Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение   
высшего образования

«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Кафедра “Детали машин”

ПРИВОД ЦЕПНОГО ТРАНСПОРТЕРА

Пояснительная записка

ДМ 413-01.00.00 ПЗ

Студент

Руководитель проекта

2020 г.

Оглавление

[Введение 3](#_Toc35978906)

[1 Кинематический расчет 4](#_Toc35978907)

[1.1 Подбор электродвигателя 4](#_Toc35978908)

[1.2 Уточнение передаточных чисел привода. 5](#_Toc35978909)

[1.3 Определение вращающих моментов на валах привода. 5](#_Toc35978910)

[2 Расчет зубчатых передач 6](#_Toc35978911)

[3 Эскизное проектирование. Определение диаметров валов 9](#_Toc35978912)

[3.1 Предварительный расчет валов 9](#_Toc35978913)

[3.2 Расстояния между деталями передач 10](#_Toc35978914)

[3.3 Выбор типов подшипников 10](#_Toc35978915)

[3.4 Схемы установки подшипников 10](#_Toc35978916)

[3.5 Составление компоновочной схемы 11](#_Toc35978917)

[4 Расчёт подшипников 12](#_Toc35978918)

[4.1 Расчёт подшипников на быстроходном валу. 12](#_Toc35978919)

[4.2 Расчет подшипников на промежуточном валу. 14](#_Toc35978920)

[4.3 Расчет подшипников на тихоходном валу 16](#_Toc35978921)

[4.4 Расчёт подшипников на приводном валу 19](#_Toc35978922)

[5 Выбор посадок подшипников 23](#_Toc35978923)

[6 Поверочный расчёт валов на прочность 24](#_Toc35978924)

[6.1 Расчёт тихоходного вала 26](#_Toc35978925)

[6.2 Расчёт промежуточного вала на прочность 32](#_Toc35978926)

[6.3 Расчёт быстроходного вала на прочность. 38](#_Toc35978927)

[6.4 Расчёт приводного вала на прочность 44](#_Toc35978928)

[7 Расчет соединений 50](#_Toc35978929)

[7.1 Шпоночные соединения 50](#_Toc35978930)

[7.1.1 Шпоночное соединение быстроходного вала с муфтой 50](#_Toc35978931)

[7.1.2 Шпоночное соединение тихоходного вала с муфтой 50](#_Toc35978932)

[7.1.3 Шпоночное соединение тихоходного вала с зубчатым колесом 50](#_Toc35978933)

[7.1.4 Шпоночное соединение промежуточного вала с зубчатым колесом 50](#_Toc35978934)

[7.1.5 Шпоночное соединение приводного вала со звездочкой 51](#_Toc35978935)

[8 Выбор способов смазывания и смазочных материалов 52](#_Toc35978936)

[9 Расчет муфт. 54](#_Toc35978937)

[9.1 Расчет и конструирование комбинированной муфты. 54](#_Toc35978938)

[Список литературы: 56](#_Toc35978939)

# Введение

Целью выполнения курсового проекта является спроектировать привод цепного транспортера.

Цепной транспортёр - машина непрерывного транспорта для горизонтального перемещения штучных грузов, устанавливаемая в отапливаемом помещении. Проектируемый привод цепного транспортёра состоит из асинхронного электродвигателя с цилиндрическим двухступенчатым редуктором, а также из приводного вала с двумя звёздочками для тяговой цепи по ГОСТ 588-81 с упруго предохранительной муфтой.

Составными частями привода являются асинхронный электродвигатель, цепная передача, двухступенчатый цилиндрический редуктор, упруго предохранительная муфта, приводной вал.

Устройство привода следующее: вращающий момент передается с электродвигателя через ременную передачу на входной вал редуктора; с выходного вала редуктора через упруго-предохранительную муфту на приводной вал.

Требуется выполнить необходимые расчеты, выбрать наилучшие параметры схемы и разработать конструкторскую документацию, предназначенную для изготовления привода:

- чертеж общего вида редуктора (на стадии эскизного проекта);

- сборочный чертеж редуктора (на стадии технического проекта);

- рабочие чертежи деталей редуктора;

- чертеж общего вида комбинированной муфты;

- чертеж общего вида привода;

- расчетно-пояснительную записку и спецификации;

# Кинематический расчет

Для проектирования цепного транспортера, прежде всего, необходимо выбрать электродвигатель.

Для этого определяем мощность, потребляемую движущим устройством, оцениваем КПД привода.

Далее уточняем передаточные отношения редуктора, подсчитываем вращающие моменты на валах привода. Таким образом, будут определены исходные данные для расчета передач.

## Подбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя определяют его требуемую мощность и частоту вращения.

Потребляемую мощность (кВт) привода (мощность на выходе) находим по формуле:

 ,где Ft- окружная сила, кН.,

v - скорость ленты транспортёра, м/с.



Требуемая мощность электродвигателя:

 , где общий КПД.



где

ηзуб - КПД зубчатой передачи,

ηм - КПД муфты,

ηпод - КПД подшипников,

, тогда:

кВт

Частота вращения вала электродвигателя: 

где - передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Предварительно вычислим частоту вращения приводного вала

,

где  - делительный диаметр тяговой звездочки, мм.

в нашем случае



Тогда 

Передаточное число привода

Передаточные число редуктора принимаем по таблице 1.2 [1, с.7].



Отсюда 

По таблице 24.9 [1, с.459] выбираем электродвигатель: АИР132S6/960, мощностью P=5.5кВт.

## Уточнение передаточных чисел привода.

После выбора электродвигателя уточняют передаточное число привода,

 

В нашем случаи 

По формулам из таблицы 1.3 [1, с.9] получаем





## Определение вращающих моментов на валах привода.

Определим момент на приводном валу:



тогда вращающий момент на тихоходном валу.



Полученные величины используются для расчета передач на ЭВМ

# Расчет зубчатых передач

Данные для расчёта параметров цилиндрических зубчатых передач на ЭВМ и расчёт параметров цилиндрических зубчатых передач на ЭВМ

Подготовка исходных данных для расчета на ЭВМ.

Для расчета цилиндрического, двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме на ЭВМ, подготовим следующие исходные данные:

Вращающий момент на тихоходном валу, Нм ……. 1192

Частота вращения тихоходного вала, мин-1 ………. 31.0

Ресурс, час ………………………………………….. 10000

Режим нагружения…………………………………. 2

Передаточное отношение редуктора ……………… 30.97

Коэффициент ширины венца ………………………. 0,4

Анализ результатов расчёта ЭВМ

Расчет редуктора был проведен с помощью ЭВМ. При проектировании двухступенчатого редуктора необходимо решить вопрос о распределении известного общего передаточного числа u между быстроходной  и тихоходной ступенями редуктора . Поэтому в программе предусматривается проведение расчетов при различных отношения . В программе также варьируется термообработка колес, которая очень существенно влияет на массу редуктора.

По рассчитанным данным ищется оптимальный вариант конструкции, учитывающий минимальную массу редуктора, минимальную стоимость и габариты. Также необходимо учитывать следующие требования: диаметр шестерни быстроходной ступени не должен снижать жесткость вала; возможность размещения в корпусе подшипников валов быстроходной и тихоходной ступеней; при этом между подшипниками должен размещаться болт крепления крышки и корпуса редуктора; зубчатое колесо быстроходной ступени не должно задевать за тихоходный вал; зубчатые колеса обоих ступеней должны погружаться в масляную ванну примерно на одинаковую глубину.

В приложении 1 приведены данные проектного расчета и полученные результаты на ЭВМ по которым, исходя из оптимального соотношения массы редуктора, межосевого расстояния, способа термообработки, стоимости и соотношения передаточных чисел ступеней был выбран следующий вариант:

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ

Зубчатые цилиндрические двухступенчатые

По развернутой схеме косозубые

══════════════════════════ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ══════════════════════════════════

Вращающий момент на тихоходном валу, Н.м . 1192.0

Частота вращения тихоходного вала, об/мин . 31.0

Ресурс, час . . . . . . . . . . . . . 10000.

Режим нагружения . . . . . . . . . . . . . 2.

Передаточное отношение механизма . . . . . 30.97

Коэффициент ширины венца . . . . . . . . . .315

Степень точности . . . . . . . . . . . . . 8.

Коэффициент запаса по изгибной прочности . . 2.20

Твердость поверхности зубьев Шестерни, HRCэ .0 ВАРЬИРУЕТСЯ

Колеса, HRCэ .0 ВАРЬИРУЕТСЯ

Минимальное допустимое число зубьев Шестерни 17.

Отношение передаточных чисел ступеней . . . .00 ВАРЬИРУЕТСЯ

Угол наклона зубьев, град . . . . . . . . . .000

Имя файла данных: mt\_76209

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ

Зубчатые цилиндрические двухступенчатые

По развернутой схеме косозубые

ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ ВЫБОРА ВАРИАНТА

══╤═══════════╤═════╤═════╤═══════╤════════╤═══════════════════╤═══════════════

В│ Твердости,│Коэф.│Отнош│Суммарн│Диаметр │ Диаметры вершин │ Массы

а│ HRCэ │ширин│перед│межосев│впадин │ Колес, мм │ кг

р├─────┬─────┤венца│чисел│расст.,│Б-Шестер├─────────┬─────────┼────────┬──────

│Шест.│Колес│ │ступе│ мм │ни, мм │Т-ступень│Б-ступень│механ. │колес

──┴─────┴─────┴─────┴─────┴───────┴────────┴─────────┴─────────┴────────┴──────

1 28.5 24.8 .315 .70 370.00 39.69 422.20 219.31 140. 53.1

2 28.5 24.8 .315 1.00 380.00 37.61 413.09 241.39 141. 53.7

3 28.5 24.8 .315 1.30 380.00 37.53 370.14 281.47 130. 46.9

4 49.0 28.5 .315 .70 310.00 33.70 352.29 185.30 102. 31.1

5 49.0 28.5 .315 1.00 315.00 31.59 324.53 217.41 98. 28.5

6 Bариант отброшен по конструктивным ограничениям:

мало расстояние между колесом быстроходной ступени и тихоходным валом

7 59.0 59.0 .315 .70 315.00 30.86 364.39 178.14 108. 34.0

8 Bариант отброшен по конструктивным ограничениям:

мало расстояние между колесом быстроходной ступени и тихоходным валом

9 Bариант отброшен по конструктивным ограничениям:

мало расстояние между колесом быстроходной ступени и тихоходным валом

\*\*

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ

Зубчатые цилиндрические двухступенчатые

По развернутой схеме косозубые Вариант 5

═══════════════════════════ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ══════════════════════════════

Характеристика механизма

Передаточное отношение механизма . . . . . . . . . . . . . 30.882

Вращающий момент на Быстроходном валу, Н.м . . . . . . . . 39.8

Тихоходном валу, Н.м . . . . . . . . 1192.0

Частота вращения Быстроходного вала, об/мин . . . . . . . . 957.4

Тихоходного вала, об/мин . . . . . . . . 31.0

Масса Механизма, кг . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 98.5

Колес, кг . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 28.55

Степень точности . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 8.

───────────────────────────────────────────────┬───────────────┬──────────────

Ступень │ Тихоходная │ Быстроходная

───────────────────────────────────────────────┴───────────────┴──────────────

Передаточное число . . . . . . . . . . 5.294 5.833

Коэффициент ширины венца . . . . . . . . . . .315 .315

Межосевое расстояние, мм . . . . . . . . . . 190.000 125.000

Угол зацепления, град . . . . . . . . . . 20.270 20.299

Угол наклона зубьев, град . . . . . . . . . . 9.760 10.263

Модуль зацепления (нормальный), мм . . . . . 3.500 2.000

Силы в зацеплении, Н:

Окружная (суммарная для шеврона) . . . . 7458.7 2153.1

Радиальная (суммарная для шеврона) . . . . 2754.6 796.4

Осевая . . . . 1283.0 389.9

Вращающий момент на Шестерне, Н.м . . . . 229.8 39.8

Контактные напряжения, МПа:

при номинальной нагрузке:

расчетные . . . . . . . . . . . . . 667.6 560.2

допускаемые . . . . . . . . . . . . . 733.8 594.6

при максимальной нагрузке:

расчетные . . . . . . . . . . . . . 990.3 830.9

допускаемые . . . . . . . . . . . . . 1960.0 1960.0

──────────────────────────────────────┬───────────────────┬──────────────────

Ступень │ Тихоходная │ Быстроходная

──────────────────────────────────────┼─────────┬─────────┼─────────┬────────

Параметры зубчатого Колеса │ Шестерня│ Колесо │ Шестерня│ Колесо

──────────────────────────────────────┴─────────┴─────────┴─────────┴────────

Число зубьев . . . . . . . . 17. 90. 18. 105.

Коэффициент смещения исходного контура .300 -.300 .000 .000

Диаметры, мм:

Делительный . . . . . . . . 60.374 319.626 36.585 213.415

Начальный . . . . . . . . 60.374 319.626 36.585 213.415

Вершин . . . . . . . . 69.474 324.526 40.585 217.415

Впадин . . . . . . . . 53.724 308.776 31.585 208.415

Ширина зубчатого венца, мм . . . . 66.0 60.0 43.0 39.0

Твердость поверхности зубьев, HRCэ . . 49.0 28.5 49.0 28.5

Напряжения изгиба, МПа:

при номинальной нагрузке:

расчетные . . . . . . . . 150.6 166.1 129.3 123.7

допускаемые . . . . . . . . 224.8 221.7 235.0 218.7

при максимальной нагрузке:

расчетные . . . . . . . . 331.3 365.4 284.5 272.1

допускаемые . . . . . . . . 1340.2 984.6 1344.4 1000.9

Имя файла данных: mt\_76209

\*\*

# Эскизное проектирование. Определение диаметров валов

## Предварительный расчет валов

Вращающий момент на быстроходном валу 



Вращающий момент на тихоходном валу: 

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков валов определяем по формулам:

Для быстроходного вала: 

Принимаем диаметр быстроходного вала d=24мм

Тогда диаметр вала под подшипник 

Принимаем 

Диаметр вала под зубчатое колесо 

где r- координата фаски подшипника [1, с.46],



Принимаем: =36мм

Для тихоходного вала расчет проводится аналогично:

Для тихоходного вала: 

Принимаем диаметр тихоходного вала d=53мм

Тогда диаметр вала под подшипник: 

Принимаем: 

Диаметр вала под зубчатое колесо: 



Принимаем: dк=76мм

Расчеты для промежуточного вала:

Из расчета на ЭВМ принимаем 



Принимаем: dк =38мм.

Принимаем: dбк =42мм.

Принимаем: dП =35мм.

## Расстояния между деталями передач

Чтобы поверхности вращающихся колёс не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор  , где L-расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм.

Тогда 

Округляем полученное значение до a = 11мм

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колёс



Расстояние между торцовыми поверхностями колёс редуктора

принимаем с =  = 3,3…5,5 = 5 мм.

## Выбор типов подшипников

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипника выбираем по следующим рекомендациям:

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колёс редукторов применяем шариковые радиальные подшипники. Первоначально назначаем подшипники лёгкой серии. Если при последующем расчёте грузоподъёмность подшипника окажется недостаточной, то принимаем подшипники средней серии. При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников в качестве опор валов цилиндрических колёс применяем подшипники конические роликовые.

Для опор приводного вала, имеющего значительную длину, назначаем сферические двухрядные подшипники, допускающие большой взаимный перекос колец.

## Схемы установки подшипников

Схема установки подшипников «враспор» конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. При установке в опорах радиальных шариковых подшипников отношение l/d ≈ 8...10. [1, стр. 49]

Валы в двухступенчатых цилиндрических редукторах считаются относительно короткими, поэтому назначаем схему установки подшипников "враспор".



Рис. 8 [1, рис. 3.9, стр. 48]

## Составление компоновочной схемы

Компоновочные схемы изделия составляют для того, чтобы оценить соразмерность узлов и деталей привода. Ранее выполненный эскизный проект редуктора (коробки передач) и выбранный электродвигатель, если их рассматривать отдельно, не дают ясного представления о том, что же в конечном итоге получилось. Нужно их упрощенно изобразить вместе с приводным валом, на одном листе, соединенными друг с другом непосредственно, с применением муфт или ременной (цепной) передачи. Компоновочные схемы выполняются в масштабе уменьшения. Они служат прообразом чертежа общего вида привода. [1, стр. 52]

# Расчёт подшипников

## Расчёт подшипников на быстроходном валу.

Расчетная схема



Силы, действующие в зацеплении:

Fr=796,4H- радиальная нагрузка в зацеплении на Быстроходной ступени,

FA=389,9H- осевая сила,

Ft=2153,1Н- окружная сила.

- консольная сила от муфты на валу. [1, с 108]

Определяем реакции опор от сил, действующих в зацеплении:

; 





; 





Консольной силы

; 





Определим суммарные реакции опор:





Получается, что опора 1 более нагружена, следовательно, дальнейший расчет ведем по ней.

KE=0.63 - коэффициент эквивалентной нагрузки при типе режима нагружения II





Предварительно назначаем подшипник 207:



Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:



Определяем коэффициенты X, Y:







Отношение Fa/(VFr)= 245,6/1515,9 = 0,162 что меньше e=0.254 (V=1 при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем X=1, Y=0.

Принимаем

KБ=1.4 КТ=1 (tраб<100, табл. 7.6)

Находим,



Проводим расчет на заданный ресурс.

Ресурс при заданной вероятности отказа



Где a1 =1 коэффициент безотказной работы [табл. 7.7 , с.117]

 0,8 коэффициент, зависящий от условий работы [с.117],

n - частота вращения кольца,

k=3, для шарикового подшипника.

PrE  - динамическая эквивалентная нагрузка.

Отсюда ресурс:



Проверка 

Так как расчётный ресурс больше требуемого и выполнено условие  то предварительно назначенные подшипники 206 пригодны. При требуемом ресурсе надёжность выше 90%.

## Расчет подшипников на промежуточном валу.

Расчетная схема:



Силы, действующие в зацеплении:

Для тихоходной ступени.

F1r=2754,6H- радиальная нагрузка

F1a=1283,0H- осевая сила,

F1t=7458,7Н- окружная сила.

Для быстроходной.

F2r=796,4H- радиальная нагрузка

F2a=389,9H- осевая сила,

F2t=2153,1Н- окружная сила.

Определяем реакции опор от сил, действующих в зацеплении

; 





; 





Определим суммарные реакции опор:







Дальнейший расчет ведем по опоре 2.









Предварительно назначаем подшипник 207:



Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:



Определяем коэффициенты X, Y:







Отношение Fa/(VFr)= 562,65/3533,8=0,159 что меньше e=0.248 (V=1 при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем X=1, Y=0.

Принимаем

KБ=1.4 КТ=1 (tраб<100, табл. 7.6)

Находим,



Проводим расчет на заданный ресурс.

Ресурс при заданной вероятности отказа



Где a1 =1 коэффициент безотказной работы [табл. 7.7 , с.117]

 0,8 коэффициент, зависящий от условий работы [с.117],

n - частота вращения кольца,

k=3, для шарикового подшипника.

PrE  - динамическая эквивалентная нагрузка.

Отсюда ресурс:



Проверка 

Так как расчётный ресурс больше требуемого и выполнено условие  то предварительно назначенные подшипники 207 пригодны. При требуемом ресурсе надёжность выше 90%.

## Расчет подшипников на тихоходном валу

Расчетная схема.



Силы, действующие в зацеплении:

Fr=2754,6H- радиальная нагрузка

Fa=1283,0H- осевая сила,

Ft=7458,7Н- окружная сила.

- консольная сила от муфты на валу. [1, с 108]

Определяем реакции опор от сил, действующих в зацеплении:

; 





; 





Консольной силы

; 





Определим суммарные реакции опор:





Получается, что опора 1 более нагружена, следовательно, дальнейший расчет ведем по ней.

KE=0.63 - коэффициент эквивалентной нагрузки при типе режима нагружения II





Предварительно назначаем подшипник 213:



Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:



Определяем коэффициенты X, Y:







Отношение Fa/(VFr)= 808,29/14155,47= 0,057что меньше e=0.216 (V=1 при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем X=1, Y=0.

Принимаем

KБ=1.3 КТ=1 (tраб<100, табл. 7.6)

Находим,



Проводим расчет на заданный ресурс.

Ресурс при заданной вероятности отказа



Где a1 =1 коэффициент безотказной работы [табл. 7.7, с.117]

 0,8 коэффициент, зависящий от условий работы [с.117],

n - частота вращения кольца,

k=3, для шарикового подшипника.

PrE  - динамическая эквивалентная нагрузка.

Отсюда ресурс:



Проверка 

Так как расчётный ресурс больше требуемого и выполнено условие  то предварительно назначенные подшипники 213 пригодны. При требуемом ресурсе надёжность выше 90%.

## Расчёт подшипников на приводном валу

Расчетная схема



Приводной вал нагружен силами натяжения тяговой цепи, моментом, передаваемым муфтой от тихоходного вала, а также консольной силой от муфты. Значение консольной силы принимаем

 как и на тихоходном валу. Направление консольной силы принимаем совпадающим с направлением равнодействующей сил в плоскостях X и Y. Приводной вал является плавающим, осевые силы отсутствуют.

Учтем неравномерность распределения нагрузки между звездочками. Наиболее опасен случай перегрузки правой звездочки. Примем величину перегрузки 20%.

Разность натяжений между ведущими и ведомыми ветвями определяет полезную окружную силу на двух тяговых звездочках: ****

Отношение натяжений ветвей на двух тяговых звездочках 

Радиальная нагрузка на валу от тяговой цепи на двух звездочках 

Найдем силу .











F1r=4866,8H- радиальная нагрузка

F1t=7360Н- окружная сила.

F2r=3597,2H- радиальная нагрузка

F2t=1104Н- окружная сила.

; 





; 





От консольной силы

; 





Определим суммарные реакции опор:





Получается, что опора 1 более нагружена, следовательно, дальнейший расчет ведем по ней.

KE=0.63 - коэффициент эквивалентной нагрузки при типе режима нагружения II



Предварительно назначаем подшипник 1313



Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:



Принимаем

KБ=1.4 КТ=1 (tраб<100, табл. 7.6)

Находим,



Проводим расчет на заданный ресурс.

Ресурс при заданной вероятности отказа



Где a1 =1 коэффициент безотказной работы [табл. 7.7 , с.117]

 0,8 коэффициент, зависящий от условий работы [с.117],

n - частота вращения кольца,

k=3, для шарикового подшипника.

PrE  - динамическая эквивалентная нагрузка.

Отсюда ресурс:



Проверка 

Так как расчётный ресурс больше требуемого и выполнено условие  то предварительно назначенные подшипники 1313 пригодны. При требуемом ресурсе надёжность выше 90%.

# Выбор посадок подшипников

Для всех подшипников проходят следующие условия

Внутреннее кольцо вращается вместе с валом и имеет циркуляционное нагружение, так как выполняется условие

для быстроходного вала: , то по таблице 7.8 [1, с.131] выбирается поле допуска на вал k6.

для остальных валов:  по таблице 7.8 [1, с.131] выбирается поле допуска на вал n6.

Наружное кольцо подшипника неподвижно, нагружение местное.

По табл.7.9[1 с.131] выбирается поле допуска отверстия H7.

# Поверочный расчёт валов на прочность

Расчет проводиться на статическую и усталостную прочность.

Валы изготовлены из стали марки 40Х, для которой:

; ;; ; ;

где σB - временное сопротивление, σТ - предел текучести, σ-1- предел выносливости при изгибе, - предел текучести при кручении, - предел выносливости при кручении.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в

период действия кратковременных перегрузок. В расчёте используем коэффициент перегрузки

Kп =2.2. Определяем нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении при действии максимальных нагрузок:





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Минимально допустимые запасы прочности по пределу текучести и

сопротивлению усталости соответственно:

[ST]=2.0, [S]=2.0

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям



Коэффициент запаса по касательным напряжениям



В расчёте принимаем, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу:

 , а касательные напряжения - по от нулевому циклу: 

Вычисляем напряжения в опасном сечении:

, 

-суммарный изгибающий момент

-крутящий момент

Значения и вычисляем по следующим зависимостям





Здесь  и  -эффективные коэффициенты концентрации напряжений,

, - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

Пределы выносливости приводного вала в рассматриваемом сечении

, 

## Расчёт тихоходного вала



Сечение 1-1 по центру венца колеса. Сечение нагруженно изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений-шпоночный паз.

Изгибающие моменты:









Суммарный изгибающий момент:



Крутящий момент 

Осевая сила: 

Геометрические характеристики сечения: момент сопротивления сечения вала при расчёте на изгиб, момент сопротивления сечения вала при расчёте на кручение, площадь сечения при расчёте на растяжение (сжатие):







Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 



Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 2-2 Место установки правого подшипника на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом. Концентратор напряжений-посадка подшипника с натягом.

Изгибающие моменты:





Крутящий момент



Геометрические характеристики сечения:







Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 

Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 3-3 Место установки полумуфты на вал.

Сечение нагружено крутящим моментом. Концентратор напряжений-шпоночный паз

Изгибающие моменты:

Крутящий момент 

Геометрические характеристики сечения:



напряжением кручения 



Частные коэффициенты запаса прочности касательным напряжениям:



Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:







Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:



Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:



Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:





Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

## Расчёт промежуточного вала на прочность



Сечение 1-1 Место расположения шестерни на валу.

Сечение нагруженно изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений- зубчатый венец.





Суммарный изгибающий момент:



Крутящий момент 

Осевая сила: 

Момент сопротивления сечения вала при расчёте на изгиб, момент сопротивления сечения вала при расчёте на кручение, площадь сечения при расчёте на растяжение (сжатие):

Для вала-шестерни в сечении по зубьям:













Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 



Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 2-2 Место установки колеса на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений-шпоночный паз.





Суммарный изгибающий момент:



Крутящий момент 

Осевая сила: 

Геометрические характеристики сечения: момент сопротивления сечения вала при расчёте на изгиб, момент сопротивления сечения вала при расчёте на кручение, площадь сечения при расчёте на растяжение (сжатие):







Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 



Значения коэффициентов влияния качества поверхности следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

## Расчёт быстроходного вала на прочность.

По чертежу сборочной единицы - редуктора строим расчётную схему.

Сечение 1-1. Место установки зубчатого колеса на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений- зубчатый венец.

Суммарный изгибающий момент:











Крутящий момент 

Осевая сила: 

Момент сопротивления сечения вала при расчёте на изгиб, момент сопротивления сечения вала при расчёте на кручение, площадь сечения при расчёте на растяжение (сжатие):

Для вала-шестерни в сечении по зубьям:















Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 



Значения коэффициентов влияния качества поверхности следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 2-2. Место установки правого подшипника на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений-посадка подшипника с натягом.

Изгибающие моменты:



Крутящий момент



Геометрические характеристики сечения:







Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 

Значения коэффициентов влияния качества поверхности следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 3-3 Место установки полумуфты на вал.

Сечение нагружено крутящим моментом. Концентратор напряжений-шпоночный паз

Изгибающие моменты:

Крутящий момент 

Геометрические характеристики сечения:



напряжением кручения 



Частные коэффициенты запаса прочности касательным напряжениям:



Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:







Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:



Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:



Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:





Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

## Расчёт приводного вала на прочность

По чертежу сборочной единицы - приводного вала строим расчётную схему:



Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в

период действия кратковременных перегрузок. В расчёте используем коэффициент перегрузки

 . Определяем нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении при действии максимальных нагрузок:

; 

Сечение 1-1. Место установки звездочки на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом. Концентратор напряжений-шпоночный паз.

Суммарный изгибающий момент:









Крутящий момент 

Осевая сила: 

Геометрические характеристики сечения: момент сопротивления сечения вала при расчёте на изгиб, момент сопротивления сечения вала при расчёте на кручение, площадь сечения при расчёте на растяжение (сжатие):





Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 



Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 2-2 Место установки правого подшипника на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом. Концентратор напряжений-посадка подшипника с натягом.

Изгибающие моменты:





Крутящий момент



Геометрические характеристики сечения:





Напряжение изгиба с растяжением (сжатием)  и напряжением кручения 





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:





Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:



Находим теперь:





, 

Значения коэффициентов влияния качества поверхности, следующие:

, 

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: 

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:





Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

,



Коэффициент влияния асимметрии цикла



Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть 

Тогда



Наконец находим коэффициенты запаса:







Поскольку , то сопротивление усталости считаем обеспеченным

# Расчет соединений

## Шпоночные соединения

### Шпоночное соединение быстроходного вала с муфтой

 - вращающий момент,

- посадочный диаметр,

 - высота шпонки.

- глубина посадки в вал.





Выбираем шпонку «Шпонка 8х7х22 ГОСТ 23360-78»

### Шпоночное соединение тихоходного вала с муфтой

 - вращающий момент,

- посадочный диаметр,

 - высота шпонки.

- глубина посадки в вал.





Выбираем шпонку «Шпонка 16х10х80 ГОСТ 23360-78»

### Шпоночное соединение тихоходного вала с зубчатым колесом

 - вращающий момент,

- посадочный диаметр,

 - высота шпонки.

- глубина посадки в вал.





Выбираем шпонку «Шпонка 22х14х56 ГОСТ 23360-78»

### Шпоночное соединение промежуточного вала с зубчатым колесом

 - вращающий момент,

- посадочный диаметр,

 - высота шпонки.

- глубина посадки в вал.





Выбираем шпонку «Шпонка 12х8х32 ГОСТ 23360-78»

### Шпоночное соединение приводного вала со звездочкой

 - вращающий момент,

- посадочный диаметр,

 - высота шпонки.

- глубина посадки в вал.





Выбираем шпонку «Шпонка 22х14х63 ГОСТ 23360-78»

Призматические шпонки должны находиться в пазу вала с натягом. Поэтому поле допуска ширины шпоночного паза принимаем равным Js9.

# Выбор способов смазывания и смазочных материалов

Окружные скорости колёс (V = π n∙D / 60 ∙1000)

-колесо быстроходной ступени: V2Б = 1,83м/c

-колесо тихоходной ступени: V2Т = 0.518 м/c

Средние контактные напряжения в передачах – 600-1000МПа

С учётом этого рекомендуемая кинематическая вязкость масла 60 мм 2/ c

Выбираем масло И-Г-А-46 и картерную систему смазывания.

Поскольку окружная скорость тихоходной ступени меньше 1 м/с, то необходимо в масло погружать колесо и быстроходной ступени. Допустимый уровень погружения колеса промежуточного вала в масляную ванну  . Простой расчёт показывает, что для достижения максимального уровня масла необходимо его залить в количестве 17 литров.

Смазывание подшипников

Подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передач. Стекающее при разбрызгивании с колес, водила и стенок корпуса масло попадает в подшипники. Во избежание попадания в подшипники, установленные на быстроходном валу, продуктов износа передач защищаем их масло отражательными кольцами. Подшипники на приводном валу смазываем пластичным смазочным материалом Литол-24.

Смазочные устройства

Для заливки масла, в верхней части редуктора предусмотрена пробка M20\*1.5 с цилиндрической резьбой и наружным шестигранником. На боковой поверхности редуктора предусмотрены отверстия для контроля уровня масла и его слива. При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. При интенсивном тепловыделении это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутренняя полость корпуса сообщена с внешней средой через отдушину в пробке для залива масла.

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. Стечением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Браковочными признаками служат увеличенное кислотное число, повышенное содержание воды и наличие механических примесей. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора или коробки передач, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с конической резьбой К1/2”.

Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги.

В данной конструкции редуктора используются манжетные уплотнения, размеры которых определяются размерами валов

# Расчет муфт.

Для соединения выходного вала редуктора с присоединяемым к приводу устройством используем

комбинированную муфту со стальными стержнями и разрушающимся элементом.

## Расчет и конструирование комбинированной муфты.

Комбинированная муфта представляет собой муфту со стальными стержнями постоянной 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 (для муфты постоянной жесткости).

 - зазор

 - длинна стальных стержней;

Определяем диаметр стержней:



 - допускаемое напряжение изгиба материала стержня. Стержни изготавливают из рессорнопружинных сталей, примем 65С2В2 

– модуль упругости стали, МПа.

= 0.26;

 = 1 – для муфт постоянной жесткости.

≈ 0.035 рад – угол относительного поворота полумуфт.

Таким образом:



принимаем 8мм

Определяем число стержней:



Получаем количество стержней – 12 штук.

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

При расчете предохранительной муфты за расчетный момент ее срабатывания принимаем:



Диаметр штифта:



z - количество штифтов, принимаем z = 2 ;

k - коэффициент неравномерности распределения нагрузки на штифт, при z = 2 k = 1.2 ;

R - радиус окружности расположения штифтов;

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

Выбираем материал штифта - Сталь 45, тогда 





В момент срабатывания (перегрузки) штифт разрушается, и предохранительная муфта разъединяет цепь. Штифты размещены в закаленных до высокой твердости втулках, изготовленных из стали марки 40Х. В осевом направлении втулки фиксируются винтом М20, который стопориться напылением пластмассы.

# Список литературы:

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательский центр «Академия», 2006.

2. Атлас конструкций и деталей машин: Учебное пособие /Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.

3. Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения»/ Л.П. Варламова, В.П. Тибанов - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.

4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой – М.: Машиностроение, 2001.