**АННОТАЦИЯ**

Курсовой проект по деталям машин состоит из пояснительной записки и чертежей. Объём пояснительной записки - 21 стр. на листах формата А4, объём графической части проекта – 3 листа чертежей. Листы графической части распределяются следующим образом: 1 лист – сборочный чертёж редуктора в двух видах формата А1, 2 и3 листы – рабочие чертежи двух деталей – вала и колеса.

**СОДЕРЖАНИЕ**

Задание

Введение

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчёт
2. Расчёт цепной передачи
3. Расчёт закрытой цилиндрической передачи
4. Расчёт элементов корпуса
5. Предварительный расчёт диаметров валов
6. Конструктивные размеры шестерни и колеса
7. Расчёт реакций опор и изгибающих моментов

валов

1. Проверочный расчёт вала на прочность
2. Выбор и расчёт подшипников
3. Выбор муфты
4. Расчёт шпоночного соединения
5. Выбор масла
6. Выбор посадок
7. Сборка редуктора
8. Литература

Приложения

**ЗАДАНИЕ**

1

2

3

4

I

II

М

III

5

Рис. 1. Кинематическая схема привода к ленточному конвейеру:

1 – электродвигатель;

2 – муфта упругая;

3 – редуктор цилиндрический одноступенчатый вертикальный;

4 – передача цепная;

5 – барабан приводной.

Р4 = 4,6 кВт; n4 = 130 об/мин.

**ВВЕДЕНИЕ**

Создание машин, отвечающих потребностям народного хозяйства, должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокое технико-экономические и эксплуатационные показатели.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надёжность, технологичность, минимальные габариты и масса. Все эти требования учитываются в процессе проектирования и конструирования.

Проектируемый привод конвейера предназначен для создания и передачи заданного крутящего момента и числа оборотов на приводной вал ленточного конвейера. Привод состоит из электродвигателя, цилиндрического одноступенчатого косозубого редуктора и цепной передачи.

**1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ**

Находим КПД привода отдельно для каждого вала, учитывая, что:

ηцил – КПД закрытой цилиндрической передачи, ηцеп = 0,96;

ηцеп – КПД цепной передачи;

ηм – КПД муфты, ηм = 0,99;

ηп – КПД пары подшипников, ηп = 0,99.

η2 = ηм ηп = 0,99 · 0,99 = 0,98

η3 = η2 ηцил ηп = 0,98 · 0,98 · 0,99 = 0,95

η4 = η3 ηцеп ηп = 0,95 · 0,92 · 0,99 = 0,86

Определяем требуемую номинальную мощность двигателя

 (кВт)

Выбор электродвигателя делаем по требуемой мощности и числу оборотов. Выбираем электродвигатель трёхфазный асинхронный короткозамкнутый закрытый обдуваемый 4А112S4У3 ГОСТ 19523-74

4А – серия;

132 – высота оси центров;

S – установочный размер по длине станины;

4 – число полюсов;

У3 – категория климатического размещения.

Мощность электродвигателя Рдв = 5,5 кВт ≥ 5,34 кВт, число оборотов

nдв = 1455 мин-1 (1500 – 45 = 1455, где: 1500 – синхронная частота вращения, 4,5% проскальзывания).

Мощности на валах

Р2 = Рдв η2 = 5,34 · 0,98 = 5,23 (кВт)

Р3 = Рдв η3 = 5,34 · 0,95 = 5,07 (кВт)

Р4 = Рдв η4 = 5,34 · 0,86 = 4,6 (кВт)

Общее передаточное число привода

iпр = iц iред

iред – передаточное число редуктора;

iц – передаточное число клиноремённой передачи;

Принимаем стандартные передаточные числа iред = 5,0 iц =2,23

Тогда nдв = n4 iред iц = 130 ⋅ 5,0 ⋅2,23 = 1455 мин-1

Частоты вращения валов

n1 = n2 =nдв = 1455 (мин-1)

n3 = n1 /iред = 1455/5,0= 291 (мин-1)

n4 = n2 /iц = 291/2,23 = 130,5 (мин-1)

Определяем угловую скорость каждого вала по формуле











Крутящие моменты на валах находим по формуле



 (Нм)

 (Нм)

 (Нм)

 (Нм)

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вал | n, мин-1 | ω, рад/с | Т, Нм |
| 1 | 1455 | 152,36 | 35,05 |
| 2 | 1455 | 152,36 | 34,32 |
| 3 | 291 | 30,47 | 166,38 |
| 4 | 130,5 | 13,66 | 336,62 |

**2 РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Исходные данные:

Р = 5,07 кВт, передаваемая мощность;

n1 = 291 мин-1, скорость вращения малой звёздочки;

i = 2,23, передаточное число.

Расчёт выполняется по критерию износостойкости шарниров.

Назначаем число зубьев малой звёздочки из условий

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| n1, мин-1 | До 100 | 100…200 | 200…300 | 300…500 |
| z1 | 11 | 13 | 15 | 17 |

z1 = 15

Определяем число зубьев большой звёздочки

z2 = z1 i= 15 · 2,23 = 33,45 принимаем 33 зуба

Уточняем передаточное число

 

Назначаем межцентровое расстояние в шагах цепи

а = 30t

Находим скорость вращения большой звёздочки

(мин-1)

Определяем коэффициент числа зубьев



где z01 = 25 – число зубьев малой звёздочки базовой передачи.

Находим коэффициент числа оборотов



где n01 – число оборотов малой звёздочки базовой передачи. За n01 принимаем ближайшее к n01 число из ряда табл. 5.8 [2].

Определяем коэффициент эксплуатации

Кэ=К1К2К3К4К5К6= 1 · 1,25 · 1 · 1 · 1 · 1 = 1,25

где К1…К6 – частные коэффициенты, учитывающие условия работы передачи и её конструкцию по табл. 5.7 [2].

К1 = 1 при спокойной нагрузке;

К2 = 1,25 при постоянном межосевом расстоянии;

К3 = 1 при а = 30t;

К4 = 1 при наклоне линии центров до 70 °С;

К5 = 1,0 при регулярной смазке;

К6 = 1 при односменной работе.

Определяем расчётную мощность передачи, кВт

Рр=РКzКnКэ = 5,07 · 0,6 · 1,37 · 1,25 = 5,2 (кВт)

По табл. 5.8 [2] назначаем шаг цепи, так чтобы Рр ≤ [Рр]

5,2/2,5=2,08 ≤ 2,35

Выбираем трёхрядную цепь 3ПР 12,7 – 1820-1 ГОСТ 13568-75

Определяем диаметры делительных окружностей звёздочек, мм

 (мм)

  (мм)

а = 30 · 12,7 = 381 (мм)

Определяем число звеньев цепи



Значение Lt округляем до целого числа, которое желательно брать чётным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев, Lt = 86.

Уточняем межцентровое расстояние, мм



Определяем скорость цепи, м/с

 (м/с)

Находим окружную силу, Н

 (Н)

Направление силы Fзв принимаем по линии центров звёздочек. Для горизонтальной передачи или под углом наклона до 40 °

Fзв = 1,15 F = 1,15 · 2010,75 = 2312,36 (Н)

**3 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ**

**ПЕРЕДАЧИ**

Исходные данные:

Р1 – номинальная передаваемая мощность на шестерне, кВт – 5,23;

n1 – частота вращения шестерни, мин-1 – 1455;

i – передаточное число рассчитываемой пары – 5,0

Смещение исходного контура отсутствует.

Зацепление внешнее.

Большинство зубчатых передач относятся к длительно работающим, у которых число циклов перемены напряжений N больше базового числа циклов N0. Расчётное число циклов перемены напряжений

N = 60 n1 t c

где: n1 – частота вращения колеса, мин-1;

t – число часов работы передачи за расчётный срок службы;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса, с = 1.

У кратковременных передач N < N0.

Допускаемое контактное напряжение

,

где σHlimb – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев (табл. [1]);

SH – коэффициент безопасности, рекомендуется SH = 1,1 при нормализации, улучшении или объёмной закалке; SH = 1,2 при поверхностной закалке, цементации, азотировании;

KHL – коэффициент долговечности. Для длительно работающих передач

KHL = 1.

Допускаемые напряжения изгиба

,

где: σFlimb – базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба (табл. [1]);

SF – коэффициент безопасности, SF = 1,7 …2,2;

KFC = 1 при односторонней нагрузке;

KFL = 1 при длительно работающей передаче.

Выбираем материал зубчатых колёс, термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса.

По табл. [1] выбираем:

для шестерни - сталь 40Х, улучшение НВ 230…260, σв = 850 МПа, σт = 550 МПа, σHlimb = 560 МПа, σFlimb =440 МПа, N0 = 107 циклов;

для колеса - сталь 45, нормализация, НВ 170…217, σв = 600 МПа, σт = 340 МПа, σHlimb = 450 МПа, σFlimb = 350 МПа, N0 = 107 циклов.

При таком выборе материалов и термообработки будет обеспечена приработка зубьев.

Принимаем длительно работающую передачу, тогда

Для шестерни  МПа

Для колеса  МПа

За расчётное принимаем меньшее напряжение [σН]2 = 409 МПа.

Напряжения изгиба

Для шестерни  МПа

Для колеса  МПа

По табл. [1] выбираем коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния ψba = 0,4 .Коэффициент ширины шестерни относительно её диаметра

ψbd = 0,315 ψba = 0,315 · 0,4 = 0,126

Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчёте на контактную выносливость по рис. [1], KHβ = 1,1

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев, мм

 (мм)

где:Ка = 43 МПА1/3 для стальных колёс;

 KHV - коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость, предварительно принимаем KHV = 1,1

Принимаем а = 100 мм

Определяем ширину колеса

b = ψba · a = 0,4 · 140 = 56 (мм),

Округляем до целого числа. Ширину шестерни принимаем на 2…5 мм больше колеса, принимаем 60 мм.

Определяем нормальный модуль

mn = (0,01…0,02) a = 1,0…2,0 ≈ 1,5 (мм)

Угол наклона зуба β



где εβ - коэффициент осевого перекрытия, принимается равным целому числу, εβ = 1…2. Во избежание больших осевых сил в зацеплении рекомендуется принимать β = 8…20 °.

Число зубьев шестерни



Округляем до целого числа. Должно быть z1 ≥ 17, принимаем 31 зуб

Определяем число зубьев колеса

 z2 = z1 i = 31 ⋅ 5,0 = 155

Округляем до целого числа, 155 зубьев

Уточняем передаточное число

i = z2/z1 = 155/31 = 5,0

Находим делительные диаметры шестерни и колеса, мм

(мм)  (мм)

Уточняем межосевое расстояние, мм

 (мм)

Находим окружную скорость, м/с

 (м/с)

По табл. Выбираем степень точности передачи – 8-В

Определяем окружную силу в зацеплении

 (Н)

Осевая и радиальная сила в зацеплении

 (Н)

 Н

Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость



ωHV – удельная окружная динамическая сила

 (Н/мм)

где: q0 - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса, q0 = 5,6 табл. [1];

δH – коэффициент, учитывающий появление погрешностей зацепления шестерни и колеса, δH = 0,006 табл. [1];

v – окружная скорость;

 a – межосевое расстояние.

ωtmax = 515 Н/мм (табл. [1])

ωHV < ωtmax

Удельная расчётная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации равна

 (Н/мм)

где: Ft – окружная сила в зацеплении;

KHβ - коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на контактную выносливость.

Выполняем проверочный расчёт зубьев на контактную выносливость



где: zH = 1,77 - коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев;

zm = 275 МПа1/3 (для стальных колёс) – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряжённых зубчатых колёс;

zε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;



где εα - торцовый коэффициент перекрытия:



Рекомендуется выполнять условие εα ≥ 1.

ωHt – удельная расчётная окружная сила при расчёте на контактную выносливость;

 (Н/мм)

Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба, KНβ = 1,15 (рис. [1]).

 Коэффициент динамической нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба KFV:



где ωFV – удельная окружная динамическая сила;

 (Н/мм)

δF – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку, δF =0,016 (табл. [1]).

ωFtp – удельная расчётная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации;

(Н/мм)

где KFβ - коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба, KFβ =1,05 рис.3.5 [1].

KFV – коэффициент динамической нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба.

Выполняем проверочный расчёт зубьев на выносливость по напряжениям изгиба, МПа

 (МПа)

где:yF – коэффициент формы зуба, для колеса внешнего зацепления выбираем по табл. 1, yv = 24 – для шестерни; yv =114 – для колеса.

 

Определяем величину [σF]/yF  для шестерни и колеса

; 



В формулу для определения напряжений изгиба подставляем величины [σF]2 и yF2, так как отношение [σF]2/yF2  меньшее.

Определяем удельную окружную силу при расчёте на выносливость по напряжением изгиба ωFt :

 (Н/мм)

**4 РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА**

Чтобы поверхности вращающихся колёс не задевали за внутренние поверхности стенок редуктора, между ними оставляют зазор «а», который определяют по формуле

 (мм)

где L – наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач. Принимаем а = 11 мм.

L = 282 мм

Расстояние «в» между дном корпуса и поверхностью колёс принимаем

в ≥ 4а

в = 4·11 = 44 мм

Толщину стенки, отвечающую требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса редуктора, рекомендуется определять по формуле

 мм

 мм

Принимаем δ = 8 мм.

Толщину внешних рёбер жесткости принимаем 6 мм.

Толщина стенки крышки корпуса δ1 = 0,9δ.

δ1 = 0,9 ⋅ 9 = 7 мм.

Размеры фланцев корпуса и крышки принимаем 32мм +δ = 40 мм.

Опорную поверхность корпуса следует выполнять в виде двух длинных, параллельно расположенных или нескольких небольших платиков, расположенных в местах установки болтов. Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки корпуса. Число болтов принимаем 4, диаметры болтов М16.

Точность фиксирования крышки редуктора относительно корпуса достигается штифтами, которые располагаются на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметры штифтов принимаем 10 мм.

**5 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЁТ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ**

Диаметры валов находим по формуле



где:[τ]K - пониженное допускаемое напряжение при кручении, принимаем [τ]K = 15 МПа, тогда

 мм, принимаем 20 мм

Диаметр вала под подшипником

dп = d + 2t

где t – высота буртика. Принимаем t = 2,5 мм.

dп = 20 + 2⋅ 2,5 = 25 мм

Диаметр тихоходного вала под звёздочку

 мм, принимаем 25 мм

Диаметр вала под подшипником dп = 30 мм,

диаметр вала под колесом dк = 35 мм.

**6 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА**

Сравнительно небольшие размеры шестерни по отношению к диаметру вала позволяют не выполнять ступицу, поэтому конструктивно принимаем вал-шестерню.

Цилиндрическое колесо выполняем кованым.

Диаметр ступицы колеса принимаем

Dст = 1,25 D = 1,25 ⋅ 35 = 56 мм, конструктивно принимаем 55 мм.

Длина ступицы L = 1,35…1,85 D = 1,55…1,85 ⋅35 = 50 мм

Толщина обода δ = (3…4)m = 4 ⋅ 1,5 = 6 мм., принимаем 10 мм.

1. **РАСЧЁТ РЕАКЦИЙ ОПОР И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ**

**ТИХОХОДНОГО ВАЛА**

На вал действуют силы в вертикальной плоскости:

Fr – радиальная сила на шестерне (колесе);

Fa – осевая сила на шестерне (колесе);

В горизонтальной плоскости:

Ft – окружная сила на шестерне (колесе);

Fм – окружная сила от муфты;

Исходные данные:

d = 0,206 м, l1 = 0,06 м, l2 = 0,06 м, l3 = 0,08 м,

Fr = 548,88 Н, Fa = 253,85 Н, Ft = 1486,82 Н, Fзв = 2312,36 Н

Реакции опор в вертикальной плоскости

Сумма моментов в точке А равняется 0:

ΣМАу = 0 -Frl1 – Fa0,5d + RВy(l1 +l2) - Fзв(l1 +l2 +l3) = 0;



Сумма моментов в точке В равняется 0:

ΣМВу = 0, Frl2 – Fa0,5d + RАy(l1 +l2) - Fзвl3 = 0;



Проверка: ΣУ = 0, -RAy - Fr +RBy – Fзв = 0;

 1516,75 - 548,88 + 4377,99 – 2312,36 = 0

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

Му2слева = - RAyl1 = - 1516,75 · 0,06 = - 91,00 Нм

Му2справа = - Fзв(l2+l3) + RByl2 = -2312,36 · 0,14 + 4377,99 · 0,06 = - 61,05 Нм

Му3 = - Fзвl3 = - 2312,36 · 0,08 = - 184,98 Нм

Реакции опор в горизонтальной плоскости

Сумма моментов в точке А равняется 0:

ΣМАх = 0, -Ftl1 + RBx(l1 + l2) = 0;

 Н

RAx

RAy

RA

Fr

Fa

Ft

RB

RBy

RBx

Fзв

1

2

3

4

l1

l2

l3

MY

(Нм)

МХ

(Нм)

Ткр

(Нм)

+

91,00

61,05

184,98

44,6

+

166,38

Эпюры изгибающих и крутящего моментов тихоходного вала

Сумма моментов в точке В равняется 0:

ΣМВх = 0, Ftl2 - RAx(l1 + l2) = 0;

 Н

Проверка: ΣX = 0, RAx - Ft +RBx = 0;

743,41 – 1486,82 + 743,41 = 0

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости:

Мх2 = RAхl1 = 743,41 · 0,06 = 44,6 Нм

Суммарные реакции опор в подшипниках:

 Н

 Н

Опасное сечение находится под подшипником

Концентратор напряжений – посадка с натягом

Суммарный изгибающий момент в опасном сечении

 Нм

**9 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ**

Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяем расчётный коэффициент запаса прочности S и сравниваем его с допускаемым [S]=1,3…2,1 [1]:



#  где: Sσ и Sτ - коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям

; ,

где: (σ-1)D, (τ-1)D – пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении;

σa, τa – амплитуды напряжений цикла;

σm, τm – средние напряжения цикла;

ψσ, ψτ - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

; ,

где:σ-1,, τ-1 – пределы выносливости материала вала для гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

(Kσ)D ,(Kτ)D – коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала.

Коэффициенты (Kσ)D и (Kτ)D  вычисляются по формулам:

; ,

где: Кσ, Кτ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

Kd – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала;

KF - коэффициент влияния шероховатости;

Kv – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

При симметричном цикле напряжений изгиба и отнулевом цикле касательных напряжений

, σm = 0; , τm=0

где:Wн и Wк – осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала.

Выбираем материал приводного вала – сталь 45, термообработка – нормализация:

σ-1 = 350 МПа, τ-1 = 210 МПа, табл. 10.2 [1]

Кσ = 4,1 для посадки с натягом, табл. 10.9 [1];

 Кτ = 2,9 для посадки с натягом, табл. 10.9 [1];

Kd = 0,7 при диаметре вала d = 45 мм, табл. 10.3 [1];

KF  =1,15 при Ra = 0,8…3,2 мкм, табл. 10.3 [1];

Kv = 1,0 при данной термообработке, табл. 10.5 [1].

Коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала





 Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

 (МПа)

 (МПа)

Осевой момент сопротивления сечения вала

Wнетто = 0,1d3 = 0,1 · 453 = 9112,5 мм3

# Полярный момент сопротивления сечения вала

Wкнетто = 0,2d3 = 0,2 · 453 = 18225 мм3

## Амплитуды напряжений цикла

 (МПа)  (МПа)

# Коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям

 ; 

Расчётный коэффициент запаса прочности в опасном сечении

 ≥2,1

Вал имеет достаточный запас прочности

**10 ВЫБОР И РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ**

Поскольку со стороны цилиндрического зацепления на опоры действуют значительные радиальные и некоторые осевые нагрузки, то для установки валов выбираем шариковые однорядные радиальные нагрузки, способные также воспринимать некоторую осевую нагрузку. Сема установки опор валов «враспор»

Выполняем расчёт подшипников на долговечность. Предварительно выбираем подшипники 309 Сr = 52,7 кН; Сr 0= 30,0 кН

Rа = 4440,65 Н , Rb = 1689,13 Н; Fа = 253,85 Н, n = 291 мин-1

Осевая сила направлена на опору В

Находим отношение

Fa/Cr0 = 253,85/30000 = 0,086

X = 0,56 Y = 2,03 e = 0,2

Fa1/VFr = 253,85/ 1 · 4440,65 = 0,057 , значит Х= 1, Y = 0

Fa2/VFr = 253,85/ 1 · 1689,13 = 0,15≤0,2 , значит Х= 1, Y = 0

Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка

Реа = (VXFr +YFa)КбКт = (1· 1 · 4440,65) 1,25 · 1 = 5550,81 Н

где V – коэффициент вращения. При вращении внутреннего кольца V = 1;

Fr – радиальная нагрузка на подшипник;

Fa – осевая нагрузка на подшипники;

Кб – коэффициент безопасности. Кб = 1,25;

Кт – температурный коэффициент. При температуре ниже 100 °С,

 Кт = 1.

 Более нагружена опора В

Базовая долговечность предварительно выбранного подшипника

 (млн. об.) или в часах

где р = 3 для шариковых подшипников

 (ч)

49013 ≥ 10000

Поскольку базовая долговечность предварительно выбранных подшипников больше требуемой, то данные подшипники подходят.

**11 ВЫБОР МУФТЫ**

Для соединения выходного вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту.

Муфта упругая втулочно-пальцевая

250 – 32 - I.1 – У3 ГОСТ 21424 – 75

Номинальный крутящий момент – 250 Нм;

диаметры соединяемых валов 32 и 32 мм;

исполнение полумуфт - цилиндрическое и коническое;

категория климатического исполнения – У3.

МУВП получили широкое распространение благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходя и из строя.

Радиальная сила, вызванная радиальным смещением, определяется по соотношению

Fм = CΔr Δ r

где Δ r – радиальное смещение, мм (табл. К21 [2])

CΔr – радиальная жёсткость муфты, Н/мм (табл. 10.27 [2]), зависит от диаметра посадочного места муфты.

Fм = 0,3 · 1260 = 378 Н

**12 РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

В индивидуальном и мелкосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки. Длину шпонки выбирают из стандартного ряда так, чтобы она была меньше длины ступицы насаживаемой детали на 5…10 мм. Сечение шпонки выбирается по диаметру вала.

Выбранную шпонку проверяют на смятие по формуле



где: Т – крутящий момент на валу, Н ⋅мм;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

t1 – глубина паза вала, мм;

lр – рабочая длина шпонки, мм; при скруглённых торцах шпонки lр = l-b, где l – длина шпонки, b – ширина шпонки;

[σсм] – попускаемое напряжение смятия. При стальной ступице 100…120 МПа, при чугунной 50…60 МПа.

1. Шпонка 12 х 8 х 50

 (МПа) ≤ 100 МПа

1. Шпонка 16 х 10 х 63

 (МПа) ≤ 100 МПа

Выбранные шпонки подходят

**13 ВЫБОР МАСЛА**

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Для редуктора общего назначения применяем непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным методом – окунанием. Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с.

Выбор сорта масла зависит от расчётного контактного напряжения σн и фактической окружной скорости.

Контактное напряжение σн = 353,35 МПа.

Окружную скорость определяем по формуле:

 (м/с)

По табл. 10.29 [2] выбираем масло И-Г-А-46 ГОСТ 17479.4-87

индустриальное, для гидравлических систем, без присадок, класса кинематической вязкости 41…51 сСт при 40 °С.

Объём заливаемого масла определяем из расчёта 0,5…1,0 литра на 1 кВт мощности. Vм = 2,5 л3.

Поскольку Vs ≥ 1 м/c, то смазывание подшипников происходит за счёт масляного тумана. Для свободного проникновения масла полость подшипника должна быть открыта внутрь корпуса.

Для контроля уровня масла имеется фонарный маслоуказатель.

При работе зубчатой передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей. Оно стареет, его свойства ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусмотрено сливное отверстие и сливная пробка.

**14 ВЫБОР ПОСАДОК**

Для того чтобы редуктор хорошо работал, требуется правильно выбрать посадки в соответствии со служебным назначением деталей и узлов.

 Для внутренних колец подшипников, которые вращаются вместе с валом, выбираем прессовую посадку k6, наружные кольца должны свободно проворачиваться в корпусе, поэтому их посадка Н7.

Для установки колеса выбираем посадку с небольшим натягом Н7/n6 или H7/m6.

**15 ПОРЯДОК СБОРКИ РЕДУКТОРА**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора очищают и покрывают краской. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора.

Сначала запрессовывают шпонки, затем надевают колесо и запрессовывают подшипники. На валы надевают маслоудерживающие манжеты.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух диагонально расположенных штифтов и затягивают болты.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытаниям на стенде.

Для нормальной работы роликовых подшипников следует следить, чтобы вращение подвижных элементов (внутренних колец) происходило легко и свободно, с другой стороны, чтобы в подшипниках не было излишне больших зазоров. Это достигается с помощью регулировки, для чего применяют наборы тонких металлических прокладок, устанавливаемые под фланцы крышек подшипников. Необходимая толщина набора прокладок может быть составлена из тонких металлических колец.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1985. 416 с.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 432 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х томах. М.: Машиностроение, 1973.