МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА ГОРНОЙ И ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ

 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Оценка | Режима |  |
| Оформления |  |
| Защиты |  |

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

 к курсовой работе по прикладной механике

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Группа |  | Подпись | Ф.И.О. | Дата |
| Студент |  |  |  |
| Консультант |  | В.К. Загорский |  |
| Общая оценка проекта |  |

УФА 2002

**Содержание**

 Задание………………………………………………………………………..стр. 3

1. Кинематический и силовой расчет привода ….…………………..………..стр. 4
2. Материалы и термическая обработка колес …………………………….…стр. 5
3. Выбор допускаемых напряжений при расчете цилиндрических

 зубчатых передач …………………….…………………………………...стр. 6

### Методика расчёта закрытой цилиндрической передачи…………………..стр. 7

1. Расчет диаметра валов………………..………………………………….....стр. 10
2. Материалы валов и осей…………………………………………………….стр.11
3. Расчетные схемы валов……………………………………………………..стр.11
4. Расчёты на прочность……………………………………………………….стр.12
5. Подшипники качения……………………………………………………….стр.20
6. Подбор крышек подшипников…………………………………………......стр.23
7. Спецификация…………….….……………………………………………..стр.25

Список литературы…………………………………………………………стр.28

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  | **НТУ1. 300100**. |
|  |  |  |  |  |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |
| Разраб. |  |  |  |  **Пояснительная записка** | Литера | Лист | Листов |
| Проверил | Загорский |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  УГНТУ  |
| Н.конт. |  |  |  |
| Утв. |  |  |  |

**Задание**

***ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:***

 МП.С=26 Нм.



 

Для данной схемы рассчитать:

1. габаритные размеры редуктора;
2. кинематический и силовой расчет редуктора;
3. подобрать допускаемых напряжений;
4. рассчитать диаметры валов;
5. подобрать материалы валов;
6. подобрать подшипники качения;
7. подобрать крышки подшипников.
8. начертить сборочный и рабочие чертежи.

Вертикальное расположение.

1. **Кинематический и силовой расчет привода**

Выбор электродвигателя. Привод - устройство для приведения в действие двигателем различных машин. При передаче мощности от двигателя к потребителю имеют место потери в элементах привода: в ременной и цепной передачах, в зубчатых сцеплениях, в подшипниках на валах. Все эти потери должны быть учтены при выборе электродвигателя , чтобы была обеспечена необходимая для потребителя мощность.

* 1. **К. п. д. Привода**

,

где -к. п. д. редуктора; -к. п. д. открытой передачи;

 ,

где - к. п. д. зубчатого зацепления; m - число зацеплений в редукторе;

 - к. п. д. одного вала; n - количество валов в редукторе.

В данном случае =0,99 , =0,96 имеется две пары подшипников и два зацепления, тогда

 

* 1. **Расчетная мощность двигателя**

 . ,

где Нм –крутящий момент на выходном валу привода;

об/мин -частота вращения выходного вала привода.

 ,

где -скорость вращения вала.

Тогда кВт и

кВт.

 ;  Нм.

* 1. **Передаточное отношение привода**

 .

Необходимо подобрать  так, чтобы передаточное отношение привода

лежало в пределах 2,5…4. Выбирается асинхронный двигатель 4А80В4 кВт. Синхронная частота вращения  об/мин. Асинхронная частота вращения  об/мин.

Тогда .

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер вала |  n об/мин |  U |  N кВт |   |  Т Нм |
|  1 |  1415 |  - |  1,245 |  0,94 |  8,4 |
|  2 |  429,75 |  3,29 |  1,17 |  0,94 |  26 |

Таблица 1

1. **Материалы и термическая обработка**

 **зубчатых колес**

Выбор материала зубчатых колес зависит от требований, предъявляемых к размерам и массе передач, а также от мощности , окружной скорости и требуемой точности изготовления колес.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес большинства машин являются стали. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью <НВ 350. Применяются в мало- и средненагруженных передачах. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 45, 65, 50Г, 65Г, легированные стали 40Х, 40ХН, 40ХГР и др. Термообработка-улучшение производится до нарезания зубьев. Колеса с твердостью <НВ 350 хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению. Для равномерного износа зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни должна быть на 20…25НВ больше твердости колеса. Колеса с твердостью <НВ 350 широко используются в мало- и средненагруженных передачах, в условиях индивидуального и мелкосерийного производства.

Вторая группа – колеса с твердостью > НВ350 (при твердости Ю НВ350 твердость материала измеряется по шкале Роквелла: 10 НВ=1 HRC). Применяются в тяжело нагруженных передачах. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией. Эти виды термообработки позволяют в несколько раз повысить нагрузочную способность передачи по сравнению с улучшенными сталями.

В качестве материала выбираем сталь Ст.45 (улучшение).

Из справочных данных находим твёрдость по Бри Нелю:



1. **Выбор допускаемых напряжений при расчете цилиндрических и конических зубчатых передач**

Экспериментом установлено, что контактная прочность рабочих поверхностей зубьев определяется в основном твёрдостью этих поверхностей. Допускаемые контактные напряжения для расчётов на выносливость при длительной работе , где  - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений  По экспериментальным значениям, приведённых в таблице, находим =2HB+70 МПа.

МПа.

  - коэффициент безопасности; в связи с постепенным процессом повреждения поверхности и пониженной опасности аварии машин коэффициент  назначают небольшим: =1,1 при неоднородной структуре материала.

 - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи: .

Для нормализованных колёс =2,6. Базовое число циклов  определяется твёрдостью рабочих поверхностей зубьев. Из справочных данных находим для твёрдости поверхностей зубьев до 200HB  циклов.

 - эквивалентное число циклов перемены напряжения. При постоянной нагрузке определяется по формуле

 ,

где n – частота вращения того из колёс, по материалу которого определяют допускаемое напряжение, об/мин. -долговечность передачи.

 млн. циклов.

 млн. циклов.

При  ;



 

 Расчёт ведут по меньшему значению  из полученных для шестерни и колеса. Ввиду незначительного влияния на величину допускаемого напряжения  в расчёте не учтены размеры, шероховатость поверхности и окружная скорость колёс.



* 1. **Допускаемые напряжения изгиба**

 Допускаемые напряжения изгиба для расчёта на выносливость при длительной работе , где  - базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений . Базовое число циклов перемены напряжений изгиба =.

 По таблице находим экспериментальное значение =HB+260;





 - коэффициент безопасности. Рекомендуется принимать для литых заготовок SF=1,7.

 YN- коэффициент долговечности. При твёрдости рабочих поверхностей HB350

 

 Эквивалентное число циклов при постоянной нагрузке NFE=60Lh.

NшFE =606000=254,7 млн. циклов,

NкFE =606000=77,355 млн. циклов.

 млн. циклов.

 Для длительно работающих передач при NFE>NF lim b YN=1.0.





### Методика расчёта закрытой цилиндрической передачи

4.1 Выбрать коэффициенты ширины зубчатого венца относительно диаметра  и относительно модуля .

 Таблица 2

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Расположение шестерни относительно опор | Твёрдость раб. поверх. зубьев |
| H1 и H2 HB350 | H1 и H2>HB350 |
|  | Симметричное | 0,8 - 1,4 | 0,4 - 0,9 |
| Несимметричное | 0,6 - 1,2 | 0,3 - 0,6 |
| Консольное | 0,3 - 0,4 | 0,20 - 0,25 |
|  | Для редукторов с достаточно жёсткими валами | Не более25 - 30 | Не более15 - 20 |

 =1, =30.

4.2 Определить предварительное значение коэффициента ширины венца относительно межосевого расстояния: 

 

* 1. Выбрать числа зубьев колёс:

 

 Z1=30; Z2=30

 Для первой ступени редуктора Z1=20…30, для второй – 17…24. Минимально допустимое число зубьев шестерни при Х=0 Zmin=17. После округления Z до целых чисел следует проверить фактическое передаточное число U=Z2/Z1.

 U=99/30=3,3.

* 1. Определить коэффициент концентрации нагрузки  по таблице:

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Расположение шестерниотносительно опор | Твёрдость поверхности зубьев колеса НВ |  |
| 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,4 |
| Симметричное | <350>350 | 1.011.01 | 1.021.02 | 1.031.04 | 1.041.07 | 1.071.16 | 1.111.26 |
| Несимметричное | <350>350 | 1.031.06 | 1.051.12 | 1.071.20 | 1.121.29 | 1.191.48 | 1.28 - |
| Консольное, опоры-Шарикоподшипниковые | <350>350 | 1.081.22 | 1.171.44 | 1.28 - |  - - |  - - |  - - |
| Консольное, опоры-роликоподшипниковые | <350>350 | 1.061.11 | 1.121.25 | 1.191.45 | 1.27 - |  - - |  - - |

=1.55.

* 1. Определить предварительно межосевое расстояние:

 , где Ка – вспомогательный коэффициент; Ка=49,5 для прямозубой и Ка=43,0 для косозубой передачи.



* 1. Определить модуль колёс:

, где - угол наклона зубьев по делительному цилиндру.



Модуль mn  округляется до ближайшего стандартного:

 Таблица 4

|  |  |
| --- | --- |
| Ряды | Модуль, мм |
| 1-й | 1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;  |
| 2-й | 1.125; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18;  |

 mn =1.

Окружной модуль mt можно определить по формуле

 =1,064.

* 1. Уточнить фактическое межосевое расстояние:

=68,64 мм.

* 1. Уточнить коэффициент ширины зубчатого венца:



* 1. Определить рабочую ширину венца зубчатой передачи и округлить до целого числа:



* 1. Определить делительные (начальные) диаметры колёс (с точностью до сотых долей):



Полученные параметры колёс в процессе проектирования и разработки чертежей могут быть изменены; после определения окончательно принятых размеров производится проверочный расчёт передачи.

* 1. Определить геометрические размеры зубчатых колёс:
* диаметр вершин зубьев:

 

* диаметр впадин зубчатых колёс:



4.12Предварительный (ориентировочный) расчет вала

Предварительный (ориентировочный) расчет вала производится при выполнении эскизной компоновки и ведется по условному расчету на кру­чение. Эту форму расчета выбирают потому, что еще не определены размеры вала по длине и не могут быть вычислены изгибающие моменты.

Из условия прочности на кручение



откуда  (4.1)

где Т - крутящий момент, Н\*мм;

[] – условие, допускаемое напряжение при кручении, МПа.

Так как в расчете не учитывается изгиб, то значения [] выбирают­ся заниженными: [] = 15…30 МПа.



По вычисленному диаметру подбирают подшипники и определяют расстояние между опорами, определяют все силы, действующие на вал, за­тем составляют расчетную схему вала.

1. **Расчёт диаметра валов**

**ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

Валы-детали предназначены для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей машин. Валы вращаются в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, например, сил на зубьях колес, сил напряжения ремней и т.д., валы подвержены действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов.

Оси предназначены для поддержания вращающихся деталей и в отли­чие от валов не передают полезного крутящего момента. Опорные части валов называют цапфами или шейками.

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки и, условиями технологии изготовления и сборки. Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, непостоянны.

Крутящий момент обычно передается по всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы пере­менного сечения, приближающиеся к форме тел равного сопротивления. Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке; уступы валов могут воспринимать большие осевые силы. Желательно, чтобы каждая насаживаемая на вал неразъёмная деталь свободно (без натяга) проходила по валу до своей посадочной поверхности во избежание повреждения поверхностей.

1. **Материалы валов и осей**

Для валов и осей без термообработки применяют углеродистые стали; ст.5, ст.6; дня валов с термообработкой - стали 45, 40Х.Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изго­товляют из сталей 20. 20Х, 12ХН3А. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

# Таблица 5

# Механические характеристики материалов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Механические характеристики, МПа | Коэф­фициент |
| Марки стали | Диаметр заготовки, мм | Твердость НВ(не ниже) |  |  |  |  |  |  |
| 45,ст6 | любой | 200 | 500 | 280 | 150 | 250 | 150 | 0 |
| 45,сгб | <80 | 270 | 900 | 650 | 380 | 380 | 230 | 0,05 |
| 40Х | любой | 200 | 73.0 | 500 | 280 | 320 | 210 | 0.05 |
| 40Х | <80 | 270 | 900 | 750 | 450 | 410 | 240 | 0,05 |
| 40ХН | любой | 240 | 820 | 650 | 390 | 360 | 210 | 0,05 |
| 40ХН | <200 | 270 | 900 | 750 | 450 | 420 | 250 | 0,05 |
| 20Х | <120 | 197 | 650 | 400 | 240 | 900 | 160 | 0 |
| 12ХНЗА | <l20 | 260 | 950 | 700 | 490 | 420 | 210 | 0,05 |

Валы подвергают токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей.

Торцы валов для облегчения посадки деталей, во избежание обмятий повреждения рук рабочих, выполняют с фасками.

1. **Расчётные схемы валов**

Валы рассчитывают, как балки на шарнирных опорах. Для валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по одному на опоре, эта схема обеспечивает получение достаточно точных результатов. Силы на валы передаются через насаженные на них детали: зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т.д. При простых расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают сосредоточенные силы и моменты на средние своей ширины, и эти сечения вала принимают за расчетные. В действительности силы взаимодействия между ступицами и валами распре­делены по всей длине ступиц. Для большинства валов современных быстроходных машин ре­шающее значение имеет сопротивление усталости. Усталостные разрушения составляют до 40...50% случаев выхода из строя валов.

Для тихоходных валов из нормализованных, улучшенных и закален­ных с высоким отпуском сталей, ограничивающим критерием может быть статическая несущая способность при пиковых нагрузках. Для валов из хрупких и малопластичных материалов при ударных нагрузках и низких температурах ограни­чивающим критерием является сопротивление хрупкому разрушению.

1. **Расчёты на прочность**

Валы испытывают действие напряжений изгиба и кручения, оси - только напряжения изгиба. Постоянные по величине и направлению силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах - напряжения, изменяющиеся по симметричному знакопеременному циклу.

* 1. **Основной (приближенный) расчет вала**

Основной (приближенный) расчет вала заключается в вычислении изгибающих и крутящих моментов в характерных сечениях вала, строят эпюры этих моментов.

**Для входного вала.**

Дано:

Т=8,4 кНмм, d=32 мм, Ft=2T/d=2\*8,4/26=0,525 кH. Fr=Fttg20/cos=525\*0.36397/.936939=203 H.

Материалы вала: ст. 45 улучш.

 МПа, МПа, МПа.

Решение.

При действии нагрузок на вал в разных плоскостях их раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости, за одну из которых прини­мается плоскость действия одной из сил.

***Вертикальная плоскость.***

#####   ;

#####



реакции определены, верно

Определяются изгибающие моменты в вертикальной плоскости

#####  кНмм, кНмм кНмм

#####  кНмм

кНмм.

Строится эпюра **.**

***Горизонтальная плоскость.***

   ;

#####  Н.

Определяются изгибающие моменты в горизонтальной плоскости

 ****кНмм,  кНмм.

Строится эпюра **.**

Для определения суммарного изгибающего момента складывают гео­метрически изгибающие моменты МВ и МГ во взаимно перпендикулярных плоскостях по формуле



**Максимальный суммарный изгибающий момент**

 кНмм.

 кНмм.

Строится эпюра **.**



Опасное сечение определяется эпюрами моментов, размерами сечений вала и концентрацией напряжений. По размеру сечения вала опасное сечение выбирается возле шестерни. По эпюре суммарного момента определяется момент в опасном сечении, h=14 мм:

 кНмм.

Окончательно диаметр вала в опасном сечении определяется по экви­валентному моменту, который равен геометрической сумме суммарного из­гибающего и крутящего момента по третьей теории прочности.

 кНмм.

 кНмм.

Строим эпюру эквивалентного момента.

 МПа

**[би]ш,** Мпа- допускаемое напряжение изгиба по симметричному циклу нагружения,

**бв -** временное сопротивление материала(табл. 1).



Полученный диаметр вала нужно округлить в большую сторону до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Выбирается d=17 мм.

**Для выходного вала**.

Дано:

 Т=26 кНмм, d=105,35 мм, Ft=2T/d=2\*26/105,35=0,494 кH.

Fr=Ft\*tg20/сщы=0,514\*036394/0,93969=0,191 кH.

 кH.

Материалы вала: ст.45 улучш.:

 МПа, МПа,

МПа,

Решение.

***Вертикальная плоскость.***

#####  ,

#####  кНмм,

#####

#####  Н,

  , следовательно, реакции определены правильно.

Определяются изгибающие моменты в вертикальной плоскости

#####  кНмм.  кНмм,

#####  кНмм.

 

Строится эпюра **.**

***Горизонтальная плоскость***

##### ,

#####  Н.





 

 **кНмм**.

 **кНмм**.

Строится эпюра **.**

Для определения суммарного изгибающего момента складывают гео­метрически изгибающие моменты МВ и МГ во взаимно перпендикулярных плоскостях по формуле



 Максимальный суммарный изгибающий момент

 кНмм.

Строится эпюра **.**

Выбирается опасное сечение там, где действует максимальный изгибающий момент.

Окончательно диаметр вала в опасном сечении определяется по экви­валентному моменту, который равен геометрической сумме суммарного из­гибающего и крутящего момента по третьей теории прочности.

 кНмм.

Строим эпюру эквивалентного момента.

 МПа.

 **[би]ш,** Мпа- допускаемое напряжение изгиба по симметричному циклу нагружения, **бв -** временное сопротивление материала(табл. 1).





Полученный диаметр вала нужно округлить в большую сторону до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Окончательно принимаем d=20 мм.

##### Уточненный расчет вала на выносливость

Расчеты вала на выносливость являются проверочными и выполняют­ся

после определения формы и размеров вала в результате предварительно­го расчета и разработки эскизной компоновки.

Уточненный расчет заключается в определении коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях, в соответствии с эпюрами моментов, с учетом концентраторов напряжений. Размеры вала, полученные при проектном расчете, могут быть изме­нены в результате проведенного уточненного расчета.

Размеры вала считаются выбранными оптимально, если действитель­ные коэффициенты запаса прочности по сечениям соответствуют рекомен­дуемым пределам (n = 1,5....3.0). Увеличение запаса прочности против ре­комендуемого может быть связано либо с требованиями жесткости вала, ли­бо с необходимостью увеличения диаметра вала под подшипники. При расчете на выносливость полагают, что постоянные по величине и направлению силы передач вызывают во вращающихся валах перемен­ные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу.

**Для входного вала.**

Проверку на усталостную прочность производят по величине коэффи­циента запаса прочности: 

где  - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно.

При симметричном цикле нагруження



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям, если привод работает без остановок длительное время, определяют

по формуле 

где  - предел текучести материала вала, МПа (в та6л2.1).

Если привод работает с частыми остановками (то нулевой цикл), то



  пределы выносливости стандартных об­разцов соответственно при изгибе и кручении. МПа.

 напряжения изгиба и кручения в опасных сечениях вала, МПа ;

эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

 коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала,  - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла

Напряжения в опасных сечениях определяют по формулам:

; ; где  - результирующий изгибающий момент, Н.мм;

Т -крутящий момент, Н.мм;

Wнетто, W рнетто - осевой и полярный моменты сопротивления сечений вала без учета шпоночнойканавки.





где d - диаметр вала в опасном сечении,мм;

 МПа;

  МПа;

 

  





Тогда коэф. Запаса прочности равен



Диаметр вала оставляем =17 мм., не уменьшаем.

**Для выходного вал**

По диаметру вала выбирается призматическая шпонка вхh=6х6.





где d - диаметр вала в опасном сечении,мм;

Ь и t - размеры шпоночной канавки,мм.

 МПа;

  МПа;

 Из табл. находятся





Тогда коэф. Запаса прочности равен



Так как запас прочности больше трех, можно диаметр вала уменьшить до 15 мм., но диаметр вала уменьшать не будем, оставим под подшипник и тогда диаметр вала оставляем d = 20 мм.

По диаметру вала выбирается призматическая шпонка вхh=6х6.

 

Тогда коэф. Запаса прочности равен



Следовательно оставляем диаметр вала в опасном сечении d=20 мм.

Таблица 6

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов в месте шпоночной канавки при изгибе и кручении

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Бв, МПа | Кб | К, |
| 500 | 1.6 | 1.4 |
| 600 | 1.76 | 1.54 |
| 700 | 1.9 | 1.7 |
| 800 | 2.01 | 1.88 |
| 900 | 2.15 | 2.05 |
| 1000 | 2.26 | 2.22 |

Таблица 7

Значение коэффициентов влияния абсолютных размеров 

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Углеродистая сталь | Легированная сталь |
| Диаметр вала, мм | , |  |  |
| 15 | 0.95 | 0.87 | 0.87 |
| 20 | 0.92 | 0.83 | 0.83 |
| 30 | 0.88 | 0.77 | 0.77 |
| 40 | 0.85 | 0.73 | 0.73 |
| 50 | 0.81 | 0.70 | 0.70 |
| 70 | 0.76 | 0.67 | 0.67 |
| 100 | 0.70 | 0.62 | 0.62 |

1. **Подшипники качения**

Предварительно выбираются шариковые радиально – упорные однорядные подшипники ТИП 36103 , особо легкая серия.

# Подшипники качения это опоры, использующие в основе трение качение.

## Любой подшипники качения состоит из наружной и внутренней обоймы, тел качения и сепараторов. Подшипники качения это группы деталей стандартизованные в мировом масштабе. Подшипники качения в зависимости от формы тел качения могут быть шариковыми и роликовыми. Основные достоинства подшипников тел качения: малый расход смазочных материалов, высокая несущая способность на единицу ширины, малые моменты трения, малое тепловыделение.

В соответствии с критериями работоспособности подшипники рассчитываются на усталостное выкрашевание.

, где L – число миллионов оборотов до появления признаков усталости; С- динамическая грузоподъемность – это такая нагрузка, которую выдерживает подшипник при  млн. оборотов; Fпр –приведенная нагрузка учитывает Fr и Fx.

Fпр=(хккFp+yFx)кбкт , где x,y- коэф. приведения соответственно радиальной и осевой нагрузки; кк =1,-коэф. кольца, учитывает вращение наружной обоймы; кб- коэф. безопасности, учитывает динамичность нагрузки; кт- температурный коэф., при Т<100 С равен 1.

При  подшипник рассчитывается только на радиальную нагрузку.

е=Fx/Co, Сo-статическая грузоподъемность.

При проектировании задача выбора подшипника сводится к расчету его долговечности.

 , в часах.

Расчет подшипников

**Для вала-шестерни**.

Исходные данные: х=1, , n=1415 об/мин, тре­буемая долговечность подшипников *L10h* =3000 ч.

Максимальные длительно дей­ствующие силы:

 H,

 Н, расчет ведется только для одной опоры  Н.



Предварительно принимаем шариковые радиальные подшипники особо легкой серии 103.

Для этих подшипников из табл. находим, что Сr=5700 Н, СОr=4100 Н.

прини­маем X =0,45, Y=1,33, е=0,41.











Принимаем =1 температура работы под­шипника меньше 100°С.

Кк =1,, . **** Н.



Для более нагруженной опоры.







 млн. об.

  часов.

Т.к. базовая долговечность больше требуемой, то подшипник пригоден. Выбираются шариковые радиально - упорный однорядные подшипники ГОСТ 8338-75 особо легкой серии.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  d,мм | D,мм | В,мм | С,кН | Со,кН |
| 17 | 35 | 10 | 5,71 | 3,58 |

 **Для отдельного вала.**

Исходные данные: х=0,45, , n=429,75 об/мин, тре­буемая долговечность подшипников *L10h* =3000 ч.

Максимальные длительно дей­ствующие силы:

 Н, Н.



 Предварительно принимаем шариковые радиальные подшипники легкой серии 204.

Для этих подшипников из табл. находим, что Сr=5700 Н, СОr=4100 Н.

прини­маем X =1, Y=0.

Принимаем =1 температура работы под­шипника меньше 100°С.

Кк =1. **** Н.

 млн. об. часов.

Т.к. базовая долговечность больше требуемой, то подшипник пригоден. Выбираются шариковые радиально - упорные однорядные подшипники ГОСТ 8338-75 легкой серии.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  D,мм | D,мм | В,мм | r,мм | С,кН | Со,кН |
| 20 | 47 | 14 | 1,5 | 10 | 6,3 |

1. **Подбор крышек подшипников**

Для данных подшипников выбираются крышки закрытого и открытого типа.

 Крышки подшипников изготовляют из чугуна марки СЧ-21. Различают крышки подшипников привертные и закладные.

 Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому наружная поверхность крышки плоская.

 Опорные поверхности под головки крепежных болтов необходимо чаще всего обрабатывать. Обрабатывают или непосредственно те места, на которые опираются головки винтов, или весь поясок на торце в зоне расположения головок винтов. С точки зрения точности и быстроты предпочтительнее токарная обработка, чем обработка опорных поверхностей на сверлильном станке.

 При установки в крышке подшипника манжетного уплотнения предусматривают 2-3 отверстия диаметром 3…4 мм для выталкивания изношенной манжеты. В некоторых конструкциях отверстие в крышке под манжетное уплотнение делают сквозным.

 Чаще фланцы крышек выполняют круглой формы ; обычно форма крышки должна соответствовать платика корпусной детали, к которой крышка привертывается. При этом размер а определяется возможностью установки винта крепление крышки к корпусу. С целью снижения расхода металла при изготовлении, как самой крышки, так и корпусной детали, фланцы привертных крышек иногда изготовляют некруглой формы, сокращая размер а фланца на участках между отверстиями под венты крепления. Еще большее снижение расхода металла можно получить, если крышку выполнить квадратной. Чтобы не происходило значительного снижения жесткости и прочности фланца, при сокращении размера а не рекомендуется переходить за окружность центров DO крепежных отверстий.

 Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса.

 Толщину стенки принимают в зависимости от диаметра отверстия под подшипник.

 Обычно крышки изготовляют из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт изготовляют из стали.

Литература

1.Дунаев П. Ф., Лелеков О. П., Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроит. Спец. Вузов.- М.: Высшая школа 1985.-416., ил.

2.Сулейманов А. С. Оформление графической части проекта привода в курсе “Детали машин”.-УГНТУ:2001.-29с.

3.Зарипов С. Г., Расчет валов.-УГНТУ:2000.-18с.