|  |  |
| --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | **Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  **высшего образования**  **«Московский государственный технический университет**  **имени Н.Э. Баумана**  **(национальный исследовательский университет)»**  **(МГТУ им. Н.Э. Баумана)** |

КАФЕДРА

«РК3»

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

***ПО ДИСЦИПЛИНЕ***

***Детали Машин***

***НА ТЕМУ:***

***Проектирование ленточного транспортёра с червячным мотор-редуктором***

***(верхнее расположение червяка)***

**Студент**  Серебрянников О.А.

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

**Руководитель курсовой** **работы** Шелофаст В.В.

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**

**высшего образования**

**«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана**

**(национальный исследовательский университет)»**

**(МГТУ им. Н.Э. Баумана)**

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой РК3

М.Н. Захаров

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение курсовой работы**

по дисциплине Детали Машин

Студент группы РКТ2-61

Серебрянников Олег Александрович

(Фамилия, имя, отчество)

Тема курсовой работы: Проектирование ленточного транспортёра с червячным мотор-редуктором (верхнее расположение червяка)

Направленность КР (учебная, исследовательская, практическая, производственная, др.)

Учебная

Источник тематики (кафедра, предприятие, НИР) кафедра РК3.

График выполнения работы: 25% к 5 нед., 50% к 8 нед., 75% к 11 нед., 100% к 14 нед.

***Задание***

Спроектировать червячный мотор-редуктор для ленточного транспортёра

***Оформление курсовой работы:***

Расчетно-пояснительная записка на 30 листах формата А4.­­­­­­

Графический материал представлен на двух листах формата А1.

Дата выдачи задания «\_ » января 2020 г.

**Студент**  Серебрянников О.А.

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

**Руководитель курсовой** **работы** Шелофаст В.В.

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Примечание: Задание оформляется в двух экземплярах: один выдается студенту, второй хранится на кафедре



Оглавление

[1. Кинематический расчёт 2](#_Toc40969565)

[1.1 Мощность на приводном валу (вал, на котором барабан): 2](#_Toc40969566)

[1.2 Мощность электродвигателя: 2](#_Toc40969567)

[1.3 Частота вращения приводного вала (и тихоходного): 2](#_Toc40969568)

[1.4 Передаточное отношение: 2](#_Toc40969569)

[1.5 Вращающий момент на тихоходном валу: 2](#_Toc40969570)

[2. Анализ результатов расчета на ЭВМ. 3](#_Toc40969571)

[3. Расчёт червячной передачи 3](#_Toc40969572)

[3. Эскизное проектирование 5](#_Toc40969573)

[3.1 Проектные расчеты валов 5](#_Toc40969574)

[3.2 Расстояния между деталями передач 7](#_Toc40969575)

[3.3 Выбор типов подшипников 7](#_Toc40969576)

[3.4 Схемы установки подшипников 8](#_Toc40969577)

[4. Конструирование червячного колеса и червяка 8](#_Toc40969578)

[4.1 Червяк 8](#_Toc40969579)

[4.2 Червячное колесо 9](#_Toc40969580)

[5. Подбор шпоночных соединений 10](#_Toc40969581)

[5.1 Подбор шпонки для соединения червячного колеса и вала 10](#_Toc40969582)

[5.2 Подбор шпонки для соединения (входного вала) червяка и вала электродвигателя 11](#_Toc40969583)

[5.3 Подбор шпонки для выходного и муфты 12](#_Toc40969584)

[6. Расчет валов и подшипников. 12](#_Toc40969585)

[6.1 Расчет вала быстроходной ступени (червяка) и его подшипников. 12](#_Toc40969586)

[6.1.1 Определение радиальных реакций. 12](#_Toc40969587)

[6.1.2 Расчёт подшипников быстроходного вала (червяка) 13](#_Toc40969588)

[6.1.3 Построение эпюр внутренних силовых факторов. 15](#_Toc40969589)

[6.1.4 Геометрические характеристики сечений 17](#_Toc40969590)

[6.1.5 Расчёт вала на статическую прочность 17](#_Toc40969591)

[6.2 Расчет тихоходного (выходного) вала и его подшипников. 18](#_Toc40969592)

[6.2.1 Определение радиальных реакций. 18](#_Toc40969593)

[6.2.2 Расчёт подшипников быстроходного вала (червяка) 18](#_Toc40969594)

[6.2.3 Построение эпюр внутренних силовых факторов. 20](#_Toc40969595)

[6.2.4 Геометрические характеристики сечений 22](#_Toc40969596)

[6.2.5 Расчёт тихоходного вала на статическую прочность 23](#_Toc40969597)

[6.2.6 Расчёт тихоходного вала на усталостную прочность 24](#_Toc40969598)

# 1. Кинематический расчёт

## 1.1 Мощность на приводном валу (вал, на котором барабан):

## 1.2 Мощность электродвигателя:

Примем КПД муфты

КПД привода червячной передачи примем

Исходя из полученного значения требуемой мощности электродвигателя и следующего условия выбираем двигатель мощностью 3 кВт.

## 1.3 Частота вращения приводного вала (и тихоходного):

## 1.4 Передаточное отношение:

Его можно определить по формуле:

где – асинхронная частота вращения электродвигателя

Рассмотрим четыре электродвигателя мощностью 3 кВт:

1. АИР90L2/2850 (Синхронная частота – 3000 ) 52.20
2. АИР100S4/1410 (Синхронная частота – 1500 ) 25.82
3. АИР112MA6/950 (Синхронная частота – 1000 ) 17.40
4. АИР112МВ8/709 (Синхронная частота – 750 ) 12.99

Выбираем 2 вариант. Характеристики АИР100S4/1410:

* мощность ;
* асинхронная частота ;
* диаметр вала .

Передаточное отношение червячного мотор-редуктора:

25.82

## 1.5 Вращающий момент на тихоходном валу:

КПД муфты мы выбрали в пункте 2.2, тогда:

# 2. Анализ результатов расчета на ЭВМ.

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, наилучшим образом удовлетворяющие различным, часто противоречивым требованиям: наименьшим массе, габаритам, стоимости; наибольшему КПД; требуемой жесткости, надежности.

Применение ЭВМ для расчетов передач расширяет объем используемой информации, позволяет произвести расчеты с перебором значений (варьированием) наиболее значимых параметров*: способа термической обработки или применяемых материалов (допускаемых напряжений), распределения общего передаточного числа между ступенями и др*. Пользователю необходимо провести анализ влияния этих параметров на качественные показатели и с учетом налагаемых ограничений выбрать оптимальный вариант.

Расчет проводится в два этапа. На первом отыскивают возможные проектные решения и определяют основные показатели качества, необходимые для выбора рационального варианта: массу механизма, межосевое расстояние, материал венца колеса, коэффициент полезного действия. Анализируя результаты расчета, выбирают рациональный вариант.

На втором этапе для выбранного варианта получают все расчетные параметры, требуемые для выпуска чертежей, а также силы в зацеплении, необходимые для расчета валов и выбора подшипников.

В качестве критерия оптимальности наиболее часто принимают массу изделия.

Так как в данном случае производство редукторов серийное, то желательно чтобы размеры и стоимость были минимальны.

# 3. Расчёт червячной передачи

Полный расчет червячной передачи проводится на компьютере с помощью специальной программы ПДМ. В эту программу вводятся имеющиеся данные, представленные в таблице 3.1, по которым программа проводит необходимые вычисления.

Таблица 3.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Исходные данные** | **Размерность** | **Значения** |
| Вращающий момент на тихоходном валу | Н·м | 357.1 |
| Частота вращения тихоходного вала |  | 54.6 |
| Ресурс | час | 10000 |
| Режим нагружения | - | 2 |
| Передаточное отношение редуктора | - | 25.80 |
| Максимальная перегрузка | - | 2.2 |
| Коэффициент теплоотдачи | Вт/м/м/град | 13.0 |

После введения данных, компьютер предлагает на выбор три конфигурации редуктора, и которых мы выбираем первый вариант:

* Материал венца колеса…………………БрО10Ф1
* Межосевое расстояние…………………125 мм
* К.П.Д. механизма……………………….0.865
* Температура масла……………………...72.6°C
* Масса механизма……..…………………33.5 кг
* Масса колёс……………………………...7.5 кг

Для выбранной конфигурации компьютер проводит полный расчет червячной передачи, результатом которого являются таблицы 3.2 - 3.4:

Таблица 3.2

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Характеристика механизма** | **Размерность** | **Значения** |
| Передаточное отношение механизма, U | - | 26 |
| Вращающий момент на Быстроходном валу, | Н·м | 15.9 |
| Вращающий момент на Тихоходном валу, | Н·м | 357.1 |
| Частота вращения Быстроходного вала, |  | 1418.8 |
| Масса механизма | кг | 33.5 |
| Масса колёс | кг | 7.5 |
| КПД | % | 86.5 |
| Межосевое расстояние, | мм | 125 |
| Модуль, m | мм | 4 |
| Коэффициент диаметра червяка, q | - | 12.50 |
| Коэффициент смещения исходного контура, x | - | -1 |
| Начальный угол подъёма, γ | град | 10.784 |
| Силы в зацеплении (на колесе) | | |
| Окружная, | Н | 3434.1 |
| Радиальная, | Н | 1249.9 |
| Осевая, | Н | 755.9 |
| Контактные напряжения | | |
| При номинальной нагрузке | | |
| Расчётные | МПа | 218.1 |
| Допускаемые | МПа | 256.3 |
| При максимальной нагрузке | | |
| Расчётные | МПа | 323.5 |
| Допускаемые | МПа | 780.5 |
| Напряжения изгиба | | |
| При номинальной нагрузке | | |
| Расчётные | МПа | 22.9 |
| Допускаемые | МПа | 60.2 |
| При максимальной нагрузке | | |
| Расчётные | МПа | 50.3 |
| Допускаемые | МПа | 156.0 |

Таблица 3.3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Параметры *червяка*** | **Размерность** | **Значения** |
| Число заходов, | - | 2 |
| Ширина зубчатого венца, | мм | 67 |
| Диаметры | | |
| Делительный, | мм | 50.000 |
| Начальный | мм | 42.000 |
| Вершин, | мм | 58.000 |
| Впадин, | мм | 40.400 |

Таблица 3.4

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Параметры *колеса*** | **Размерность** | **Значения** |
| Число заходов, | - | 52 |
| Ширина зубчатого венца, | мм | 42 |
| Диаметры | | |
| Делительный, | мм | 208.000 |
| Начальный | мм | 208.000 |
| Вершин, | мм | 208.000 |
| Впадин, | мм | 190.400 |
| Наибольший колеса, | мм | 214.000 |

# 3. Эскизное проектирование

После определения межосевых расстояний, размеров колес и червяков приступают к разработке конструкции редуктора или коробки передач. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют положение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступенчатых валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки. [1, стр. 42].

## 3.1 Проектные расчеты валов

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам [1, стр. 42]:

для быстроходного (входного) вала

для тихоходного (выходного)

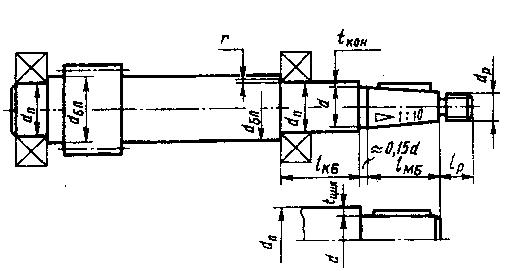


Рис. 1

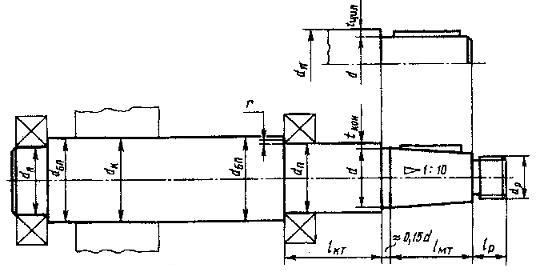


Рис. 2

Диаметры валов быстроходного и тихоходного валов согласуют с диаметрами валов по табл. 24.28 [1] и с диаметрами отверстий устанавливаемых на них деталей (шкива, звездочки, полумуфты).

Принятые диаметры:

Высоту заплечника, координату r фаски подшипника и размер f (мм) фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d [1, стр. 42].

Диаметры под подшипники:

Принимаем посадочные места под подшипники согласно ГОСТ 27365-87 на подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности (табл. 24.16 [1]):

## 3.2 Расстояния между деталями передач

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор "а" (мм) [1, стр.45]:

где L – расстояние, получаемое графически, между внешними поверхностями деталей передач, мм.

Вычисленное значение a округляют в большую сторону до целого числа. В дальнейшем по a будем понимать также расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса. [1, стр. 45]

Принимаем

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают [1, стр. 45]:

Принимаем

## 3.3 Выбор типов подшипников

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении. Шариковые радиальные подшипники характеризует малая осевая жесткость. Поэтому в силовых передачах для опор валов конических и червячных колес применяют конические роликовые подшипники. Первоначально выбирают легкую серию. [1, стр.47]

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка применяют в основном конические роликовые подшипники. При длительной непрерывной работе червячной передачи с целью снижения тепловыделений применяют также шариковые радиально-упорные подшипники. [1, стр.47]

Предварительно назначаем для червяка и колеса конические роликовые подшипники из ГОСТ 27365-87.

Обычно используют подшипники класса точности 0. Подшипники более высокой точности применяют для опор валов, требующих повышенной точности вращения или работающих при особо высоких частотах вращения. [1, стр. 47]

## 3.4 Схемы установки подшипников

Схема установки подшипников "враспор" конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. При установке в опорах конических роликовых подшипников должно выполняться соотношение . [1, стр. 49]

Т.к. вал червячного колеса относительно короткий и требует достаточной жесткости, то назначаем для него схему "враспор" – схема 2а.

Для опор червяка назначаем схему 1б по рекомендации [1, стр. 49].

Так как в вал червяка вставляется вал мотора диаметром , а сам вал червяка , то в правой плавающей опоре увеличиваем диаметр вала червяка и соответственно диаметр под подшипник. Предварительно ставим туда радиальный шариковый подшипник с внутренним диаметром 45 мм.

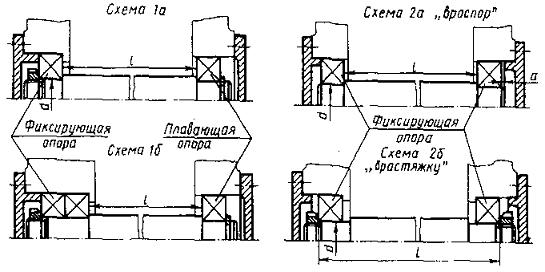


Рис. 3

# 4. Конструирование червячного колеса и червяка

По результатам разработки эскизного проекта были вычерчены контуры зубчатых колес и червяков. Следующим шагом является конструктивная обработка их формы. [1, стр. 62]

## 4.1 Червяк

Данный червяк является цилиндрическим с прямолинейным профилем резьбы. Изготавливается из стали 20Х ГОСТ 4543-71. При конструировании червяка желательно обеспечить свободный выход инструмента для нарезания витков, а также удобство шлифования витков вследствие свободного выхода шлифовального круга. При сборке червяк вводится в редуктор через отверстия для подшипников. Так как диаметр отверстия в заплечниках меньше наружного диаметра червяка, то радиально-упорные подшипники устанавливаем в стакане, наружный диаметр которого больше наружного диаметра червяка.

Геометрические размеры червяка, в том числе длина b1 нарезанной части и ориентировочное расстояние l между опорами, известны из расчетов и эскизного чертежа редуктора. [1, стр. 75]

## 4.2 Червячное колесо

Основные геометрические размеры червячного колеса определены из расчета.

Червячное колесо составное – центр колеса из стали (сталь 3), зубчатый венец из бронзы (БРO10Ф1). Соединение венца с центром должно обеспечить передачу большого по величине вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы.

Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска. Так как производство серийное, то зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом. При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра предусматривают бортик, на который направляют осевую силу.

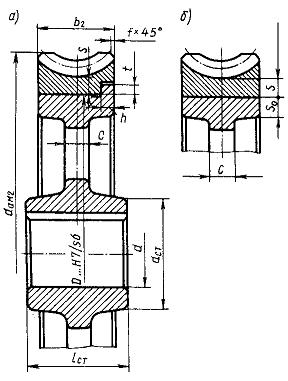


Рис. 4

Остальные размеры определяются из соотношений:

Остальные конструктивные элементы червячных колес следует принимать такими же, как и для цилиндрических зубчатых колес. [1, стр. 73]

Форма зубчатого колеса может быть плоской (рис.4, а, б) или с выступающей ступицей. Значительно реже (в одноступенчатых редукторах) колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны. [1, стр. 62]

Длину  посадочного отверстия колеса желательно принимать равной или больше зубчатого венца (. Принятую длину ступицы согласуют с расчетной длиной шпонки (пункт 5.1) и с диаметром посадочного отверстия d=56 мм (из эскиза):

обычно  .

Предварительно назначаем:

Диаметр  назначают в зависимости от материала ступицы. В нашем случае для стали

Назначаем

Острые кромки на торцах венца притупляют фасками , где m – модуль зацепления, с округлением до стандартного значения.

# 5. Подбор шпоночных соединений

Примем, что материал всех шпонок – Сталь 45 и .

## 5.1 Подбор шпонки для соединения червячного колеса и вала

При установке колес на валах необходимо обеспечить надежное базирование колеса по валу, передачу вращающего момента от колеса к валу или от вала к колесу. [1, стр. 77]

Для передачи вращающего момента чаще всего применяют призматические и сегментные шпонки. [1, стр. 77]

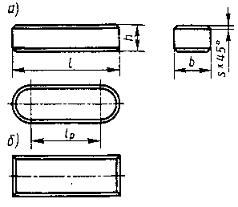


Рис. 5

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение; концы скругленные (рис. 5, а) или плоские (рис. 5, б). Стандарт для каждого диаметра вала определённые размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры b и h берут из табл [1, табл. 24.29] и определяют расчетную длину  шпонки. Длину шпонки со скругленными или  с плоскими торцами выбирают из стандартного ряда (табл. 9). Длину ступицы назначают на 8...10 мм больше длины шпонки.

Назначаем в качестве соединения призматическую шпонку со скругленными концами из [1, табл. 24.29, стр. 432] Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78).

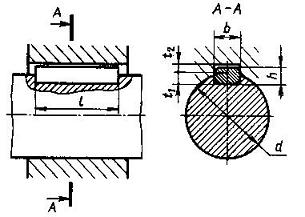


Рис 6

При диаметре вала под колесом 56 мм и длине ступицы 70 мм выбираем шпонку со следующими параметрами:

Длину шпонки назначим примерно на 8...10 мм меньше длины ступицы, согласно стандартному ряду длин для шпонок:

Рабочая длина шпонки .

Вращающий момент на тихоходном валу

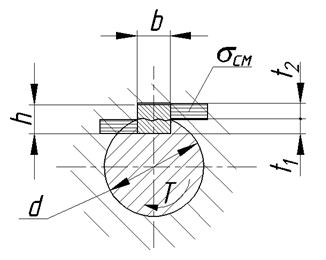
**

Рис. 7

Проверочный расчёт:

По следующим рекомендациям из (посадки с большим натягом - для колес реверсивных передач) [1, стр. 77] для червячных передач назначаем посадку шпоночного соединения H7/r6;

Посадки шпонок регламентированы ГОСТ 23360-78 для призматических шпонок. Рекомендуют принимать поле допуска для ширины шпоночного паза вала для призматической шпонки P9, а ширины шпоночного паза отверстия P9.

## 5.2 Подбор шпонки для соединения (входного вала) червяка и вала электродвигателя

При диаметре вала электродвигателя мм и длине вала выбираем шпонку со следующими параметрами:

Длину шпонки назначим примерно на 8...10 мм меньше длины , согласно стандартному ряду длин для шпонок:

;

Рабочая длина шпонки .

Вращающий момент на быстроходном валу и на вале ЭД

Проверочный расчёт:

## 5.3 Подбор шпонки для выходного и муфты

При диаметре хвостовика тихоходного вала и длине хвостовика 82 выбираем шпонку со следующими параметрами:

Длину шпонки назначим примерно на 8...10 мм меньше длины хвостовика, согласно стандартному ряду длин для шпонок:

Рабочая длина шпонки .

Вращающий момент на тихоходном валу .

Проверочный расчёт:

# 6. Расчет валов и подшипников.

## 6.1 Расчет вала быстроходной ступени (червяка) и его подшипников.

Так как на червяк действует значительная осевая сила, то применяют одну фиксирующую опору и одну плавающую. В фиксирующей опоре выбираем конические роликовые подшипники. Так как радиально упорные однорядные подшипники воспринимают осевую силу только одного направления, то для фиксации вала в обоих направлениях в фиксирующей опоре необходимо устанавливать два таких подшипника. Плавающую опору применяем с учетом того, что в один конец вала входит вал электродвигателя.

### 6.1.1 Определение радиальных реакций.

Исходные данные для расчёта:

* Расстояние между опорами ;
* Расстояние от опоры А до середины зацепления ;
* Расстояние от опоры B до консольной силы ;
* Расчётный диаметр вала ;
* Силы:
* Консольная сила

**Реакции в плоскости XOZ:**

**Реакции в плоскости YOZ:**

**Реакции от консольной силы:**

**Суммарные реакции в опорах**

### 6.1.2 Расчёт подшипников быстроходного вала (червяка)

*Исходные данные для расчета:*

* Режим работы - II
* Надежность подшипников качения: 90%;
* Требуемый ресурс: ;
* Частота вращения вала: n =;
* Из расчёта червячной передачи ;
* Внешняя осевая сила, действующая на вал ;
* Радиальная реакция в опоре A: ;
* Радиальная реакция в опоре B: ;

При вероятности безотказной работы 90% коэффициент надёжности

Для II режима работы коэффициент эквивалентности .

Вычисляем эквивалентные нагрузки:

В опоре А предварительно принимаем подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности легкой серии 7206А:

Подшипники в опоре А установлены рядом другом с другом и работают как один узел, поэтому расчёт для них ведём как для двухрядного подшипника.

Для роликоподшипников:

Так как , то .

Коэффициент вращения внутреннего кольца V=1.

Следовательно:

Для всех типов редукторов коэффициент динамичности нагрузки ;

Так как , то температурный коэффициент ;

Эквивалентная динамическая нагрузка:

При нормальный условиях работы коэффициент корректирующий ресурс для роликоподшипников .

Для роликоподшипников .

Определим скорректированный по уровню надёжности и условиям применения расчётный ресурс (долговечность) подшипника:

В опоре В предварительно принимаем подшипники шариковые однорядные повышенной грузоподъемности легкой серии 209:

Тогда диаметр окружности расположения центров шарика:

Тогда, если учесть, что :

По таблице 7.3[1] значение коэффициента, зависящего от геометрии подшипника:

Тогда

Тогда по таблице 7.2 коэффициент осевого нагружения:

Коэффициент вращения внутреннего кольца V=1.0. Найдём отношение:

Тогда по таблице 7.2[1]:

Для всех типов редукторов коэффициент динамичности нагрузки ;

Так как , то температурный коэффициент ;

Эквивалентная динамическая нагрузка:

При нормальный условиях работы коэффициент корректирующий ресурс для роликоподшипников .

Для радиальный шарикоподшипников .

Определим скорректированный по уровню надёжности и условиям применения расчётный ресурс (долговечность) подшипника:

Таким образом, окончательно выбираем подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности легкой серии 7206А в опоре А и подшипники шариковые однорядные повышенной грузоподъемности легкой серии 209 в опоре В.

Подшипники в левой опоре устанавливаются в стакан. Для крепления подшипников на валах применяют шлицевую гайку, которая от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой.

Подшипники в левой опоре, с одной стороны, сверху поджимаются компенсаторным кольцом, которое в свою очередь сжимается крышкой, а снизу после многолапчатой шайбы устанавливаем дополнительное кольцо, улучшающее контакт подшипника с шайбой. Подшипник в правой опоре упирается в выступ вала, а с другой стороны он крепится пружинным упорным плоским кольцом.

Регулировка подшипников производится набором прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипников. Для этой цели применяют набор тонких металлических прокладок.

### **6.1.3 Построение эпюр внутренних силовых факторов**.

Эпюры внутренних силовых факторов приведены на рис 8, при этом крутящий момент численно равен вращающему:

Из эпюры видно, что наиболее опасное сечение – сечение D.

**Изгибающие моменты опасном сечении:**

* Плоскость XOZ:
* Плоскость YOZ:
* Слева от сечения:
* Справа от сечения:
* От консольной силы

**Суммарный изгибающий момент:**

**Осевая сила:**

**Крутящий момент:**

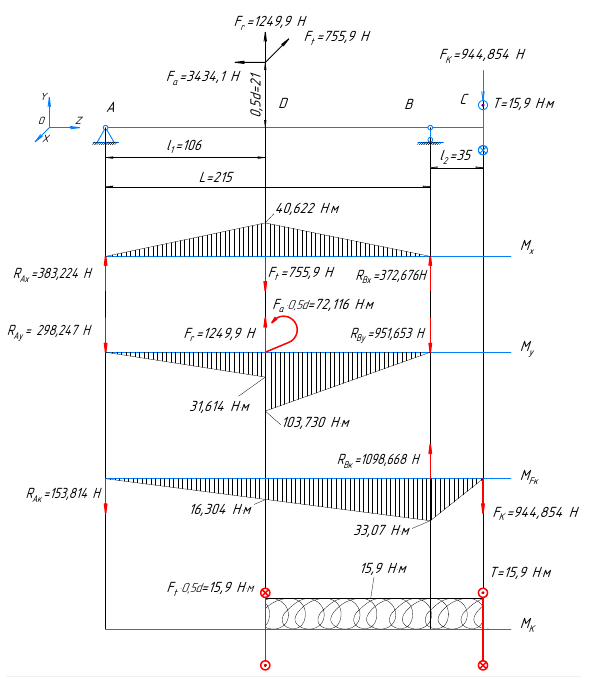


Рис. 8

### 6.1.4 Геометрические характеристики сечений

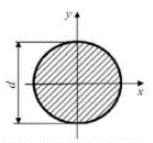


Рис. 9

**Момент сопротивления при изгибе:**

**Момент сопротивления при кручении:**

**Площадь сечения:**

### 6.1.5 Расчёт вала на статическую прочность

Коэффициент перегрузки выбирается по справочной таблице 24.9 [1]. Для выбранного двигателя:

Вал изготовлен из стали марки 20Х со следующими характеристиками статической прочности и сопротивления усталости из таблицы [1, табл. 10.2, стр. 183]:

* временное сопротивление - ;
* предел текучести - ;
* предел текучести при кручении - ;
* предел выносливости при изгибе - ;
* предел выносливости при кручении - ;
* коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения - .

Минимально допустимый запас прочности по пределу текучести:

Вычислим нормальные и касательные напряжения, а также значения общего коэффициента запаса прочности по пределу текучести в каждом из опасных сечений вала*.*

**Напряжение изгиба с растяжением (сжатием):**

**Напряжение кручения:**

**Частные коэффициенты запаса прочности:**

* по нормальным напряжениям:
* по касательным напряжениям:

**Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:**

Полученный коэффициент запаса не дает сомнения в прочности вала. Принимаем ранее рассчитанные параметры окончательными.

## 6.2 Расчет тихоходного (выходного) вала и его подшипников.

Подшипники тихоходного вала по рекомендациям ставим по схеме в распор.

### 6.2.1 Определение радиальных реакций.

Исходные данные для расчёта:

* Расстояние между опорами ;
* Расстояние от опоры А до середины зацепления ;
* Расстояние от опоры B до консольной силы ;
* Расстояние до приложения сил в зацеплении ;
* Силы в зацеплении: ;
* Консольная сила

**Реакции в плоскости XOZ:**

**Реакции в плоскости YOZ:**

**Реакции от консольной силы:**

**Суммарные реакции в опорах**

### 6.2.2 Расчёт подшипников выходного (тихоходного) вала

*Исходные данные для расчета:*

* Режим работы - II
* Надежность подшипников качения: 90%;
* Требуемый ресурс: ;
* Частота вращения вала: n = ;
* Из расчёта червячной передачи ;
* Внешняя осевая сила, действующая на вал ;
* Радиальная реакция в опоре A: ;
* Радиальная реакция в опоре B: ;

При вероятности безотказной работы 90% коэффициент надёжности

Для II режима работы коэффициент эквивалентности .

Вычисляем эквивалентные нагрузки:

Предварительно в обоих опорах принимаем подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности легкой серии 7210А:

Минимальные необходимые для нормальной работы радиально упорных подшипников осевые силы:

Находим осевые силы нагружающие подшипники. Расчётная схема – враспор. Так как и то по таблице 7.4[1]:

Коэффициент вращения внутреннего кольца V=1.

Тогда для опоры A:

Для всех типов редукторов коэффициент динамичности нагрузки ;

Так как , то температурный коэффициент ;

Эквивалентная динамическая нагрузка в опоре A:

Для опоры B:

Тогда для опоры B:

Эквивалентная динамическая нагрузка в опоре B:

При нормальный условиях работы коэффициент корректирующий ресурс для роликоподшипников .

Для роликоподшипников

Для подшипников более нагруженной опоры B определим скорректированный по уровню надёжности и условиям применения расчётный ресурс (долговечность) подшипника:

### **6.2.3 Построение эпюр внутренних силовых факторов**.

Эпюры внутренних силовых факторов приведены на рис 8, при этом крутящий момент численно равен вращающему:

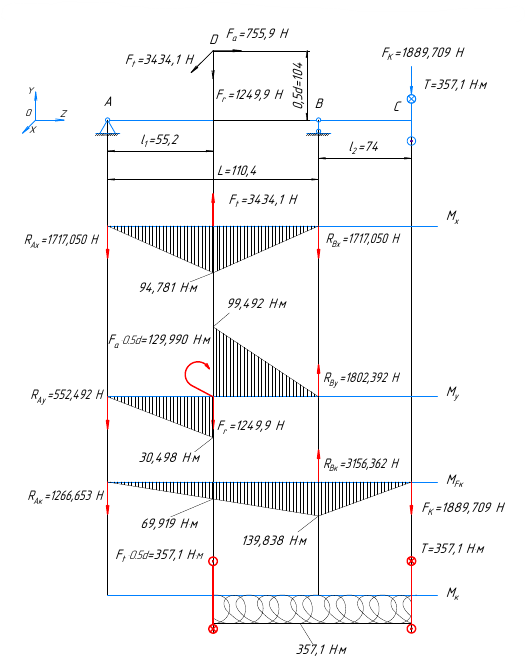
**

Рис. 10

Из эпюры видно, что наиболее опасное сечение – сечение D.

**Изгибающие моменты в опасном сечении:**

* Плоскость XOZ:
* Плоскость YOZ:
* Слева от сечения:
* Справа от сечения:
* От консольной силы

**Суммарный изгибающий момент:**

**Осевая сила:**

**Крутящий момент:**

### 6.2.4 Геометрические характеристики сечений

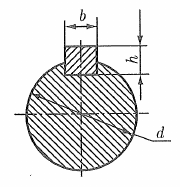


Рис. 11

Диаметр вала под червячным колесом:

Параметры шпонки (из пункта 5.1):

**Момент сопротивления при изгибе:**

**Момент сопротивления при кручении:**

**Площадь сечения:**

### 6.2.5 Расчёт тихоходного вала на статическую прочность

Коэффициент перегрузки выбирается по справочной таблице 24.9 [1]. Для выбранного двигателя:

Вал изготовлен из стали марки 40Х со следующими характеристиками статической прочности и сопротивления усталости из таблицы [1, табл. 10.2, стр. 183]:

* временное сопротивление - ;
* предел текучести - ;
* предел текучести при кручении - ;
* предел выносливости при изгибе - ;
* предел выносливости при кручении - ;
* коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения - .

Минимально допустимые запасы прочности:

* по пределу текучести ;
* по пределу усталости ;

Вычислим нормальные и касательные напряжения, а также значения общего коэффициента запаса прочности по пределу текучести в каждом из опасных сечений вала*.*

**Напряжение изгиба с растяжением (сжатием):**

**Напряжение кручения:**

**Частные коэффициенты запаса прочности:**

* по нормальным напряжениям:
* по касательным напряжениям:

**Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:**

Полученный коэффициент запаса не дает сомнения в прочности вала.

### 6.2.6 Расчёт тихоходного вала на усталостную прочность

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

Паз под шпонку выполняем концевой фрезой. Тогда по таблице 10.11[1] эффективные коэффициенты концентрации напряжений:

По таблице 10.7[1] находим коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения:

Так как поверхность получаем чистым обтачиванием, то по таблице 10.8[1] коэффициенты влияния качества поверхности:

Поверхность получаем без упрочнения, то есть

Коэффициенты снижения прочности:

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

Коэффициенты выносливости вала в рассматриваемом сечении D:

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

Коэффициент запаса прочности по усталости в рассматриваемом сечении:

Принимаем ранее рассчитанные параметры окончательными.

Из-за осевых сил выбираем подшипники конические радиальные, которые устанавливаются враспор. Подшипники крепятся с одной стороны за счет выступа в ступице червячного колеса, а с другой стороны крышкой подшипников. Регулировка производится аналогичным образом – с помощью набора металлических прокладок.