Содержание

Введение

1. Кинематический расчет привода и выбор электродвигателя

2. Расчет зубчатых колес редуктора

3. Предварительный расчет валов редуктора

4. Конструктивные размеры шестерни и колеса

5. Конструктивные размеры корпуса редуктора

6. Первый этап компоновки редуктора

7. Проверка долговечности подшипника

8. Второй этап компоновки редуктора

9. Проверка прочности шпоночных соединений

10. Уточненный расчет валов

11. Вычерчивание редуктора

12. Посадки зубчатого колеса

13. Выбор сорта масла

14. Сборка редуктора

Литература

Введение

В настоящее время создан и получает распространение принципиально новый класс машин, обеспечивающих высокую производительность - автоматизированных производственных системы (участки, цехи, заводы). Ускоренно нарастает производство промышленных роботов, обладающих искусственным зрением, воспринимающих речевые команды и быстро приспособляющихся к изменяющимся условиям работы.

Белорусское производство принимает организационные и экономические меры для опережающего развития машиностроительного комплекса, быстрейшего создания новой техники и ее внедрения в производство.

Редуктором называется механизм понижающий угловую скорость и увеличивающий момент в приводах от электродвигателя к рабочей машине.

Редуктор состоит из зубчатых или червячных, передач, установленных в отдельном корпусе, что принципиально отличает его от зубчатой или червячной передачи, встраиваемой в исполнительный механизм или машину.

Редуктор классифицируется по типам, типоразмерам и исполнением.

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей валов в пространстве. Для обозначения передач используется прописные буквы русского алфавита: Ц – цилиндрическая, К – коническая, Ч – червячная, Г – глобоидная, П – планетарная, В – волновая.

Вертикальный одноступенчатый редуктор может 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 цилиндрического редуктора по ГОСТ2185-66 Umax=12,5.

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

1. Кинематический расчет привода и выбор электродвигателя

1.1.Определяем общий КПД привода:

ŋ общ = ŋ ред ·ŋ2подш ·ŋцепн

По таблице 1.1 принимаем:

ŋ ред = 0.98;

ŋ цепн = 0.92 ;

ŋ подш = 0.995;

ŋ общ = 0.92 · 0.98 · 0.995= 0.875.

1.2. Определяем требуемую мощность электродвигателя:

P тр = Fυ / ŋ общ = (2,2 · 1,4) / 0.821 = 2.19 кВт.

1.3. Определяем угловую скорость барабана:

υ = ωR = ωD / 2;

ω = 2υ / D = (2 · 1.4) / 0.4 = 10,3 (рад/с);

частота вращения барабана

ω = πn / 30 ; n б = (30 · ω) / π = (30 · 10.3) / 3.14 = 98 (об/мин).

1.4. Определяем общее передаточное отношение привода:

U общ = U ред · U цепн;

По таблице 1.2 принимаем

U ред = 4 ; U рем = 4 ;

U общ = 4 · 4 = 16.

1.5. Определяем частоту вращения вала двигателя:

n дв = U общ · n б ;

n дв = 16 · 98.5 = 1347.8 (об/мин).

1.6. По таблице П1 принимаем трехфазный асинхронный короткозамкнутый закрытый обдуваемый серии 4А (ГОСТ 19523-81) электродвигатель с мощностью P = 3 кВт и частотой вращения n = 1500 об/мин типоразмером 100S4 . P дв = 3.0 кВт;

1.7. Уточняем общее передаточное число:

U общ = n дв / n б = 157 / 10.3 = 15.24;

оставляем U ред = 4, тогда U цепн = U общ / U ред = 15.24 / 4 = 3.81;

1.8. Определяем частоты вращения и угловые скорости валов привода:

n 1 цепн = n дв = 1500 (об/мин);

ω 1 цепн = ω дв= 157 (рад/с);

n 2 цепн = n 1 / U ред= 1500 / 4 = 375 (об/мин);

ω 2 цепн = ω 1 / U ред = 157 / 4 = 39.2 (рад/с);

n б= 98 (об/мин);

ω б = 10,3 (рад/с);

1.9. Определяем вращающие моменты на валах редуктора:

Т = Р / ω ;

Т дв = Р дв / ω дв = 2.19 · 103 / 157 = 14 (Н · м) = 14 · 103 (Н · мм)

Т 2 = Т 1 · U ред = 14 · 103 · 4 Т 1 = Т дв = 56 (Н · м) = 56 · 103 (Н · мм)

2. Расчет зубчатых колес редуктора

2.1. Выбор материала зубчатых колес:

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками (таб. 33): для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость на 30 единиц ниже – HB 200.

2.2. Определяем допускаемые контактные напряжения:

[σ H] = σ H lim b K HL / [S H];

где σ H lim b – предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

σ H lim b = 2HB + 70

K HL – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают

K HL = 1; коэффициент безопасности [S H] = 1.10

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение по формуле (3.10) гл. 3:

[σ н] = 0.45([σ H1] + [σ H2]);

для шестерни

[σ H1] = ((2HB1 + 70) · KHL) / [σ H ] = ((2 · 230+ 70) ·1) / 1.1 ≈ 481 (МПа).

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение

[σ H] = 0.45 · (482 + 428) = 410 (МПа);

Требуемое условие [σ H] ≤ 1.23 [σ H2] выполнено.

2.3. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле:

a ω = K a · (u + 1) 3√ (Т2 КHB) / ([σ H]2 u2 ψ ba );

где для косозубых колес Ка = 43, а передаточное число нашего редуктора

U = U р = 4.

К HB – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. По таб. 3.1 принимаем К HB = 1.25.

ψ ba – коэффициент ширины зубчатого венца. Принимают для косозубых колесψ ba = 0,4.

а ω = 43(4 + 1) 3√(56 · 103 · 1.25) / (4102 · 42 · 0.4) = 86.4 (мм);

Принимаем межосевое расстояние по ГОСТ 2185 – 66 ближайшее значение

а ω = 100 (мм).

2.4. Определяем модуль зацепления:

m n = (0.01 ч 0.02) · a ω = (0.01 ч 0.02) · 100 = 1 ч 2,

принимаем по ГОСТ 9563 – 60 m n = 2 (мм).

2.5. Принимаем предварительно угол наклона зубьев β = 10˚ и определяем число зубьев шестерни и колеса:

z1 = (2a ω · cos β) / ((u + 1) · m n);

z1 = (2 · 100 · cos 10˚) / ((4 + 1) · 2) = 19.7;

Принимаем z1 = 19; тогда z2 = z1 · U = 19 · 4 = 76.

Уточненное значение угла наклона зубьев

cos β = ((z1 + z2) · mn) / 2a ω = ((19 + 76) · 2) / 200 = 0.95;

β = 18˚ 11΄

Основные размеры шестерни и колеса:

диаметры делительные

d1 = m n z1 / cos β = (2 · 19) / 0.95 = 40 (мм);

d2 = m n z2 / cos β = (2 · 76) / 0.95 = 160 (мм);

Проверка: а ω = (d1 + d2 ) / 2 = 200 / 2 = 100 (мм).

диаметры вершин зубьев

d a1 = d1 + 2m n = 40 + 2 · 2 = 44 (мм);

d a2 = d2 + 2m n = 160 + 2 · 2 = 164 (мм),

ширина колеса b 2 = ψ ba · a ω = 0.4 · 100 = 40 (мм);

ширина шестерни b 1 = b 2 + 4 = 44 (мм);

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

ψ bd = b 1 / d 1 = 44 / 40 = 1.1

2.6. Окружная скорость колес и степень точности передачи:

υ = (ω 1 · d 1) / (2 · 103) = (10.3 · 40) / (2 · 103) = 0.206 (м/с);

При такой скорости для шевронных колес следует принять 8-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки

K H = K Hβ · K Hα · K Hυ;

Значение K Hβ даны в таб. 3.5; при ψ bd = 2, твердости HB ≤ 350 и симметричным расположением колес относительно опор с учетом изгиба ведомого вала от натяжения ременной передачи K Hβ ≈ 1.03.

По таб. 3.4 глава 3 при υ = 0.46 м/с и 8-й степени точности K Hα ≈ 1.02. По таб. 3.6 для шевронных колес при υ ≤ 5 м/с имеем K Hυ = 1.0. Таким образом

K H = 1.03 · 1.02 · 1.0 = 1.05

2.7. Проверка контактных напряжений по формуле:

σ H = 270 / a ω√(Т2 K H (u + 1)3) / (b2 u2) = 270 / 100 √(56 · 103 · 1.05 · 125) / 1216 = 289.3 МПа ≤ [σ] = 410 МПа. Прочность обеспечена!

2.8. Силы, действующие в зацеплении:

окружная Ft = 2T1 / d1 = 2 · 14 · 103 / 40 = 700 (H);

радиальная Fr = Ft · tg α / cos β = 700 · 0.36 / 0.95 = 268 (H);

осевая Fa= Ft · tg β = 700 · 0.61 = 665 (H).

2.9. Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле:σ = Ft · KF · Yβ · K Fα / (b · m n) ≤ [σ F];

Здесь коэффициент нагрузки K F = K Fβ K Fυ . По таб. 3.7 при ψ bd = 2, твердости HB ≤ 350 и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор

K Fβ = 1.1. По таб. 3.8 K Fυ = 1.11. Таким образом, коэффициент K F = 1.11 · 1.1 = 1.21; YF – коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зуба z υ

у шестерни z υ1 = z1 / cos3 β = 19 / 0.857 ≈ 22;

у колеса z υ2 = z2 / cos3 β = 76 / 0.857 ≈ 88;

YF1 = 4.09 и YF2 = 3.62

Допускаемое напряжение по формуле

[σ F] = σ˚F lim b / [S F];

По таб. 3.9 для стали 45 улучшенной при твердости HB ≤ 350 σ˚F lim b = 1.8 HB.

Для шестерни σ˚F lim b = 1.8 · 230 = 417 МПа; для колеса σ˚F lim b = 1.8 · 200 = 360 МПа. [S F] = [S F ]΄ · [S F]΄΄ - коэффициент безопасности. Где [S F]΄ = 1.75 ,

[S F]΄΄ = 1 (для поковок и штамповок). Следовательно, [S F] = 1.75

Допускаемые напряжения:

для шестерни [σ F1] = 417 / 1.75 = 238 МПа;

для колеса [σ F2] = 360 / 1.75 = 206 МПа.

Находим отношение [σ F] / YF:

для шестерни 238 / 4.09 = 58 МПа;

для колеса 206 / 3.62 = 57 МПа.

Дальнейший расчет следует вести для зубьев колеса, для которого найденное отношение меньше.

Определяем коэффициенты Yβ и K Fα::

Y β = 1 – β / 140 = 1 – 18.18 / 140 = 0.8702;

K Fσ = (4 + (εα – 1) · (n – 5)) / 4εα

для средних значений коэффициента торцевого перекрытия ε α = 1.5 и 8-й степени точности K Fα = 0.91.

Проверяем прочность зуба по формуле:

σ F2 = (Ft · KF · YF · Yβ · K Fα) / (b2 m n) ≤ [σ F]

σ F2 = (700 · 1.21 · 3.62 · 0.87 · 0.91) / (40 · 2) ≈ 34 МПа < [σ F2] = 206 МПа.

Условие прочности выполнено!

3. Предварительный расчет валов редуктора

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий вал:

диаметр выходного конца при допускаемом напряжении [τk] = 25 МПа по формуле:

dВ1 = 3√16Tk1 / (π [τk]) = 3√16 · 14 · 103 / (3.14 · 25) ≈ 14.8 (мм);

Из стандартного ряда принимаем

dВ1 = 15 (мм);

dп1 = 20 (мм).

Шестерню выполним за одно целое с валом.

Конструкция ведущего вала.

Ведомый вал:

Учитывая влияние изгиба вала от напряжения ремня, принимаем [τk] = 20 МПа.

Диаметр выходного вала:

dВ2 = 3√16Тk2 / (π [τk]) = 3√(16 · 56 · 103) / (3.14 · 20) = 24 (мм);

Из стандартного ряда принимаем:

dВ2 =25 (мм);

dП2 = 30 (мм);

dК2 = 35 (мм).

Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

4. Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполняют заодно с валом; ее размеры определены выше:

d1 = 40 (мм); b1 = 45 (мм).

Колесо кованное:

d2 = 160 (мм); d a2 = 164 (мм); b2 = 40 (мм).

Диаметр ступицы

d ст = 1.6 · d k2 = 1.6 · 30 = 56 (мм);

длина ступицы:

l ст (1.2 ч 1.5) · d k2 = (1.2 ч 1.5) · 30 = 36 ч 45 (мм);

принимаем l ст = 60 (мм).

Толщина обода:

δо = (2.5 ч 4) · m n = (2.5 ч 4) · 2 = 5 ч 8 (мм),

принимаем - δо = 8 мм.

5. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки:

δ = 0.025 · а + 1 = 0.025 · 100 + 1 = 3.5 (мм),

принимаем δ1 = 8 мм.

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

- верхнего пояса корпуса и крышки:

b = 1.5δ = 1.5 · 8 = 12 (мм); b1 = 1.5δ1 = 1.5 · 8 = 12 (мм);

- нижнего пояса корпуса:

p = 2.35δ = 2.35 · 8 = 19 (мм); принимаем p = 20 (мм).

Диаметр болтов:

- фундаментальных

d1 = (0.03 ч 0.036) · a + 12 = (0.03 ч 0.036) · 100 + 12 = 15 ч 15.6 (мм);

принимаем болты с резьбой М16;

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Название параметров | Обозначение | Величина |
| МодульЧисло зубьевДелительный диаметрДиаметр вершин зубьевДиаметр впадин зубьевШирина колесаЧисло зубьевДелительный диаметрДиаметр вершин зубьевДиаметр впадинШирина колесаДиаметр ступицыДлина ступицыТолщина ободаТолщина дискаДиаметр отверстияГол наклона зубьев | mz1 d1d a1d f1b1z2d2da2d f2b2dстlстδоСdотвβ | 219404435447616016415540325012122718˚ 11΄ |

- крепящих крышку к корпусу у подшипников

d2 = (0.7 ч 0.75) · d1 = (0.7 ч 0.75) · 16 = 11.2 ч 12 (мм);

принимаем болты с резьбой М12;

- соединяющих крышку с корпусом

d3 = (0.5 ч 0.6) · d1 = (0.5 ч 0.6) · 16 = 8 ч 9.6 (мм);

принимаем болты с резьбой М6

6. Первый этап компоновки редуктора

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес и шкива относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняют в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; желательный масштаб 1:1 , чертить тонкими линиями.

Примерно посередине места параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную осевую линию; затем две вертикальные линии – оси валов на расстоянии а ω = 100 мм.

Вычерчиваем упрощенно шестерню и колесо в виде прямоугольников; шестерня выполнена за одно целое с валом; длинна ступицы колеса равна ширине венца и не выступает за пределы прямоугольника.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

а) принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса А1 = 1.2δ ; при наличии ступицы зазор берется от торца ступицы;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса А = δ ;

в) принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса А = δ ; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние А надо брать от шестерни.

 Предварительно намечаем роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (по ГОСТ 8328-75) легкой серии; габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников d П1 = 20 мм и d П2 = 30 мм.

По табл. П5 имеем:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | Грузоподъемность, кН |
| Размеры, мм | С | С о |
| 7204 7206 | 2030  | 4762  | 1416 | 21.031.5 | 13.022.0 |

Решаем вопрос о смазывании подшипников. Принимаем для подшипников пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца. Их ширина определяет размер y = 10 мм.

Измерением находим расстояния на ведущем валу l1 и на ведомом l2

Принимаем окончательно l1 = l2 = мм.

7. Проверка долговечности подшипника.

Ведущий вал:

Из предыдущих расчетов имеем Ft = 700H; Fr =268H; Fa = 233H; из первого этапа компоновки l1 = 43 мм.

Реакции опор:

в плоскости xz

R x1 = R x2 = Ft / 2 = 700 / 2 = 350 (H);

в плоскости yz

R y1 = 1 · (Fr ·l1 + Fa · d1 / 2) / 2l1 = (268· 43 + 205 · 40 / 2) / (2 ·43) = 173 (H);

R y2 = 1 · (Fr · l1 – Fa · d1 / 2) / 2l1 = (268· 43 –205· 40 / 2) / (2 ·43) = 60 (H);

Проверка R y1 + R y2 – Fr = 173+60–233= 0.

Суммарные реакции

Pr1 = √R2x1 + R2y1 = √3502 + 1732 = 228 (H);

Pr2 = √R2x2 + R2y2 = √3502 + 602 = 161 (H);

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1.

Намечаем радиальные роликоподшипники с короткими коническими роликами 32205А (таб. П5): d = 20 мм; D = 47 мм; B = 14 мм; С = 21.0 kH;

Со = 13.0 kH.

Эквивалентная нагрузка по формуле

Pэ = (X · V · Pr1 + Y · Pa) · Kб KТ,

в которой радиальная нагрузка Pr1 = 228 H; осевая нагрузка Pa = Fa = 205 H;

V = 1 (вращается внутреннее кольцо); коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров Кб = 1 (таб. 9.19); КТ = 1 (таб.9.20).

Отношение iFa / Co = 1 · 205 / 1320 = 0.015; этой величине (по таб. 9.18) e ≈ 0.15

Отношение

Fa / Pr1 = 205 / 228 = 0.899 > e; X = 0.4 и Y = 0.4ctg18

Pэ = (0.4 · 1 · 226 + 1.4 · 205) · 1 · 1 ≈ 564(H).

Расчетная долговечность, млн. об.

L = (C / Pэ)3 = (21000 /564)3 ≈ 1248 млн.об.

Расчетная долговечность, ч

L h = L · 103 / (60 · n) = 1248 · 106 / (60 ·1500) ≈ 28756 (ч),

что больше установленных ГОСТ 16162-85.

Ведомый вал:

Несет такие же нагрузки, как и ведущий:

Ft = 700 H; Fr = 233H; и Fa = 233 H.

Из первого этапа компоновки l2 = мм и l3 = мм.

Реакции опор:

в плоскости xz

R x3 = Ft l2 / (2l2) = Ft / 2 = 2300 / 2 = 1150 (H);

R x4 = Ft l2 / 2l2 = Ft / 2 = 2300 / 2 = 1150 (H).

Проверка:

R x3 + R x4 – Ft = 1150 + 1150 – 2300 = 0.

в плоскости yz

R y3 = (Ft · l2 – Fa · d2 / 2) / (2 · l2) = (974 · 69 – 1403 · 160 / 2) / (2 · 69) = - 326 (H);

R y4 = (- Fr · l2 – Fa · d2 / 2) / (2 · l2) = (- 974 · 69 – 1403 · 160 / 2) / (2 · 69) = - 1300 (H).

Проверка:

R y1 – (Fr + R y4) = - 326 – 974 + 1300 = - 1300 + 1300 = 0.

Суммарные реакции

Pr3 = √R2x3 + R2y3 = √11502 + (-326)2 = 1195 (H);

Pr4 = √R2x4 + R2y4 = √11502 + (-1300)2 = 1736 (H).

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре 4.

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами 32208А легкой серии (таб. П5): d = 30мм; D = 62 мм; B = 15 мм; C = 31.5 kH; Co = 22.0 kH.

Отношение Fa / Co = 1403 / 29500 = 0.0476; этой величине (по таб. 9.18) соответствует e ≈ 0.25 (получаем интерполируя).

Отношение Fa / Pr4 = 1403 / 1736 = 0.808 ≥ e; следовательно, X = 0.56 , Y = 1.8 . Поэтому

Pэ = (XVPr4 + YPr4) · Kб · KТ = (0.56 · 1 · 1736 + 1.8 · 1736) · 1.2 · 1 =

(Принимаем Кб = 1.2, учитывая, что ременная передача усиливает неравномерность нагружения).

Расчетная долговечность, млн. об.

L = (C / Pэ)10/3 =

Расчетная долговечность, ч

L h = L · 103 / (60 · n) =

здесь n = 55 об/мин – частота вращения ведомого вала.

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36000 ч (таков ресурс работы самого редуктора), но не должен быть менее 10000 ч (минимально допустимая долговечность подшипника). В нашем случае подшипники ведущего вала 32205А имеют ресурс L h ≈ ч, а подшипники ведомого вала 32208А имеют ресурс L h ≈ ч.

8. Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки имеет конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от средины редуктора на расстояние l 1. Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты);

б) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчиваем мазеудерживающие кольца. ИХ торцы должны выступать внутрь корпуса на 1 – 2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипники ( диаметром 40 мм). Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников;

в) вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ≈ 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует, вырыв на плоскости разъема.

Войлочные и фетровые уплотнители применяют главным образом в узлах, заполненных пластичной смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используют как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах;

г) переход вала диаметром 40 присоединительному кольцу диаметром 32 выполняют на расстоянии 10 – 15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крыши.

Длина присоединительного конца вала диаметром 32 определяется длиной ступицы муфты.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки – с другой; место перехода вала от диаметра 65 мм к диаметру 60 мм смещаем на 2-3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца торцу втулки (а не к заплечнику вала!);

б) отложив от середины редуктора расстояние l 2, проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники (если нет особых указаний, то можно располагать оси подшипников ведущего и ведомого валов на одной прямой линии);

в) вычерчиваем мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

г) откладываем расстояние l 3 и вычерчиваем звездочку цепной передачи; ступица звездочки может быть смещена в одну сторону для того, чтобы вал не выступал за пределы редуктора на большую длину.

Переход от диаметра 60 мм к диаметру 55 мм смещаем на 2 – 3 мм внутрь подшипника с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к внутреннему кольцу подшипника (а не валу!). Это кольцо – между внутренним кольцом подшипника и ступицей звездочки – не допускает касания ступицы и сепаратора подшипника;

д) от осевого перемещения звездочка фиксируется на валу торцевым креплением. Шайба прижимается к торцу ступицы одним или двумя винтами. Следует обязательно предусмотреть зазор между торцом вала и шайбой 2 – 3 мм для натяга.

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360 – 78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5 – 10 мм меньше длин ступиц.

Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и расстояния, определяющие положение зубчатых колес и звездочки относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

9. Проверка прочности шпоночных соединений.

Шпонка призматическая со скругленными торцами.

Размеры сечений шпонок – по ГОСТ 23360-78 (см. таб. 8.9).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности по формуле:

σ maxсм ≈ 2T / (d · (h – t1) · (l – b)) ≤ [σ см]

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице [σ см] = 100 ч 120 (МПа), при чугунной [σ см] = 50 ч 70 (МПа).

Ведущий вал: d = 15 мм; b Ч h = 5 Ч 5; t1 = 3.0 мм; длинна шпонки l = 15 мм; момент на ведущем валу T1 = 14 · 103 (H · мм).

σ см = 2 · 14 · 103 / (15 · (5 – 3.0) · (15 – 5)) = 94 (МПа) < [σ cм]

Ведомый вал: Из двух шпонок – под зубчатым колесом и под шкивом – более нагружена вторая (меньше диаметра вала и поэтому меньше размеры поперечного сечения шпонки). Проверяем шпонку под шкивом: d = 25 мм; b Ч h = 8 Ч 7;

t1 = 4 мм; длинна шпонки l = 37 мм; момент T3 = 56 · 103 (H · мм).

σ см = 2 · 56 · 103 / (25 · (7 – 4) · (37 – 8)) = 51.2 (МПа) < [σ см].

Условие σ см < [σ см] выполнено!

10. Уточненный расчет валов.

Примем, что нормальное напряжение от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по опцеулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями [S]. Прочность соблюдена при S=[S]=2.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал:

Материал вала тот же, что и для шестерни (шестерня выполнена заодно с валом), т.е. сталь 45, термическая обработка – улучшение.

По таб.3.3 при диаметре заготовки до 90 мм (в нашем случае dа1=44 мм) среднее значение σв=780 МПа.

σ-1≈0.43\*σв=0.43\*780=335 (МПа)

Предел выносливости при несеметричном цикле касательных напряжений

τ-1=0.58\*σ-1=0.58\*335=193 (МПа)

Сечение А-А. Это сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности

S=St= τ-1/(Kτ/Eτ\*τυ +ψτ\*τm)

Где амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла

τυ= τm=τmax/2=T1/2Wк нетто

При d=22 мм; b=6; t1=3.5 по табл. 8.5

Wк нетто=πd/16-bt1\*(d - t1)/2d=3.14\*22/16-6\*3.5(22-35)/2\*22=2089.67-163.35=1.93\*10 (мм ).

τυ= τm=46\*10/2\*1.93\*10 =12 (МПа).

Принимаем Кτ=1.68 (см. таб. 8.5), Еτ≈ 0.81 (см. таб. 8.8) и ψτ≈0.1(см. таб. 166).

S=St=193/(1.68/0.81\*12+0.1\*12=193/26.09=7.4

Приняв у ведущего вала длину посадочной части под муфту равной длине полумуфты ℓ=50 мм (муфта УВП для валов диаметром 22 мм), получим изгибающий момент в сечении А-А от консольной нагрузки

М=2.5√125\*10 \*50/2=22.1\*10 (Н\*мм).

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

Sυ= σ-1/(Kυ /Eυ\*σσ+ψψ\*σm=335/(177/0.91\*9.7+0.2\*0)=335/18.87=17.8;

Результирующий коэффициент запаса прочности:

S= Sυ\* St/√ Sυ +St =17.8\*7.4/√17.8 +7.4 =131.72/19.28=6.8

Получился близким м коэффициенту запаса Sτ=7.4. Это незначительное расхождение свидетельствует о том, что консольные участки валов, рассчитанные по крутящему моменту и согласованные с расточками стандартных полумуфт, оказываются прочными и что учет консольной нагрузки не вносит существенных изменений. Надо сказать о том, что фактическое расхождение будет еще меньше, т.к. посадочная часть вала обычно бывает короче, чем длина полумуфты, что уменьшает значение изгибающего момента и нормальных напряжений.

Такой большой коэффициент запаса прочности (7.4 или 6.8) объясняется тем, что диаметр вала был увеличен при конструировании для соединения его стандартной муфтой с валом электродвигателя.

По той же причине проверять прочность в сечениях Б-Б и В-В нет необходимости.

Ведомый вал.

Материал вала – сталь 45 нормализованная; συ=780 МПа (см. таб. 3.3). Приделы выносливости σ-10.43\* σς=0.43\*780=335 (МПа) и τ-1=194 (МПа).

Сечение А-А. Диаметр вала в этом сечении 44 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки (см. таб. 8.5): Кσ=1.77 и Кτ=1.65; масштабные факторы Еσ=0.84; Еτ=0.71 (см. таб. 8.8); коэффициенты ψυ≈0.24 и ψτ≈0.1 (с.163 и 166).

Крутящий момент

Т2=179\*10 (Н\*м).

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости

М'=Rx3\*ℓ2=1150\*69=79.35\*10 (Н\*м)

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

М"=Ry3\* ℓ2+Fa\*d2/2=326\*69+1403\*160/2=135\*10 (Н\*м)

Суммарный изгибающий момент в сечении А-А

МА-А=√(М') +(М")=√(79.35\*10 ) +(135\*10 ) ≈135\*10 (Н\*мм)

Момент сопротивления кручению (d=44 мм; b=12 мм ; t1=5 мм)

Wкнетто=πd/16-bt1\*(d-t1)/2d=3.14\*44/16-12\*5(44-5)/2\*44=15.7\*10 (мм)

Момент сопротивления изгибу (см. таб. 8.5).

Wнетто=πd/32-bt1\*(d - t1)/2d=3.14\*44 /32-12\*5(44-5)/2\*44=7.3\*10 (мм)

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

τυ= τm=Т2/ 2Wкнетто=179\*10 /2\*15.7\*10 =5.7 (МПа)

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

συ= МА-А/ Wнетто=135\*10 /7.3\*10 ≈(МПа);среднее напряжение σm=0.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям.

Sυ= σ-1/(Кτ/Еτ\*τυ+ψτ\*τm=194/(1.65/0.71\*5.7+0.1\*5.7=194/13.82≈14.

Результатирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А

S=Sσ\*Sτ/√ Sσ +Sτ =25.3\*14/√25.3 +14 =354.2/28.92≈12.2

Сечение К-К. Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом (см. таб. 8.7);

Кσ/Еσ=3.6 и Кτ/Еτ=0.6

Кσ/Еσ+0.4+0.6\*3.6+0.4=2.56; принимаем ψσ=0.2 и ψτ=0.1

Осевой момент сопротивления

W= πd /32=3.14\*44/32=8.4\*10 (мм )

Полярный момент сопротивления

W р = 2W = 2 · 4.6 · 103 = 9.2 · 103 (мм3)

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

τ υ = τ m = T2 / 2Wp = 179 · 103 / (2 · 9.2 · 103) = 9.7 (МПа).

Коэффициенты запаса прочности

s σ = σ -1 / (k υ · σ υ / ε σ) = 335 / (1.98 · 18.5) = 9.15 .

s τ = τ -1 / (k τ · τ υ / ε τ + ψ τ · τ m) = 194 / (1.7 · 9.7 + 0.1 · 9.7) = 11.1 .

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Л-Л

s = s σ · s τ / √s2σ + s2τ = 9.15 · 11.1 / √9.152 + 11.12 = 101.57 / 14.39 = 7.06 .

Сечение Б-Б

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки (см. таб. 8.5): k σ = 1.77 и k τ = 1.65; ε σ = 0.87 и ε τ = 0.75

Изгибающий момент (x = 45 мм)

Момент сопротивления нетто при b = 10 мм и t1 = 5 мм

Wнетто = πd3 / 32 – b · t1 · (d – t1) / 2d = 4578.12 – 21.53 = 4.6 · 103 (мм3).

Момент сопротивления кручению сечения нетто

Wк нетто = πd3 / 16 – b · t1 · (d – t1) / 2d = 9156.24 – 21.53 = 9.1 · 103 (мм3).

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

τ υ = τ m = T2 / 2Wp = 179 · 103 / (2 · 8.9 · 103) = 10.1 (МПа)

Коэффициент запаса прочности

s σ = 335 / (177 · 18.5 / 0.87) = 335 / 37.6 ≈ 8.9

s τ = τ -1 / (k τ · τ υ / ε τ + ψ τ · τ m) = 194 / 23.23 = 8.4

Результирующий коэффициент запаса прочности

s = s σ · s τ / √s2σ · s2τ = 74.76 / 12.24 = 6.1 .

Сведем результаты проверки в таблицу:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечение | А-А | К-К | Л-Л | Б-Б |
| Коэффициент запаса s | 12.2 | 4.7 | 7.06 | 6.1 |

Во всех сечениях s > [s]

11. Вычерчивание редуктора

Редуктор вычерчиваю в двух проекциях на листе формата А1 (594 х 841 мм) в масштабе 1 : 1 с основной надписью и спецификацией.

12.Посадки зубчатого колеса, звездочки и подшипников

k6. Посадки назначаем в соответствии с "указаниями, данными в табл. 10.13.

Посадка зубчатого колеса на вал H7/p6по ГОСТ 25347 — 82.

Посадка звездочки цепной передачи на вал редуктора НУ/Ьб.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7.

13. Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяем из расчета 0.25 дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности: V= 0.25 • 2.2=0.55 дм3.

По табл. 10.8 устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях σН= 441 МПа и скорости υ= 1.0 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 34 · 10-6 м2/с

По табл. 10.10 принимаем масло индустриальное И-4ОА (по ГОСТ 20799-75).

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1 , периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

14. Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80-100 С; в ведомый вал закладывают шпонку х и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

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 конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячил; маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклишвания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают звездочку и закрепляют ее торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

Литература

1. Н.Г. Куклин «Детали машин». – Москва, 1987.

2. С.А. Чернявский «Курсовое проектирование деталей машин». – Москва, 1987.

3. Т.Ф. Валаева «Экономика организация и планирование машиностроительного производства». – Москва, 1984.

4. И.Е. Макарский «Основы технологии машиностроения». - Минск, 1997.end\_of\_the\_document\_label