**Содержание курсового проекта**

1. Введение

2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

2.1 Определение мощности и частоты вращения двигателя

2.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней

2.3 Определение силовых и кинематических параметров привода

3. Расчет червячной передачи

3.1 Выбор материала червячного колеса

3.2 Определение допускаемых контактных и изгибных напряжений

3.3 Проектный расчёт червячной передачи

3.4 Проверочный расчёт червячной передачи

3.5 Расчет червячной передачи на нагрев

4. Предварительный расчет валов и выбор подшипников

5. Конструирование корпуса и крышки редуктора

6. Проверочный расчет шпонок

6.1 Быстроходный вал

6.2 Тихоходный вал

7. Проверочный расчет быстроходного вала;

8. Подбор подшипников качения быстроходного вала;

9. Подбор и расчет муфты;

10. Выбор смазочных материалов;

11. Список использованной литературы.

**1. Введение**

В данном курсовом проекте спроектирован одноступенчатый червячный редуктор привода междуэтажного подъемника.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи.

Назначение редуктора – уменьшение частоты вращения и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Редуктор состоит из корпуса, в котором помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указанию конкретного назначения. Редуктор классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.д.); относительному расположению валов в пространстве (горизонтально, вертикально); особенностям кинематической схемы (развернутая, соостная и т.д.).

Как горизонтальные, так и вертикальные редукторы могут иметь колеса с прямыми, косыми или шевронными зубьями. Корпуса чаще выполняют литыми чугунными, реже – сварными стальными.

При серийном производстве целесообразно применять литые корпуса. Валы монтируют на подшипниках качения или скольжения. Последние обычно применяют в тяжелых редукторах.

Максимальное передаточное число одноступенчатого червячного редуктора по ГОСТ 2185-66 *u*max = 80. Высота одноступенчатого редуктора с таким или близким к нему передаточным числом больше, чем двухступенчатого с тем же значением *u*. Поэтому практически редукторы с передаточными числами, близкими к максимальным, применяют редко, ограничиваясь *u* ≤ 63.

Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для редуктора всех типов обусловлен удобством общей компоновки привода (относительным расположением двигателя и рабочего вала приводимой в движение машины и т.д.).

В одноступенчатом червячном редукторе используется червячная передача, состоящая из червяка и червячного колеса. Червячное колесо устанавливается на тихоходном валу, а вал-червяк является быстроходным валом. В качестве опор валов используются как правило, подшипники качения. Установка передачи в отдельном корпусе гарантирует точность сборки, лучшую смазку, более высокий КПД, меньший износ, а так же защиту от попадания в нее пыли и грязи.

Сборку редуктора производят в следующем порядке:

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии со сборочным чертежом (или чертежом общего вида).

Начинают сборку с того, что на быстроходный вал одевают маслоотражательные кольца и подшипники качения, предварительно нагрев их в масле до 80…100С.



Собранный быстроходный вал-червяк укладывают в основании корпуса. В начале сборки тихоходного вала закладывают шпонку и напрессовывают колесо до упора в бурт вала. Затем надевают распорную втулку и устанавливают подшипники качения. Вал укладывают в основание корпуса и надевают крышку редуктора, для центровки ее устанавливают с помощью двух конических штифтов и затягивают болты. Сопрягаемые поверхности корпуса и крышки редуктора предварительно смазывают спиртовым лаком.

Далее в сквозные крышки подшипников вставляют манжеты. Глухие и сквозные привёртные крышки подшипников вместе с набором прокладок устанавливают на торцах корпуса при помощи болтов.

Перед началом работы в редуктор заливают масло выше уровня нормы на 5…15 мм.

Перед эксплуатацией редуктор должен быть обкатан по условиям завода-изготовителя.

Разборку редуктора производят так же, как и сборку, но в обратной оследовательности.

**2. Выбор двигателя и кинематический расчёт привода**

**2.1 Определение мощности и частоты вращения двигателя**

Определяем требуемую мощность рабочей машины:

*Р*рм = *Fv*,

где *F* – тяговое усилие цепи, кН;

*v* – линейная скорость грузовой цепи, м/с.

*Р*рм = 4⋅0,5 = 2,0 кВт.

Определим общий КПД привода

η = ηзпηопηмη2пкηпс,

где ηзп – КПД закрытой передачи; ηоп – КПД открытой передачи; ηм – КПД муфты; ηпк – КПД одной пары подшипников качения; ηпс – КПД одной пары подшипников скольжения (на приводном валу рабочей машины).

η = 0,8⋅0,92⋅0,98⋅0,992⋅0,985 = 0,696.

Определяем требуемую мощность двигателя:

*Р*дв.треб = *Р*рм/η = 2,0/0,696 = 2,87 кВт.

По [1, таблица К9] выбираем двигатель 4АМ100S4У3 с номинальной мощностью *Р*ном=3кВт и номинальной частотой вращения *n*ном = 1435 об/мин.

**2.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней**

Определим частоту вращения приводного вала рабочей машины:

*n*рм = 60⋅1000*v*/(*D*),

где *v* – линейная скорость грузовой цепи, м/с;

*D* – диаметр звездочки, мм.

*n*рм = 60⋅1000⋅0,5/(330⋅3,14) = 29,0 об/мин.

Определяем передаточное число привода:

*u* = *n*ном/*n*рм = 1435/29,0 = 49,56.

Определим передаточное число открытой передачи, принимая передаточное число редуктора *u*зп = 20:

*u*оп = *u*/*u*зп = 49,56/20 = 2,48.

**2.3 Определение силовых и кинематических параметров привода**

В соответствии с заданной последовательностью соединения элементов привода по кинематической смене используем следующие формулы для вычисления мощности, частоты вращения, угловой скорости и вращающих моментов на валах привода:

Вал двигателя:

*n*дв = *n*ном = 1435 об/мин;

ωдв = π*n*дв/30 = 3,14⋅1435/30 = 150,2 рад/с;

*P*дв = 2,87 кВт;

*Т*дв = *Р*дв/ωдв = 2,87⋅1000/150,2 = 19,1 Н⋅м.

Быстроходный вал:

*n*1 = *n*дв = 1435 об/мин;

ω1 = ωдв = 150,2 рад/с;

*Р*1 = *Р*двηмηпк = 2,87⋅0,98⋅0,99 = 2,79 кВт;

*Т*1 = *Т*двηмηпк = 19,1⋅0,98⋅0,99 = 18,6 Н⋅м.

Тихоходный вал:

*n*2 = *n*1/*u*зп = 1435/20 = 71,75 об/мин;

ω2 = ω1/*u*зп = 150,2/20 = 7,51 рад/с;

*Р*2 = *Р*1ηзпηпк = 2,79⋅0,8⋅0,99 = 2,21 кВт;

*Т*2 = *Т*1*u*зпηзпηпк = 18,6⋅20⋅0,8⋅0,99 = 294 Н⋅м.

Вал приводной рабочей машины:

*n*рм = *n*2/*u*оп = 71,75/2,48 = 28,95 об/мин;

ωрм = ω2/*u*оп = 7,51/2,48 = 3,03 рад/с;

*Р*рм = *Р*2ηопηпс = 2,21⋅0,92⋅0,985 = 2,0 кВт;

*Т*рм = *Т*2*u*опηопηпс = 294⋅2,48⋅0,92⋅0,985 = 660 Н⋅м.

Таблица 1 – Силовые и кинематические параметры привода



**3. Расчет червячной передачи**

**3.1 Выбор материала червячного колеса**

Определим скорость скольжения:

4,3⋅7,51⋅20⋅(294)1/3/1000 = 4,29 м/с.



По [1, таблица 3.5] выбираем из группы I материал БрО10Ф1, полученный способом литья в кокиль, σв = 275 Н/мм2, σт = 200 Н/мм2.

**3.2 Определение допускаемых контактных и изгибных напряжений**

Допускаемые напряжения для червячного колеса определяем по формулам из [1, таблица 3.6].

Наработка за весь срок службы:

*N* = 573ω2*Lh* = 573⋅7,51⋅20000 = 86064600.

Коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность:

*KHL* = (107/*N*)1/8 = (107/86064600)1/8 = 0,76.

Определяем допускаемые контактные напряжения:

[σ]*Н* = 0,9*KHLCv*σв = 0,9⋅0,76⋅1⋅275 = 189,1 Н/мм2,

где *Cv* – коэффициент, учитывающий износ материала [1, С.55].

Так как червяк располагается в масляной ванне, то полученное значение допускаемого напряжения не изменяем, т.е. [σ]*Н* = 189,1 Н/мм2.

Коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность:

*KFL* = (106/*N*)1/9 = (106/86064600)1/9 = 0,61.

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

[σ]*F* = (0,08σв + 0,25σт)*KFL* = (0,08⋅275 + 0,25⋅200)⋅0,61 = 43,9 Н/мм2.

**3.3 Проектный расчёт червячной передачи**

Определяем межосевое расстояние:

*aw* = 61(*Т*2⋅103/[σ]2*Н*)1/3 = 61⋅(294⋅103/189,12)1/3 = 123,11 мм.

Полученное значение округляем до ближайшего большего стандартного значения межосевого расстояния для червячной передачи *aw* = 125 мм.

Число витков червяка *z*1 = 2. Число зубьев колеса *z*2 = *z*1*u* = 2⋅20 = 40. Округляем до целого числа *z*2 = 40.

Определим модуль зацепления

*m* = (1,5…1,7)*aw*/*z*2 = (1,5…1,7)⋅125/40 = 4,69…5,31 мм,

округляем в большую сторону до стандартного значения *m* = 5 мм.

Определяем коэффициент диаметра червяка:

*q* = (0,212…0,25)*z*2 = (0,212…0,25)⋅40 = 8,48…10,00;

округляем в большую сторону до стандартного значения *q* = 10.

Коэффициент смещения инструмента

*х* = (*aw*/*m*) – 0,5(*q* + *z*2) = 0,00.

Определим фактическое передаточное число и проверим его отклонение от заданного:

*u*ф = *z*2/*z*1 = 40/2 = 20,00;

(|20,00 – 20|/20)⋅100% = 0,00 < 4%.



Определим фактическое значение межосевого расстояния

*aw* = 0,5*m*(*q* + *z*2 + 2*x*) = 0,5⋅5⋅(10 + 40 + 2⋅0,00) = 125,00 мм.

Вычисляем основные геометрические размеры червяка:

делительный диаметр

*d*1 = *qm* = 10⋅5 = 50,0 мм;

начальный диаметр

*dw*1 = *m*(*q* + 2*x*) = 5⋅(10 + 2⋅0,00) = 50,0 мм;

диаметр вершин витков

*da*1 = *d*1 + 2*m* = 50,0 + 2⋅5 = 60,0 мм;

диаметр впадин витков

*df*1 = *d*1 – 2,4*m* = 50,0 – 2,4⋅5 = 38,0 мм;

делительный угол подъема линии витков

γ = arctg(*z*1/*q*) = arctg(2/10) = 11,31°;

длина нарезаемой части червяка

*b*1 = (10 + 5,5|*x*| + *z*1)*m* + *C* = (10 + 5,5|0,00| + 2)⋅5 + 0 = 60,0 мм,

округляем до значения из ряда нормальных размеров *b*1 = 60 мм.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр

*d*2 = *dw*2 = *mz*2 = 5⋅40 = 200,0 мм;

диаметр вершин зубьев

*da*2 = *d*2 + 2*m*(1 + *x*) = 200,0 + 2⋅5⋅(1 + 0,00) = 210,0 мм;

наибольший диаметр колеса

*da*м2 ≤ *da*2 + 6*m*/(*z*1 + 2) = 210,0 + 6⋅5/(2 + 2) = 217,5 мм;

диаметр впадин зубьев

*df*2 = *d*2 – 2*m*(1,2 – *x*) = 200,0 – 2⋅5⋅(1,2 – 0,00) = 188,0 мм;

ширина венца

*b*2 = 0,355*aw* = 0,355⋅125,00 = 44,4 мм,

округляем до значения из ряда нормальных размеров *b*2 = 45 мм;

условный угол обхвата червяка венцом колеса

2δ = 2⋅arcsin(*b*2/(*da*1 – 0,5*m*)) = 2⋅arcsin(45/(60,0 – 0,5⋅5)) = 103°.

Определим силы в зацеплении

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

*Ft*2 = *Fa*1 = 2000*T*2/*d*2 = 2000⋅294/200,0 = 2940 Н;

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

*Ft*1 = *Fa*2 = 2000*T*2/(*u*ф*d*1) = 2000⋅294/(20,00⋅50,0) = 588 Н;

радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо

*Fr* = *Ft*2tg20° = 2940⋅0,364 = 1070 Н.

**3.4 Проверочный расчёт червячной передачи**

Фактическая скорость скольжения

*vS* = *u*фω2*d*1/(2cosγ⋅103) = 20,00⋅7,51⋅50,0/(2⋅cos11,31°⋅103) = 3,83 м/с.

Определим коэффициент полезного действия передачи

η = tgγ/tg(γ + ϕ) = tg11,31°/tg(11,31 + 2)° = 0,85,

где ϕ – угол трения, зависящий от фактической скорости скольжения, град [1, таблица 4.9].

Проверим контактные напряжения зубьев колеса



где *K* – коэффициент нагрузки;

[σ]*Н* – допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, уточненное по фактической скорости скольжения, Н/мм2 [1, таблица 3.6]

σ*H* = 340⋅(2940⋅1/(50,0⋅200,0))1/2 = 184,4 ≤ 198,6 Н/мм2.

Полученное значение контактного напряжения меньше допустимого на 7,2%, условие выполнено. Проверим напряжения изгиба зубьев колеса

σ*F* = 0,7*YF*2*Ft*2*K*/(*b*2*m*) ≤ [σ]*F*,

где *YF*2 – коэффициент формы зуба колеса, который определяется по [1, таблица 4.10] в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса:

*zv*2 = *z*2/cos3γ = 40/cos311,31° = 42,

тогда напряжения изгиба равны

σ*F* = 0,7⋅1,53⋅2940⋅1/(45⋅5) = 14,0 ≤ 43,9 Н/мм2,

условие выполнено.

**3.5 Расчет червячной передачи на нагрев**

Определяем площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора:

*А* ≈ 12,0*aw*1,7 = 12,0⋅0,1251,7 = 0,35 м2,

Где *aw* – межосевое расстояние червячной передачи, м.

Температура нагрева масла в масляной ванне редуктора:



где η – КПД червячной передачи;

*P*1 – мощность на червяке, кВт;

*K*T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м2⋅°С);

ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую раму;

*t*0 = 20 °С – температура окружающего воздуха;

[*t*]раб = 95 °С – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора, °С.

*t*раб = 1000⋅(1 – 0,85)⋅2,79/(17⋅0,35⋅(1 + 0,3)) = 75,8 °С.

**4. Предварительный расчет валов и выбор подшипников**

Быстроходный вал (вал-червяк):

*d*1 = (0,8…1,2)⋅*d*дв = (0,8…1,2)⋅28 = 22,4…33,6 мм,

где *d*дв – диаметр выходного конца вала ротора двигателя, мм.

Из полученного интервала принимаем стандартное значение *d*1 = 25 мм. Длина ступени под полумуфту:

*l*1 = (1,0…1,5)*d*1 = (1,0…1,5)⋅25 = 25…37,5 мм,

принимаем *l*1 = 40 мм.

Размеры остальных ступеней:

*d*2 = *d*1 + 2*t* = 25 + 2⋅2,2 = 29,4 мм, принимаем *d*2 = 30 мм;

*l*2 ≈ 1,5*d*2 = 1,5⋅30 = 45 мм, принимаем *l*2 = 45 мм;

*d*3 = *d*2 + 3,2*r* = 30 + 3,2⋅2 = 36,4 мм, принимаем *d*3 = 37 мм;

*d*4 = *d*2.

Тихоходный вал (вал колеса):

(294⋅103/(0,2⋅35))1/3 = 34,76 мм, принимаем *d*1 = 35 мм;



*l*1 = (0,8…1,5)*d*1 = (0,8…1,5)⋅35 = 28…52,5 мм, принимаем *l*1 = 50 мм;

*d*2 = *d*1 + 2*t* = 35 + 2⋅2,5 = 40 мм, принимаем *d*2 = 40 мм;

*l*2 ≈ 1,25*d*2 = 1,25⋅40 = 50 мм, принимаем *l*2 = 50 мм;

*d*3 = *d*2 + 3,2*r* = 40 + 3,2⋅2,5 = 48 мм, принимаем *d*3 = 48 мм;

*d*4 = *d*2;

*d*5 = *d*3 + 3*f* = 48 + 3⋅1,2 = 51,6 мм, принимаем *d*5 = 53 мм;

Предварительно назначаем роликовые конические однорядные подшипники легкой серии:

для быстроходного вала: 7206A;

для тихоходного: 7208A.

**5. Конструирование корпуса редуктора**

Определим толщину стенки корпуса

δ = 1,2 *Т*1/4 = 1,2∙(294)1/4 = 4,97 ≥ 6 мм,

где *Т* = 294 Н∙м – вращающий момент на тихоходном валу.

Принимаем δ = 6 мм.

Зазор между внутренними стенками корпуса и деталями

*а* = (*L*)1/3 + 3 = 2641/3 + 3 = 9 мм.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса *b*0 ≈ 4*a*= 36 мм.

Диаметры приливов для подшипниковых гнезд:

вал 1:

для привертной крышки *D*П = *D*ф + 6 = 87 + 6 = 93 мм.

вал 2:

для закладной крышки *D*'П = 1,25*D* + 10 = 1,25∙80 + 10 = 110 мм,

где *D* – диаметр отверстия под подшипник, *D*ф – диаметр фланца крышки подшипника.

Диаметры винтов привертных крышек подшипника: *d*1 = 6 мм;

Число винтов: *z*1 = 4.

Диаметр винтов крепления крышки к корпусу находим по формуле

*d* = 1,25(*Т*)1/3 = 1,25∙(294)1/3 = 8,31 ≥ 10 мм,

где *Т* – момент на тихоходном валу редуктора. Принимаем *d* = 10 мм.

Размеры конструктивных элементов крепления крышки редуктора к корпусу (для болтов):

ширина фланца крышки корпуса *K* = 2,35*d* = 23,5 мм,

расстояние от торца фланца до центра болта *С* = 1,1*d* = 11,0 мм.

диаметр канавки под шайбочку *D* ≈ 2*d* = 20 мм.

высота прилива в корпусе *h* = 2,5*d* = 25 мм.

Для винтов: *K*1 = 2,1*d* = 21,0 мм, *С*1 = 1,05*d* = 10,5 мм.

Высоту прилива в крышке под стягивающий болт (винт) определяем графически, исходя из условия размещения головки болта (винта) на плоской опорной поверхности вне кольцевого прилива под подшипник большего диаметра. Диаметр штифта *d*шт = 0,75*d* = 8 мм.

Диаметр винта крепления редуктора к раме *d*ф = 1,25*d* = 14 мм, количество винтов *z* = 4. Высота ниши *h*0*=* 2,5(*d*ф + δ) = 50 мм, длина опорной поверхности в месте крепления редуктора к раме *l* = 2,4*d*ф + δ = 40 мм, высота прилива под винт *h =* 1,5*d*ф = 21 мм, расстояние от боковой поверхности корпуса до центра винта *с* = 1,1*d*ф = 15 мм.

Размеры проушины в виде ребра с отверстием: толщина ребра *s* = 2,5δ = 15 мм, диаметр отверстия *d* = 3δ = 18 мм, радиус проушины *R* = *d*. Размеры проушины, выполненной в виде сквозного отверстия в крышке: сечение (*b* × *b*) отверстия *b* = 3δ = 18 мм, радиус дуги из вершины крышки для определения границы отверстия *а* = 1,7δ = 10 мм.

**6. Проверочный расчет шпонок**

**6.1 Быстроходный вал**

Шпонка под полумуфту призматическая со скругленными краями по ГОСТ 23360-78: сечение 8×7, длина 32 мм, диаметр вала *d* = 25 мм.

Определяем напряжение смятия

,



где *T* – передаваемый момент, Н∙м;

*d* – диаметр вала, мм;

*lp* – рабочая длина шпонки, мм;

*h* – высота шпонки, мм;

*t*1 – глубина паза, мм.

σсм = 2∙103∙19/(25∙24∙(7 – 4)) = 21 МПа.

Полученное значение не превышает допустимого [σ]см = 100 МПа.

**6.2 Тихоходный вал**

Шпонка под червячное колесо призматическая со скругленными краями по ГОСТ 23360-78: сечение 14×9, длина 56 мм, диаметр вала *d* = 48 мм.

Определяем напряжение смятия

= 2∙103∙294/(48∙42∙(9 – 5,5)) = 83 МПа.



Полученное значение не превышает допустимого [σ]см = 100 МПа.

Шпонка под звездочку призматическая со скругленными краями по ГОСТ 23360-78: сечение 10×8, длина 40 мм, диаметр вала *d* = 35 мм.

Определяем напряжение смятия

= 2∙103∙294/(35∙30∙(8 – 5)) = 97 МПа.



Полученное значение не превышает допустимого [σ]см = 100 МПа.

**7. Проверочный расчет быстроходного вала**



Силы, действующие на вал: *FtС* = 588 Н; *FrС* = 1070 Н; *FaС* = 2940 Н; *F*м = 50∙*Т*1/2 = 50∙191/2 = 218 Н – консольная сила муфты.

Неизвестные реакции в подшипниках найдем, решая уравнения моментов относительно опор:

Σ*МВ*(*x*) = 0;

Σ*МВ*(*x*) = *FaC*∙*dC*/2 – *FrC*∙*lBC* + *RDy*∙(*lBC* + *lCD*) = 0;

*RDy* = (– *FaC*∙*dC*/2 + *FrC*∙*lBC*)/(*lBC* + *lCD*) = (– 2940∙0,050/2 + 1070∙0,133)/(0,133 + 0,133) = 259 Н.

Σ*МВ*(*y*) = 0;

Σ*МВ*(*y*) = – *F*м∙*lAB* – *FtC*∙*lBC* + *RDx*∙(*lBC* + *lCD*) = 0;

*RDx* = (*F*м∙*lAB* + *FtC*∙*lBC*)/(*lBC* + *lCD*) = (218∙0,072 + 588∙0,133)/(0,133 + 0,133) = 353 Н.

Σ*МD* (*x*) = 0;

Σ*МD* (*x*) = – *RВy*∙(*lBC* + *lCD*) + *FaC*∙*dC*/2 + *FrС*∙*lCD* = 0;

*RВy* = (*FaC*∙*dC*/2 + *FrС*∙*lCD*)/(*lBC* + *lCD*) = (2940∙0,050/2 + 1070∙0,133)/(0,133 + 0,133) = 811 Н.

Σ*МD* (*y*) = 0;

Σ*МD* (*y*) = – *F*м∙( *lАВ* + *lBC* + *lCD*) – *RВx*∙(*lBC* + *lCD*) + *FtC*∙*lCD* = 0;

*RВx* = (– *F*м∙( *lАВ* + *lBC* + *lCD*) + *FtC*∙*lCD*)/(*lBC* + *lCD*) = (– 218∙(0,072 + 0,133 + 0,133) + 588∙0,133)/(0,133 + 0,133) = 17 Н.

Построение эпюр:

Участок *АВ*: 0 ≤ *z* ≤ 0,072;

*Mx*(*z*) = 0; *Mx*(0) = 0 Н∙м; *Mx*(0,072) = 0 Н∙м.

*My*(*z*) = *F*оп∙*z*; *My*(0) = 0 Н∙м; *My*(0,072) = 218∙0,072 = -16 Н∙м.

*T* = -19 Н∙м на всем участке.

*M*Σ(0) = (*М*2*х* + *М*2*у*)1/2.

*M*Σ(0) = 0 Н∙м; *M*Σ(0,072) = (02 + -162)1/2 = 16 Н∙м.

Участок *ВС*: 0 ≤ *z* ≤ 0,133;

*Mx*(*z*) = – *RВy*∙*z*; *Mx*(0) = 0 Н∙м; *Mx*(0,133) = – 811∙0,133 = -108 Н∙м.

*My*(*z*) = *F*оп∙(*lAB* + *z*) – *RВх*∙*z*;

*My*(0) = 218∙0,072 = -16 Н∙м;

*My*(0,133) = 218∙(0,072 + 0,133) – 17∙0,133 = -47 Н∙м.

*T* = -19 Н∙м на всем участке.

*M*Σ(0) = (02 + -162)1/2 = 16 Н∙м; *M*Σ(0,133) = (-1082 + -472)1/2 = 118 Н∙м.

Участок *CD*: 0 ≤ *z* ≤ 0,133;

*Mx*(*z*) = – *RВy*∙(*lBC* + *z*) + *FaC*∙*dC*/2 + *FrС*∙*z*;

*Mx*(0) = – 811∙0,133 + 2940∙0,050/2 = -34 Н∙м;

*Mx*(0,133) = – 811∙(0,133 + 0,133) + 2940∙0,050/2 + 1070∙0,133 = 0 Н∙м.

*My*(*z*) = *F*оп∙(*lAB* + *lBC* + *z*) – *RBх*∙(*lBC* + *z*) + *FtC*∙*z*;

*My*(0) = 218∙(0,072 + 0,133) – 17∙0,133 = -47 Н∙м;

*My*(0,133) = 218∙(0,072 + 0,133 + 0,133) – 17∙(0,133 + 0,133) + 588∙0,133 = 0 Н∙м.

*T* = 0 Н∙м на всем участке.

*M*Σ(0) = (-342 + -472)1/2 = 58 Н∙м; *M*Σ(0,133) = 0 Н∙м.

Проверим сечение *В* на запас прочности. Концентратор напряжений – переход с галтелью. Коэффициент запаса прочности:



где *S*σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

*S*τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.



где σ-1 – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа;

*k*σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

εσ – масштабный фактор для нормальных напряжений;

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ*a* – амплитуда цикла нормальных напряжений равная суммарному напряжению изгиба σи в рассматриваемом сечении;

ψσ – коэффициент, зависящий от марки стали;

σ*m* – среднее напряжение цикла нормальных напряжений.

σ*a* = σи = 103*М*/*W*,

где *М* – суммарный изгибающий момент в сечении, Н∙м;

*W* – момент сопротивления сечения при изгибе, мм3.

*W* = π*d*3/32 = 3,14∙303/32 = 2649 мм3,

σ*a* = σи = 103∙16/2649 = 5,92 МПа,

σ*m* = 4*Fa* /(π*d*2) = 4∙2940/(3,14∙302) = 4161 МПа.

*S*σ = 410/(1,9∙5,92/(0,73∙0,94) + 0,27∙4161) = 2,36.



где τ-1 – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения, МПа;

*k*τ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений;

ετ – масштабный фактор для касательных напряжений;

τ*a* – амплитуда цикла касательных напряжений;

ψτ – коэффициент, зависящий от марки стали;

τ*m* – среднее напряжение цикла касательных напряжений.

τ*a* = τ*m* = 0,5∙103*T*/*W*к,

где *Т* – крутящий момент в сечении, Н∙м;

*W*к – момент сопротивления сечения при кручении, мм3.

*W*к = π*d*3/16 = 3,14∙303/16= 5299 мм3,

τ*a* = τ*m* = 0,5∙103∙19/5299 = 1,79 МПа.

*S*τ = 240/(1,74∙1,79/(0,73∙0,94) + 0,1∙1,79) = 50,79.

*S* = 2,36∙50,79/(2,362 + 50,792)1/2 = 2,36.

Полученное значение находится в допускаемом интервале 1,5 – 2,5.

Проверим сечение *С* на запас прочности. Концентратор напряжений – переход с галтелью. Коэффициент запаса прочности:



где *S*σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

*S*τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.



где σ-1 – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа; *k*σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений; εσ – масштабный фактор для нормальных напряжений; β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности; σ*a* – амплитуда цикла нормальных напряжений равная суммарному напряжению изгиба σи в рассматриваемом сечении; ψσ – коэффициент, зависящий от марки стали; σ*m* – среднее напряжение цикла нормальных напряжений.

σ*a* = σи = 103*М*/*W*,

где *М* – суммарный изгибающий момент в сечении, Н∙м;

*W* – момент сопротивления сечения при изгибе, мм3.

*W* = π*d*3/32 = 3,14∙363/32 = 4578 мм3,

σ*a* = σи = 103∙118/4578 = 25,77 МПа,

σ*m* = 4*Fa* /(π*d*2) = 4∙2940/(3,14∙362) = 2890 МПа.

*S*σ = 410/(1,9∙25,77/(0,73∙0,94) + 0,27∙2890) = 2,47.



где τ-1 – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения, МПа; *k*τ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений; ετ – масштабный фактор для касательных напряжений; τ*a* – амплитуда цикла касательных напряжений; ψτ – коэффициент, зависящий от марки стали; τ*m* – среднее напряжение цикла касательных напряжений.

τ*a* = τ*m* = 0,5∙103*T*/*W*к,

где *Т* – крутящий момент в сечении, Н∙м;

*W*к – момент сопротивления сечения при кручении, мм3.

*W*к = π*d*3/16 = 3,14∙363/16= 9156 мм3,

τ*a* = τ*m* = 0,5∙103∙19/9156 = 1,04 МПа.

*S*τ = 240/(1,74∙1,04/(0,73∙0,94) + 0,1∙1,04) = 87,76.

*S* = 2,47∙87,76/(2,472 + 87,762)1/2 = 2,47.

Полученное значение находится в допускаемом интервале 1,5 – 2,5.

**8. Подбор подшипников качения быстроходного вала**

Силы, действующие на подшипники:

*FrB*max = (*R*2*Вx* + *R*2*Вy*)1/2 = (172 + 8112)1/2 = 811 Н,

*FrD*max = (*R*2*Dx* + *R*2*Dy*)1/2 = (3532 + 2592)1/2 = 438 Н,

*Fa*max = 2940 Н.

Для типового режима нагружения 1 коэффициент эквивалентности *KE* = 0,8. Тогда эквивалентные нагрузки равны:

*FrВ* = *KEFrВ*max = 0,8∙811 = 649 Н,

*FrD* = *KEFrD*max = 0,8∙438 = 350 Н,

*FaВ* = *KEFa*max = 0,8∙2940 = 2352 Н.

Для принятых подшипников находим: *Cr* = 38 кH, *C*0*r* = 25,5 кН, *X* = 0,4, *Y* = 1,6, *e* = 0,37.

Минимально необходимые осевые силы для нормальной работы роликовых подшипников:

*FaB*min = 0,83*eFrB* = 0,83∙0,37∙649 = 649 H,

*FaD*min = 0,83*eFrD* = 0,83∙0,37∙350 = 108 H.

Определим осевые нагрузки, действующие на подшипники:

*FaB* = *FaD*min + *Fa* = 108 + 2352 = 2460 H,

*FaD* = *FaD*min = 108 H.

Отношение *FaВ*/(*VFrВ*) = 2460/(1∙649) = 3,79, что больше *e*. Окончательно принимаем *X* = 0,4, *Y* = 1,6.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (для опоры *В*):

*PrВ* = (*VXFrВ* + *YFaВ*)*K*б*K*Т,

где *K*б – коэффициент безопасности;

*K*Т – температурный коэффициент.

*PrВ* = (1∙0,4∙649 + 1,6∙2460) ∙0,8∙1 = 3356 Н.

Расчетный скорректированный ресурс подшипника при *a*1 = 1, *a*23 = 0,7 (обычные условия применения), *k* = 3,33 (роликовый подшипник):

*L*10*ah* = *a*1*a*23(*Cr* /*PrВ*)*k* ⋅106/(60*n*) = 1∙0,7∙(38000/3356)3,33∙106/(60∙1435) = 26292 ч,

*L*10*ah* > *Lh*.

Расчетная динамическая грузоподъемность (для опоры *B*):

*Сr*р = *PrВ*⋅(573ω⋅*Lh*/106)1/3 = 3356⋅(573⋅150,20⋅20000/106)1/3,33 = 31444 Н,

*Cr*p < *Cr*.

Подшипник пригоден.

**9. Подбор и проверочный расчет муфты**

Для соединения быстроходного вала с валом электродвигателя принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту. Определяем расчетный момент:

*М*расч = *K*∙*Т*Б = 1,3∙19,1 = 24,83 Н∙м,

где *K* – коэффициент режима работы и характера нагрузки,

*Т*Б – вращающий момент на быстроходном валу, Н∙м.

По ГОСТ 21424-75 выбираем муфту с ближайшим большим передаваемым моментом. Размеры муфты: диаметр расположения пальцев *D*1 = 90 мм, длина муфты *L* = 105 мм, диаметр пальца *d*п = 14 мм, длина пальца *l*п = 64 мм, количество пальцев *z* = 4, длина резиновой втулки *l*р.в. = 28 мм.

Проверим пальцы муфты на изгиб:

= 90 Н/мм2,



σи = 24,83∙64∙103/(0,1∙143∙90∙4) = 16,09 Н/мм2,

.



Проверим резиновые втулки на смятие:

= 2 Н/мм2,



σсм = 2∙24,83∙103/(90∙4∙14∙28) = 0,35 Н/мм2,

.



Условия выполнены, прочность муфты обеспечена.

**10. Выбор смазочных материалов**

Смазывание элементов передач редуктора производится окунанием нижних элементов в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение элемента передачи примерно на 10-20 мм.

Принимаем масло индустриальное для гидравлических систем без присадок И – Г – А – 46 ГОСТ 17479.4 – 87.

Определим количество масла:

*V* = (0,4…0,8)∙*Р*вых = (0,4…0,8)∙2,2 = 0,88…1,76 л.

Примем *V* = 0,9 л.

Выбираем для подшипников качения пластичную смазку Литол – 24 по ГОСТ 21150 – 75. Камеры подшипников заполняются данной смазкой и периодически пополняются ей.

**11. Список использованной литературы**

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. Шк., 1991. – 432 с.: ил.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. 5-е изд. М.: Высш. шк. 1998 – 447 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. В трех томах. Москва: Машиностроение, 2001 – 920 с.
4. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К. Детали машин: Учебник для техникумов – М.:Илекса, 1999.– 392 с.:ил.
5. Устюгов И.И. Детали машин: Учеб. Пособие для учащихся техникумов.–М.:Высш. школа, 1981.– 399 с., ил.