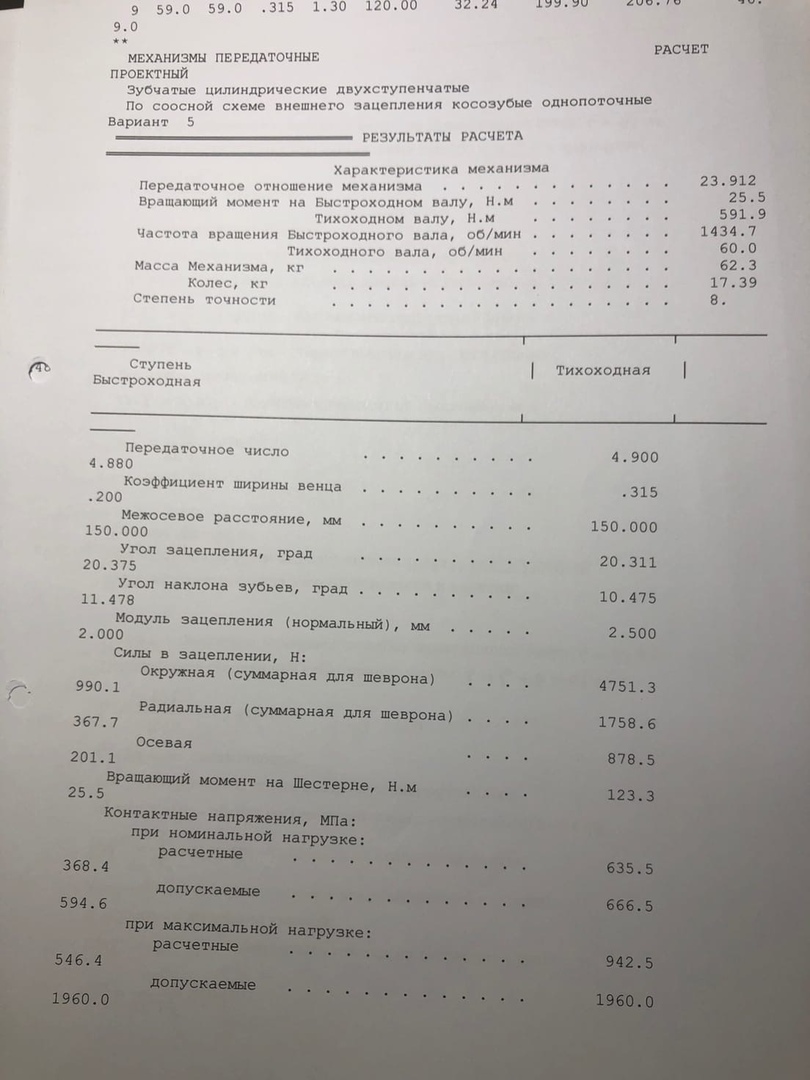


При смазывании зацеплений погружением в масляную ванну зубчатых колес обеих ступеней должно выполняться условие

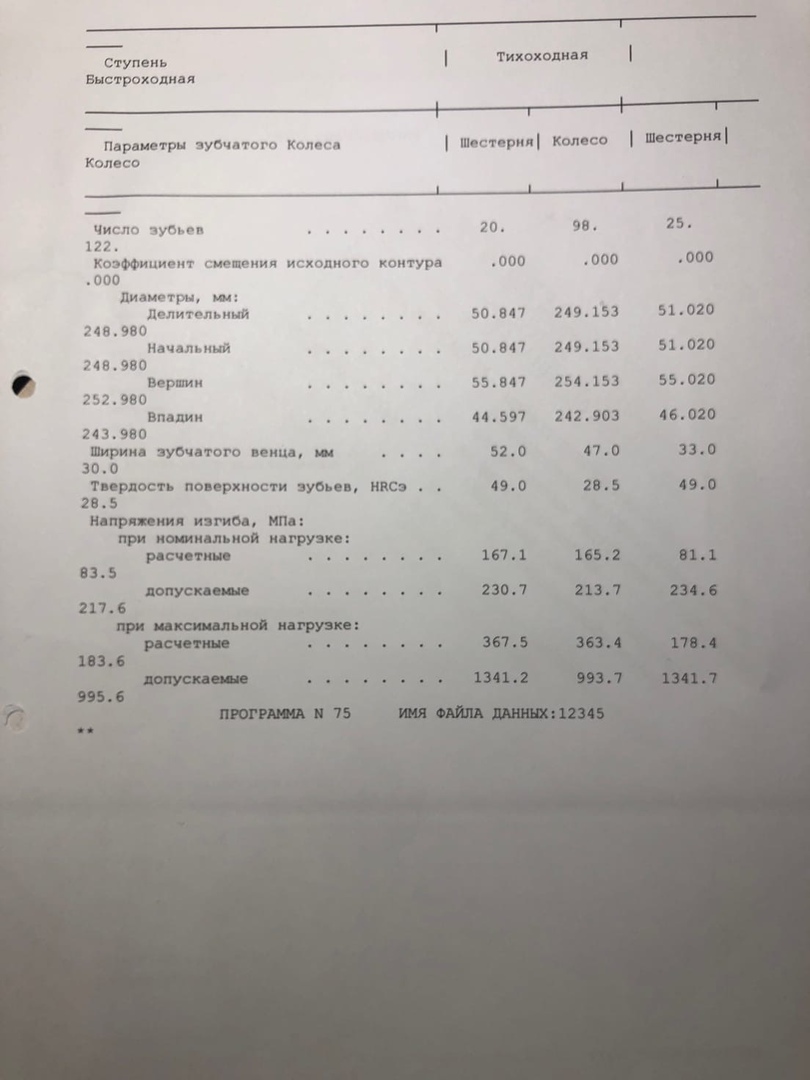
=0.5(254.1-252.9)=1.2

Выбираем вариант с меньшей массой. Вариант 5 является оптимальным.

Выполним проектный расчет пятого варианта

.

*Рис.4.2*



*Рис.4.3*

Составим таблицу параметров на всех валах привода:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Р, Вт | n, об/мин | ω, с-1 | Т, Н\*м |
| **1(Б)** | **3834,1** | **1434,7** | **150,24** | **25,5** |
| **2(П)** | **3719,1** | **294** | **30,79** | **123,3** |
| **3(Т)** | **3607,5** | **60** | **6,28** | **591,9** |

*Таблица 4.1*

# 5. Проектный расчет всех валов

## Расчет входного вала:

; (5.1)

Принимаем под полумуфту d=24 мм

Диаметр под подшипники:

(5.2)

где *tцил*- высота заплечика

Принимаем d=30 мм

## Расчет промежуточного вала

Диаметр вала под подшипник находим по формуле (5.3).

Принимаем диаметр вала под подшипник d=30 мм.

где f- фаска колеса, f=1мм.

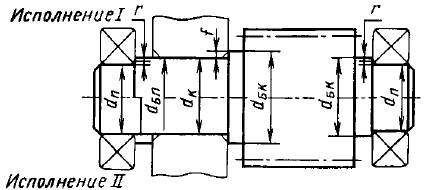
ГОСТ dБK = 34 мм

# Расчет тихоходного вала представлен в пункте 6.1.

# 6. Эскизное проектирование

# 6.1. Вал тихоходный

# Эскиз вала представлен на рисунке 6.1.



*Рис.6.1*

Расчет выходного вала:

Диаметр вала под колесо:

.

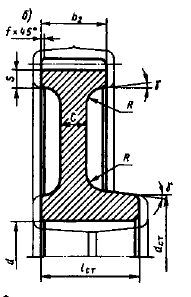
Для d = 42 мм высота заплечика t = 3.5 мм, фаска подшипника r = 2.5 мм;

Диаметр вала под подшипник:

dп = 49 мм  
dбп = 49+3\*2.5 = 56.5 мм.

Принимаем dбп = 60 мм.

# 6.2. Колесо тихоходное



*Рис.6.2*

# Эскиз колеса представлен на рисунке 6.2. Диаметры вершин, впадин и делительный, а также ширина зубчатого венца берутся из расчёта на ЭВМ.

Тихоходный вал – ведомое зубчатое колесо.

Колесо получаем из поковки стали 40Х.

Размеры зубчатого косозубого колеса:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Элемент  колеса | Параметр | Значение |
| Обод | Диаметр наибольший | dа = 254,1 мм |
| Толщина | S = 2,2m+0,05b2 ≥ 8мм  S = 2,2·2,5+0,05·47 = 7,85мм  S = 10мм |
| Ширина | b2 = 47 мм |
| Ступица | Диаметр внутренний | d = dк = 50 мм |
| Диаметр наружный | dст=1,55d = 1,55∙50 = 78 мм |
| Толщина | σст ≈ 0,3d = 0,3∙50 = 15 мм |
| Длина | lст = (0,9…1,5)d = 1,2·50 = 59 мм |
| Диск | Толщина | с = 0,5 (S + σст) ≥ 0,25b2  с = 0,5·(10+15) ≥ 0,25·47  с = 12,5 мм > 11,75 мм |
| Радиусы закруглений и уклон | R ≥ 6 мм  γ ≥ 7° |

*Таблица 6.1*

# 6.3. Подбор подшипников

Тихоходный вал: необходима жёсткая фиксация колес в осевом направлении. Шариковые радиальные подшипники характеризует малая осевая жёсткость. Поэтому для быстроходного вала назначим конические роликовые подшипники

Промежуточный вал: назначим конические роликовые подшипники, т. к. они имеют высокую грузоподъемность и малые габариты по сравнению с шариковыми подшипниками.

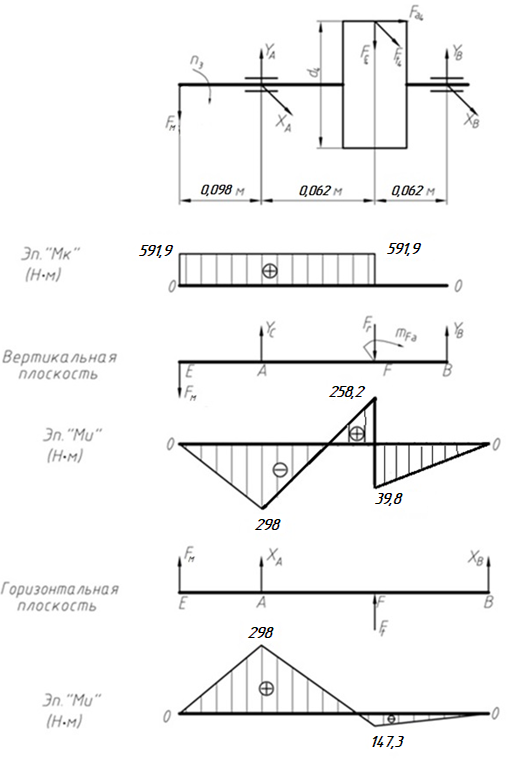
Быстроходный вал: применяются шариковые радиальные однорядные подшипники, как наиболее распространенные и дешевые в производстве. Первоначально назначим подшипники лёгкой серии. Если при последующем расчёте грузоподъёмность подшипника окажется недостаточной, назначим подшипники средней серии.

# 7. Расчет вала на прочность, усталость

# 7.1. Расчет тихоходного вала



Материал вала сталь 45



;;

Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов:

Определим момент сопротивления сечения вала по формуле:

Определим полярный момент по формуле:



Среднее напряжение циклов нормальных напряжений в поперечном сечении вала:

Определим коэффициент безопасности по изгибу.

Для легированных сталей:







=0,77, =0,81

=1,6, =1,5

где – предел выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба, МПа;

– амплитудациклов нормальных напряжений, МПа;

– среднее напряжение циклов нормальных напряжений, МПа;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

– коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала;

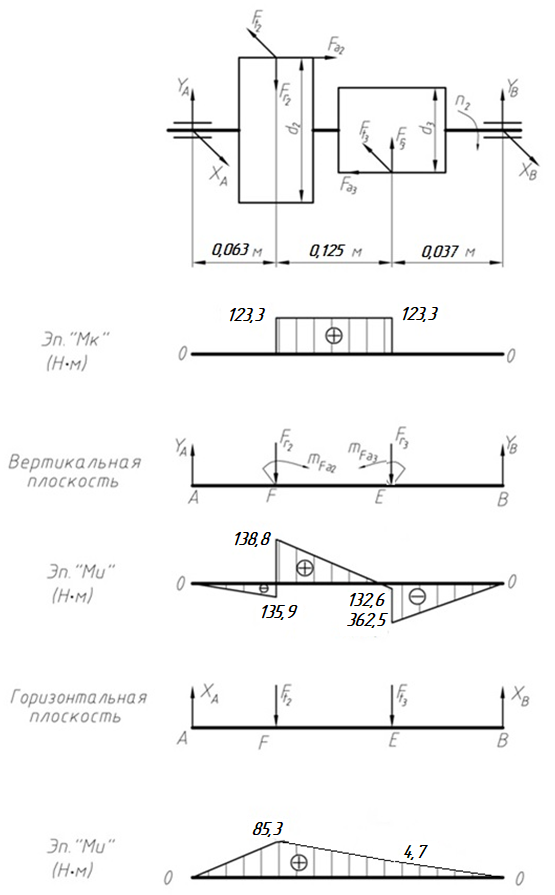
– масштабный фактор.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

## 7.2. Расчет промежуточного вала



Материал вала сталь 45Х.



Определяем изгибающий момент по формуле







Определяем реакции в опорах в горизонтальной плоскости









Производим проверку правильности определения численных значений реакций

,

3583,8-990,1-4751,3+2157,6=0

Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов:

Определяем реакции в опорах в вертикальной плоскости













Производим проверку правильности определения численных значений реакций



-37,25-367,7+1758,6-1353,65=0

Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов:

Определим коэффициент безопасности по изгибу

 табл.12.13 [1]



 табл.12.9 [1]

=0,9, =0,81 табл.12.2 [1]

=1,1, =1,7 табл.12.3 [1]

## 7.3. Расчет входного вала

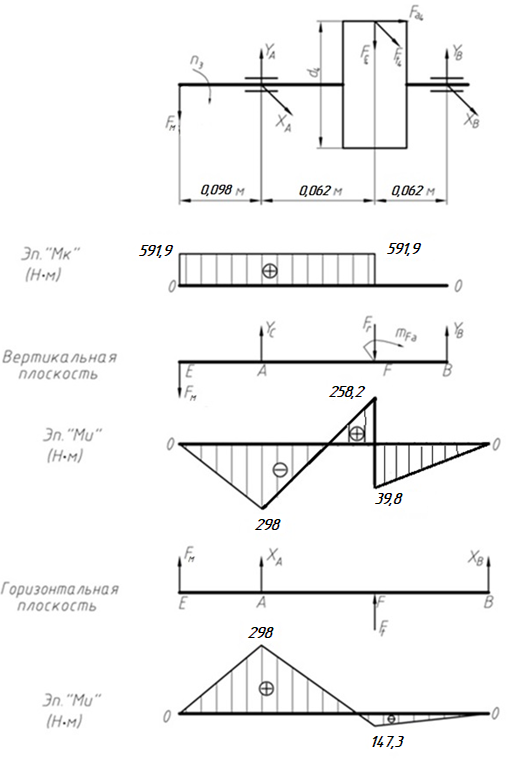
## 

Материал вала сталь 45Х

Определяем изгибающий момент по формуле







Определяем реакции в опорах в вертикальной плоскости













Проверка



-367,7+118,2+249,5=0

Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов:

Определяем реакции в опорах в горизонтальной плоскости









Производим проверку правильности определения численных значений реакций

-

-631,2+990,1-995,5+636,6=0

Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов:



 табл.12.13 [1]



 табл.12.9 [1]

=0,77, =0,81 табл.12.2 [1]

=1,9, =1,7 табл.12.3 [1]

# 

# 7.4. Пересчет диаметров валов

Так как коэффициенты запасов прочности получились избыточными, то в целях экономии материала нужно уменьшить диаметры валов. Считаем диаметры по формуле с допускаемыми касательными напряжениями.

## Расчет входного вала:

Принимаем под полумуфту d=15 мм **=**

Диаметр под подшипники:

,

где *tцил*- высота заплечика, 

Принимаем d=20 мм

## Расчет промежуточного вала

Диаметр вала под подшипник находим по формуле

Принимаем диаметр вала под подшипник d=25 мм.

где f- фаска колеса, f=1.5мм.

ГОСТ dБK = 32 мм

Расчет выходного вала:

Диаметр вала под колесо:

.

Принимаем d = 38 мм.

Для d = 38 мм высота заплечика t = 3.5 мм, фаска подшипника r = 2.5 мм;

Диаметр вала под подшипник:

dп = 45 мм  
dбп = 45+3\*2.5 = 52.5 мм.

Принимаем dбп = 55 мм.

# 7.5. Расчет входного вала

Определим момент сопротивления сечения вала по формуле:

Определим коэффициент безопасности по изгибу.

Для легированных сталей:







=0,77, =0,81

=1,6, =1,5

где – предел выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба, МПа;

– амплитудациклов нормальных напряжений, МПа;

– среднее напряжение циклов нормальных напряжений, МПа;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

– коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала;

– масштабный фактор.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

Прочность вала обеспечена.

# 7.6. Расчет промежуточного вала

 табл.12.13 [1]



 табл.12.9 [1]

=0,9, =0,81 табл.12.2 [1]

=1,1, =1,7 табл.12.3 [1]

# 7.7. Расчет тихоходного вала

 табл.12.13 [1]



 табл.12.9 [1]

=0,77, =0,81 табл.12.2 [1]

=1,6, =1,5 табл.12.3 [1]



# 8. Расчет валов на жесткость

Быстроходный

d=20мм; l=0.227м;

Тихоходный

d=45мм; l=0.222м;

Промежуточный

d=32мм; l=0.225м;

Валы прошли проверку на жесткость.

# 9.Расчет соединений

# 9.1. Соединение с натягом для тихоходного вала

Исходные данные:

Вращающий момент

Диаметр соединения

Диаметр отверстия пустотелого вала:

Наружный диаметр ступицы колеса:

Длина сопряжения (с учетом фасок):

Материалы соединяемых деталей: сталь 40Х

Термообработка: Улучшение колеса и вала,

Среднее контактное давление:

– коэффициент запаса сцепления, для колес выходных валов редукторов, на концах которых уставлена муфта

– коэффициент трения для материалов сталь-сталь при сборке нагревом

Деформация деталей:

с – коэффициент жесткости

- модуль упругости для стали

– коэффициент Пуассона для стали

Поправка на обмятие микронеровностей:

– среднеарифметическое отклонение

– поверхность вала для соединения с натягом

- поверхность отверстия ступицы для соединения с натягом

Минимальный натяг, необходимый для передачи вращающего момента:

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей или охватываемой детали, меньшее из двух:

Максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей соединения:

Максимальный натяг, допускаемый прочностью деталей:

По значениям и выбирают одну из посадок, удовлетворяющих условиям:

Выбираем посадку H7/x7.

## 9.2. Шпоночное соединение для тихоходного вала

Рабочая длина шпонки определяется по формуле:



ГдеT - наибольший крутящий момент на валу, Нм;d - диаметр вала, мм;h - высота шпонки, мм; МПа – допускаемые напряжения смятия;t1 - заглубление шпонки в валу, мм.

Для соединения тихоходного вала с цилиндрическим колесом выбираем шпонку для диаметра d= 50 мм с крутящим моментом Т=591,9 Нм, для которой b=16 мм, h=10 мм, t1=6 мм.

Определяем минимальную длину:



Полная длина шпонки:



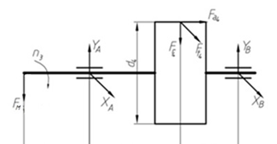
Принимаем шпонку 16×10×80 ГОСТ 23360-78.

# 10. Расчет подшипников

# 10.1. Расчет подшипников тихоходного вала



Материал вала сталь 45



*Рис 10.1*

;;

Определяем изгибающие моменты и строим эпюру изгибающих моментов:

Принимаем роликовый конический подшипник №7209.

Характеристика подшипников:С=50000 Н; С0=33000 [2].

Требуемая долговечность 10000 ч.





е=0,41



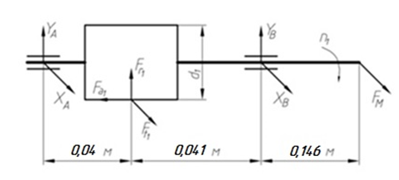
X=1

Y=0



Подшипник подобран верно.

# 10.2. Расчет подшипников входного вала

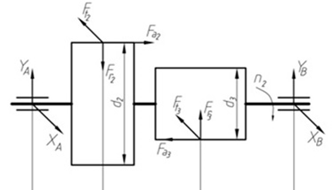


*Рис.10.2*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| С0r | Сr | L10ah | Prmax |
| 6200 Н | 12700 Н | 17.745103  час | 103  Н |

*Таблица 10.1.*

# 10.3. Расчет подшипников промежуточного вала

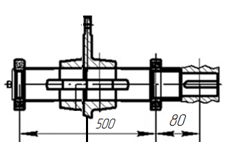


*Рис.10.3*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| С0r | Сr | L10ah | Prmax |
| 17500 Н | 24000 Н | 23.353103  час | 4.300103  Н |

*Таблица 10.2.*

# 10.4. Расчет подшипников приводного вала



*Рис.10.4*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| С0r | Сr | L10ah | Prmax |
| 10800 Н | 22900 Н | 83.665103  час | 3.103103  Н |

*Таблица 10.3.*

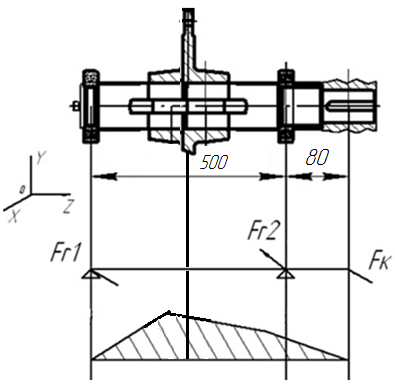
# 10.5. Результаты расчета

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Тип подшипника | Расчетный ресурс, ч | Максимальная эквивалетная динамическая нагрузка, Н | Схема установки |
| Быстроходный | 204 |  | 1203 |  |
| Промежуточный | 7205 |  | 4300 |  |
| Тихоходный | 7209 |  |  |  |
| Приводной | 1210 | 83665 | 3103 |  |

*Таблица 10.4*

## 

# 11. Расчет приводного вала

Исходные данные:****

L1=80мм; L2=L3=250мм

Dзв=318,3мм

Ft=3500H; FK=3041,1H

Радиальные реакции в горизонтальной плоскости

∑ М(F)1 = 0

F2r\*(L2+L3)– Ft\*0.6(2L2)- Fk\*L1 = 0

F2r = (3500\*0.6(2\*250)+3041,1\*80)/500 = 2586,6 H

F1r = 2Ft \*0.6- F2r- Fk

F1r = 2\*3500\*0.6 – 2586,6 – 3041,1 = -1427,7H

Опасноесечение является под звездочкой.

Определим момент сопротивления сечения вала по формуле

****

Определим полярный момент по формуле

****



Определим коэффициент безопасности по изгибу по формуле.







=0,77, =0,81

=1,6, =1,5







По формуле



# 11.1. Результаты расчета

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал |  |  | [ST] |  |
| Тихоходный |  |  | 2 |  |
| Промежуточный |  |  | 2 |  |
| Быстроходный |  |  | 2 |  |
| Приводной |  |  | 2 |  |

*Таблица 11.1*

## 12. Подбор муфты и расчет

# 12.1. Подбор муфты для соединения двигателя и редуктора

Для передачи вращающего момента с вала электродвигателя на быстроходный вал редуктора используется упругая муфта. Данная муфта имеет хорошие компенсирующие свойства, малые габариты.

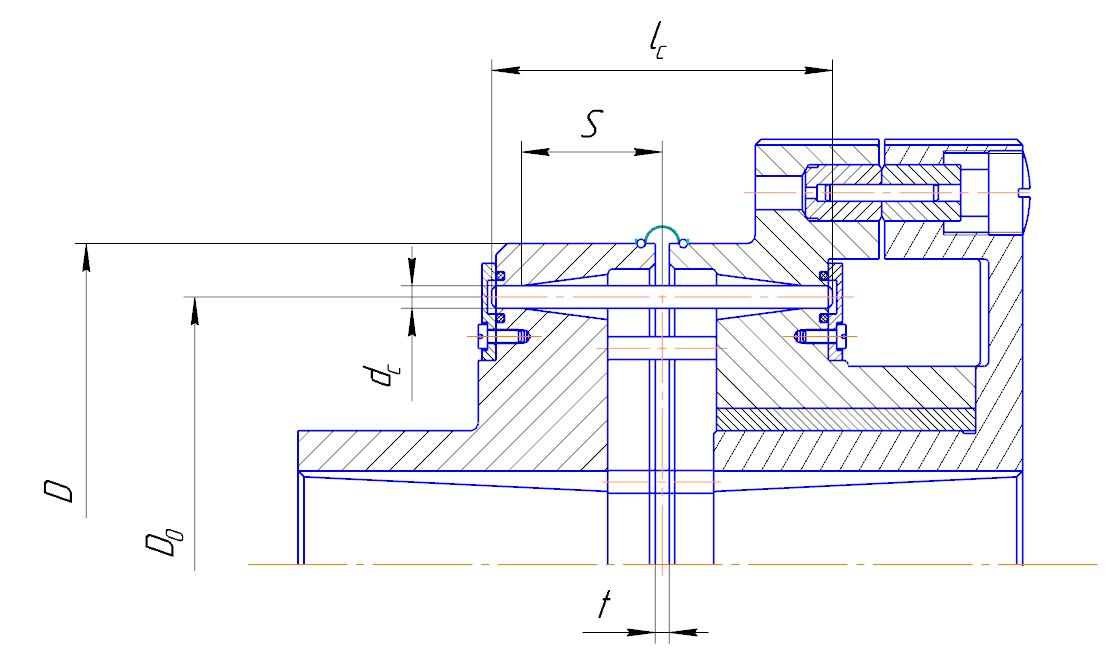
Исходные данные:

d=15 мм – номинальный диаметр быстроходного конца вала;d1 = 28 мм – диаметр вала электродвигателя;Т=39 Н\*М – вращающий момент на быстроходном валу.

По данным параметрам выбрана муфта ГОСТ 21424-75.

# 12.2. Подбор муфты для соединения редуктора и приводного вала

Для соединения выходного вала редуктора с присоединяемым к приводу устройством используем комбинированную муфту со стальными стержнями и разрушающимся элементом.



*Рис.12.1 Расчетная схема муфты со стальными стержнями*

Комбинированная муфта представляет собой муфту со стальными стержнями переменной жесткости и предохранительным срезным элементом (штифтом). При расчете упругой муфты за расчетный вращающий момент принимаем:

Значения основных размеров элементов муфты:

– диаметр расположения стальных стержней

– диаметр муфты

– расстояние от средней плоскости муфты до точки начала контакта стержня с полумуфтой при передаче и отсутствии нагрузки.

- зазор

- длина стальных стержней;

Определяем диаметр стержней:

– допускаемое напряжение изгиба материала стержня. Стержни изготавливают из рессорно-пружинных сталей, примем 65С2В2 .

– модуль упругости стали, МПа.

;

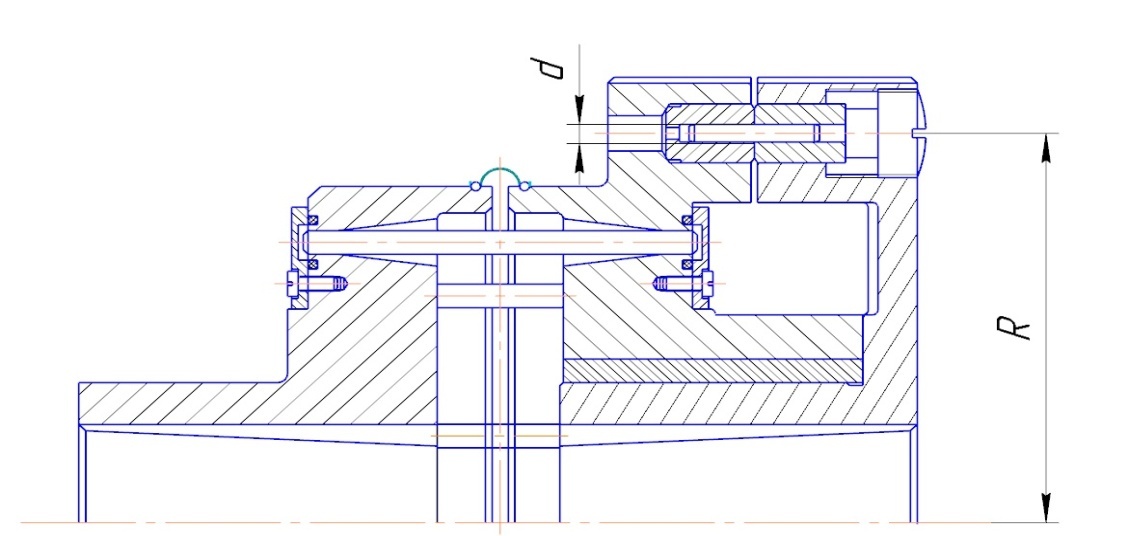
– для муфт переменной жесткости.

– угол относительного поворота полумуфт.

Определяем число стержней:

Получаем количество стержней – 11 штук.

Для уменьшения изнашивания муфту заполняют при сборке пластичным смазочным материалом, для удерживания которого применяют уплотнение в виде резиновой гофры с браслетнымипружинами.

**

*Рис.12.2 Расчетная схема предохранительной муфты*

При расчете предохранительной муфты за расчетный момент ее срабатывания принимаем:

Диаметр штифта:

- количество штифтов, принимаем ;

- коэффициент неравномерности распределения нагрузки на штифт, при

;

- радиус окружност и расположения штифтов;

- предел прочности штифта на срез, здесь - предел прочности материала штифта на растяжение.

Выбираем материал штифта - Сталь 45, тогда , а .

В момент срабатывания (перегрузки) штифт разрушается, и предохранительная муфта разъединяет цепь.

## Организация системы смазки

Так как у нас редуктор общего назначения и окружная скорость не превышает 12,5 м/с, то принимаем картерную систему смазки, при которой в корпус редуктора заливается масло, так, чтобы венцы зубчатых колес были в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю часть корпуса. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.Для конически-цилиндрического редуктора глубина погружения зубчатых колес в масло должна быть такой, чтобы коническое колесо было погружено на всю ширину зубчатого венца.

По [7] определяем, что для смазки редуктора при окружной скорости 2…5м/с и контактных напряжениях до 60 МПа необходимо масло с кинематической вязкостью 28·10-6 м2/с. принимаем для смазки передачи редуктора масло И-40А ГОСТ20799-75. Контроль уровня масла осуществляется при помощи жезлового маслоуказателя. Для замены масла в корпусе предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой. Внутренняя полость корпуса сообщается с внешней средой посредством установленной на крышку отдушины. Заливка масла осуществляется через люк.

Смазка подшипников качения будет производиться из картера редуктора в результате разбрызгивания масла зубчатым колесом. Для этого полости подшипников выполняются открытыми внутрь корпуса.

### Литература

1. Дунаев П.Ф**.** Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие длямашиностроит. спец. техникумов. - 2-е изд., перераб. и доп. - Высшая шк., 1990. - 399 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2.– 6-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1982.–584 с.
3. Детали машин в примерах и задачах/Под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. - 2-е изд. -Мн.: Высшая школа, 1981. - 432 с.
4. Шейблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов. – М.: Высшая шк., 1991. – 432 с.
5. Детали машин: Атлас конструкций/Под редД.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 367 с.
6. Методическое пособие "Курсовое проектирование" по деталям машин и прикладной механике. Под общ. ред. Томило С.С. Минск: БГАТУ 2003 г. – с. 114.
7. Кузьмин А.В**.** Расчеты деталей машин: Справочное пособие/А.В. Кузьмин и др. - Мн.: Высшая школа, 1986 - 400 с.