##### Санкт-Петербургский Государственный Политехнический Университет

# Кафедра машиноведения и деталей машин

## ПРИВОД СИЛОВОЙ

# Пояснительная записка

МДМ 055.00.00.00 ТЗ

Курсовой проект

### Студент группы 3036/1 \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ (Дородный К.И.)

### Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ (Деникин Э.И.)

Санкт-Петербург

2008 г.

1. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА И ВЫБОР

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

1.1 Определение КПД привода и выбор электродвигателя

Кинематическая схема привода (двухступенчатый редуктор по развернутой схеме)



1 – электродвигатель; 2 – муфта; III – входной (быстроходный) вал; IV – выходной (тихоходный вал)

Рис.1.1

Для выбора электродвигателя следует определить его мощность, которая определяется по формуле:

, (1.1)

где  - мощность на валу *IV*, Вт;  - коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Мощность на валу *IV* определяется по формуле:

, (1.2)

где  - мощность на валу *IV*, Вт;  - крутящий момент на валу *IV*, ;  - угловая скорость на валу *IV*, .

Угловая скорость на валу *IV* вычисляется по формуле:

, (1.3)

где  - частота вращения вала *IV*, об/мин.

Подставляя численные значения в (1.3), получаем величину угловой скорости на валу *IV*:

.

Подставляя численные значения в (1.2), получаем мощность на валу *IV*:

**Вт.

КПД привода может быть вычислен по формуле:

, (1.4)

где  - КПД клино-ременной передачи;  - КПД быстроходной передачи;  - КПД тихоходной передачи; -КПД муфты; -КПД подшипников.

Значения всех КПД, входящих в формулу (1.4), выбираем по рекомендациям в соответствии с [2, с.5]: = 0,96;  =  = 0,97; = 0,98; = 0,99.

Подставляя эти значения в (1.4), получаем КПД привода:



По формуле (1.1) определяем мощность двигателя:

Вт.

По [2, с.390] выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с учётом .

Тип двигателя 132 M8, синхронная частота вращения  об/мин,

Полученные данные запишем в табл. 1.1

Таблица 1.1

Технические характеристики электродвигателя

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип  двигателя | Расчётная  мощность  двигателя  , кВт | Номинальная  мощность  двигателя  , кВт | Асинхронная  частота  вращения  , об/мин | Синхронная  частота  вращения  , об/мин |
| 132 М8 | 5,46 | 5,5 | 731 | 750 |

1.2 Определение общего передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням

Частота вращения (асинхронная) вала *I* определяется по формуле:

 (1.5)

Угловая скорость на валу *I* вычисляется по формуле:

 (1.6)

Крутящий момент на валу *I* рассчитывается по формуле:

 (1.7)

Подставляя численные значения в формулы (1.5), (1.6), (1.7), получим:

об/мин;

рад/с;

Нм

Передаточное значение найдём из следующего выражения:











В соответствии с рекомендациями выбираем:

, (1.8)

где  - коэффициент, учитывающий оптимальную разбивку.

Находим численное значение передаточного отношения быстроходной передачи по формуле (1.8):



1.3 Определение частот вращения, крутящих моментов и мощностей на валах

Частота вращения вала *II* определяется по формуле:

 (1.9)

Подставляя численные значения в формулу (1.9), получаем:

об/мин

Частота вращения вала *III* определяется по формуле:

об/мин

Угловые скорости на валах *II* и *III* вычисляются по формулам:

рад/с;

рад/с.

Мощности на валах *II и III* определяются по формулам:

; (2.0)

. (2.1)

Подставляя численные значения в формулы (2.0) и (2.1), получим:

Вт;

Вт.

Зная численные значения  и , вычисляем крутящий момент на валах *II и III* по формулам:

Нм;

Нм.

Посчитаем значения частот вращения, мощностей, крутящих моментов и передаточных отношений на всех валах редуктора при = 1,3 и = 1,35 и запишем результаты в табл. 1.2, 1.3, 1.4.





Таблица 1.2

Результаты энерго-кинематического расчёта (вариант 1)

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | U | N, Вт | T, | n, об/мин | W, рад/с |
| *I* | 2 | 5465 | 71,4 | 731 | 76,5 |
| *II* | 5268 | 137 | 365,5 | 38,3 |
| 4,05 |
| *III* | 5042 | 536,4 | 90,2 | 9,4 |
| 2,81 |
| *IV* | 4689 | 1400 | 32 | 3,35 |

Таблица 1.3

Результаты энерго-кинематического расчёта (вариант 2)

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | U | N, Вт | T, | n, об/мин | W, рад/с |
| *I* | 1,98 | 5465 | 71,4 | 731 | 76,5 |
| *II* | 5268 | 130,6 | 369 | 38,6 |
| 4,43 |
| *III* | 5042 | 583,6 | 82,6 | 8,64 |
| 2,6 |
| *IV* | 4689 | 1400 | 32 | 3,35 |

Таблица 1.4

Результаты энерго-кинематического расчёта (вариант 3)

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | U | N, Вт | T, | n, об/мин | W, рад/с |
| *I* | 2 | 5465 | 71,4 | 731 | 76,5 |
| *II* | 5268 | 131,6 | 365,5 | 38,3 |
| 4,56 |
| *III* | 5042 | 600,9 | 80,2 | 8,39 |
| 2,5 |
| *IV* | 4689 | 1400 | 32 | 3,35 |

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

2.1 Проектировочный расчёт зубчатых колёс закрытой передачи редуктора

В основу методики проектировочного расчёта зубчатых передач положено отсутствие выкрашивания боковых поверхностей зубьев. Критерий проектировочного расчёта – контактная выносливость.

, (2.1)



где - фактические контактные напряжения на боковой поверхности зуба, ; - допускаемые контактные напряжения на боковой поверхности зуба, .



Так как в техническом задании указан мелкосерийный характер производства, то выбираем для изготовления зубчатого колеса группу твёрдости . Термообработка – улучшение. Для быстроходной ступени: шестерня , колесо .



С учётом скоростей скольжения в зубчатом зацеплении выбирается для быстроходной ступени 7 степень точности по нормам плавности, а для тихоходной 8 степень точности. Назначаем для косозубой передачи угол наклона зуба , коэффициент смещения (передача без смещения). Так как редуктор выполнен по схеме 55, назначаем схемы передачи: быстроходной – 3; тихоходной – 5, [4, с.5] и назначаем коэффициент относительной ширины венца для зубчатой передачи .



Остальные параметры выбираем на основании технического задания и энерго-кинематического расчёта.

Допускаемые контактные напряжения найдём по формуле:

, (2.1)



где - предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружения, Па; - коэффициент долговечности; =1,1 – коэффициент безопасности.



Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение:

, (2.2)



где и находим по формуле (2.1):



Мпа

Мпа

Найденные значения подставляем в выражение (2.2) и получаем контактное напряжение:

Мпа

2.1.1 Определение геометрических параметров быстроходной зубчатой передачи

Межосевое расстояние найдём по формуле:

, (2.3)



где коэффициент ; - коэффициент , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, - коэффициент ширины венца.



Подставляя численные значения в формулу (2.3) получим:

.

Округлим это значение до ближайшего большего из ряда ГОСТ 2185-66. Принимаем =100 мм.



Нормальный модуль зацепления находим по формуле:



, (2.4)



принимаем по ГОСТ 9563-60 =1,5мм.



Пусть предварительно угол наклона зубьев . Определим число зубьев шестерни по формуле:



, (2.5)



Подставляя численные значения в выражение (2.5), получим:

.



Число зубьев колеса определяем по соотношению:

(2.6)



Подставляя численные значения в выражение (2.6), получим:

.



Уточним угол наклона:

(2.7)



Подставляя численные значения в выражение (2.7), получим:



т.е. .



Рассчитаем делительные диаметры шестерни и колеса по формулам:

, (2.8)



Подставляя численные значения в выражения (2.8), получим:



Проверим этот результат:



Рассчитаем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса по соотношениям:

, (2.9)



Подставляя численные значения в выражение (2.9), получим:



Определим ширину колеса по формуле:

, (2.10)



Подставляя численные значения в выражение (2.10) получим:

.



Ширину шестерни определим по соотношению:

, (2.11)



Подставляя численные значения в выражение (2.11), получим:

.



Определим окружную скорость колёс по формуле:

(2.12\*)



2.2 Проверочный расчёт зубчатых колёс закрытой быстроходной передачи редуктора

Целью данного раздела является проверка проектировочного расчёта

2.2.1 Проверочный расчёт зубьев колёс на выносливость по контактным напряжениям

Проверим контактные напряжения по формуле:

, (2.12)



где - коэффициент нагрузки.



Коэффициент нагрузки найдём по соотношению:



, (2.13)



где - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; - динамический коэффициент.



Коэффициент ширины шестерни по диаметру найдём по формуле:

, (2.14)



т.е. .



Исходя из значений окружной скорости и коэффициента ширины шестерни по диаметру , выбираем значения коэффициентов ,, и считаем их равными =1.02, =1.03, =1,05.



Подставляя численные значения в выражение (2.13) получим:

.



Теперь все члены формулы (2.12) известны. Подставим в неё численные значения:



Условие прочности выполнено.

2.2.2 Проверочный расчёт зубьев колёс на выносливость по напряжениям изгиба

На колесо действуют окружная, радиальная и осевая силы Рассчитаем силы по соотношениям:

;



; (2.15)



,



где - окружная сила, Н; - радиальная сила, Н; - осевая сила, Н: - угол зацепления, град.( ).



Подставляя численные значения, получим:



Проверять зубья на выносливость по напряжениям изгиба будем по формуле:

, (2.16)



где - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки; - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; - коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки; - коэффициент, учитывающий форму зуба; - коэффициент, введённый в эту формулу для компенсации погрешности; - коэффициент нагрузки.



Коэффициент нагрузки определяем по соотношению:

(2.17)



Выбираем коэффициенты и по рекомендации (2, с.43) и считаем их равными =1.08 и =1.15.



Подставляя численные значения в выражение (2.17), получим:



Коэффициент найдём по соотношению:



, (2.18)



Подставляя численные значения, получим:

.



Коэффициент зависит от эквивалентного числа зубьев колеса. Найдём их для шестерни и колеса по формулам:



; , (2.19)



Подставляя численные значения, получим:



.



По этим значениям выбираем коэффициенты и (2, с. 42) и считаем:



=3.8 и =3.6.



Коэффициент найдём по соотношению:



, (2.20)



где - коэффициент торцевого биения, n – степень точности зубчатых колёс.



Коэффициент торцевого перекрытия и степень точности зубчатых колёс выбираем по рекомендации (2, с.47) и считаем равными =1.5 и n=8.



Подставляя численные значения в выражение (2.20), получим:

.



Определим допускаемые напряжения по соотношению:

, (2.21)



где - предел выносливости при отнулевом цикле изгиба, Па; - коэффициент безопасности.



Предел выносливости при нулевом цикле изгиба для колёс найдём по формуле:

, МПа (2.22)



Подставляя численные значения в выражение (2.22) для колеса и шестерни, получим:

;



.



Коэффициент безопасности найдём по формуле:

, (2.23)



где - коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала колёс, - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. Эти коэффициенты выбираем по рекомендации и считаем =1.75, =1.



Подставляя численные значения в выражение (2.23), получим:



Подставляя численные значения в выражение (2.16), получим допускаемые напряжения:

;



.



Подставляя численные значения в выражение (2.16), получим:



Условие прочности выполнено.

2.3 Определение геометрических параметров тихоходной зубчатой передачи

Межосевое расстояние найдём по формуле (2.3):

.

Округлим это значение до ближайшего большего из ряда ГОСТ 2185-66. Принимаем =125 мм.



Нормальный модуль зацепления находим по формуле (2.4):



,

принимаем по ГОСТ 9563-60 =1,8 мм.



Угол наклона зубьев . Определим число зубьев шестерни по формуле (2.5):





Рассчитаем делительные диаметры шестерни и колеса по формулам (2.8): 



Проверим результат:



Рассчитаем диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса по соотношениям (2.9):





Определим ширину колеса по формуле (2.10):





Определим окружную скорость колёс по формуле (2.12\*):



2.3.1 Проверочный расчёт зубчатых колёс закрытой тихоходной передачи редуктора

Целью данного раздела является проверка проектировочного расчёта.

2.3.2 Проверочный расчёт зубьев колёс на выносливость по контактным напряжениям

Проверим контактные напряжения по формуле (2.12):



Условие прочности выполнено.

2.3.3 Проверочный расчёт зубьев колёс на выносливость по напряжениям изгиба

На колесо действуют окружная, радиальная и осевая силы. Рассчитаем силы по соотношениям (2.15):







Найдём эквивалентное число зубьев колеса по формулам (2.19):



.

Коэффициенты и считаем равными:



=3.7 и =3.6.



Коэффициент найдём по соотношению (2.20):



.



Определим допускаемые напряжения по соотношению (2.21):

,



,



=1.75, =1,



.



Подставляя численные значения в выражение (2.16), получим допускаемые напряжения:

;



.



Подставляя численные значения в выражение (2.16), получим:



Условие прочности выполнено.

2.4 Проектировочный расчёт цилиндрической передачи

ВАРИАНТ 2

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

(**быстр. п. вар 2**)

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 369.0 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 4900 ч

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 130.6 Н\*м ПЕРЕДАЧА нереверсивная

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 8 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00

ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 300 HB

КОЛЕСО: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 320 HB

СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 5 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7

МОДУЛЬ 2.000 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 138.000 мм

ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 25 колеса 111 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 4.44

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 09 46 00

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000

ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 64.0 колеса 60.0

ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1 1.183 в долях aw 0.435

КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.70 осевого 1.62 суммарный 3.32

CИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 5148 радиальная 1901 осевая 886

ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 50.735 вершин 54.74 впадин 45.74

ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 225.265 вершин 229.26 впадин 220.26

УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 1803 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 0.98 м/с

|НАПРЯЖЕНИЯ |при расчете на контактную | при расчете на изгибную |

| [МПа] |выносливость| прочность | выносливость | прочность |

| | | |шестер. колесо|шестер. колесо|

| расчетные | 533 | 754 | 97 88 | 195 175 |

|допускаемые| 553 | 1540 | 286 305 | 1114 1189 |

КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.06 Kf 1.12 долговечн.Zn 0.95 1.11 Yn 1.00 1.00

(**тих. п. вар 2**)

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 82.6 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 4900 ч

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 583.6 Н\*м ПЕРЕДАЧА нереверсивная

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 8 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00

ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 350 HB

КОЛЕСО: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 320 HB

СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 5 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 8

МОДУЛЬ 4.000 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 232.000 мм

ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 21 колеса 95 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 4.52

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 00 00 00

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000

ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 88.0 колеса 80.0

ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1 0.952 в долях aw 0.345

КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.71 осевого 0.00 суммарный 1.71

CИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 13895 радиальная 5057 осевая 0

ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 84.000 вершин 92.00 впадин 74.00

ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 380.000 вершин 388.00 впадин 370.00

УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 6839 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 0.36 м/с

|НАПРЯЖЕНИЯ |при расчете на контактную | при расчете на изгибную |

| [МПа] |выносливость| прочность | выносливость | прочность |

| | | |шестер. колесо|шестер. колесо|

| расчетные | 699 | 989 | 241 213 | 483 425 |

|допускаемые| 723 | 1540 | 317 310 | 1300 1189 |

КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.13 Kf 1.36 долговечн.Zn 1.15 1.42 Yn 1.00 1.07

ВАРИАНТ 3

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

(**быстр. п. вар 3**)

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 365.5 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 4900 ч

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 131.6 Н\*м ПЕРЕДАЧА нереверсивная

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 8 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00

ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 340 HB

КОЛЕСО: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 320 HB

СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 4 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7

МОДУЛЬ 2.000 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 120.000 мм

ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 33 колеса 83 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.52

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 14 50 07

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000

ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 34.0 колеса 30.0

ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1 0.439 в долях aw 0.250

КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.67 осевого 1.22 суммарный 2.89

CИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 3855 радиальная 1451 осевая 1021

ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 68.276 вершин 72.28 впадин 63.28

ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 171.724 вершин 175.72 впадин 166.72

УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 611 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 1.31 м/с

|НАПРЯЖЕНИЯ |при расчете на контактную | при расчете на изгибную |

| [МПа] |выносливость| прочность | выносливость | прочность |

| | | |шестер. колесо|шестер. колесо|

| расчетные | 593 | 839 | 140 132 | 281 265 |

|допускаемые| 618 | 1540 | 325 305 | 1263 1189 |

КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.05 Kf 1.12 долговечн.Zn 0.96 1.01 Yn 1.00 1.00

(**тих. п. вар 3**)

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 80.2 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 4900 ч

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 600.9 Н\*м ПЕРЕДАЧА нереверсивная

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 8 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00

ШЕСТЕРНЯ: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 350 HB

КОЛЕСО: прокат сталь 40Х ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 340 HB

СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 4 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 8

МОДУЛЬ 2.500 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 134.000 мм

ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 30 колеса 74 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.47

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 14 02 05

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000

ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 74.0 колеса 69.0

ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1 1.087 в долях aw 0.627

КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.66 осевого 2.59 суммарный 4.25

CИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 15546 радиальная 5832 осевая 3886

ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 77.308 вершин 82.31 впадин 71.06

ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 190.692 вершин 195.69 впадин 184.44

УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 2097 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 0.32 м/с

|НАПРЯЖЕНИЯ |при расчете на контактную | при расчете на изгибную |

| [МПа] |выносливость| прочность | выносливость | прочность |

| | | |шестер. колесо|шестер. колесо|

| расчетные | 698 | 987 | 155 145 | 310 291 |

|допускаемые| 727 | 1540 | 329 319 | 1300 1263 |

КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.12 Kf 1.28 долговечн.Zn 1.15 1.33 Yn 1.00

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Наименование параметров | Размерность | Значения параметров | | | |
| Б.П. | | Т.П. | |
| II | III | II | III |
| 1 | Схема передачи | - | 3 | 3 | 5 | 5 |
| 2 | Ресурс | час | 4 9 0 0 | | | |
| 3 | Частота вращения шестерни | об/мин | 369 | 365,5 | 82,6 | 80,2 |
| 4 | Вариант режима нагружения | - | 8 | 8 | 8 | 8 |
| 5 | Крутящий момент на шестерни | Нм | 130,6 | 131,6 | 583,6 | 600,9 |
| 6 | Степень точности | - | 7 | 7 | 8 | 8 |
| 7 | Угол наклона зуба | град. | 10 | 15 | 0 | 0 |
| 8 | Передаточное число | - | 4,43 | 2,6 | 4,56 | 2,5 |
| 9 | Твёрдость зуба шестерни | HB | 300 | 340 | 350 | 350 |
| 10 | Твёрдость зуба колеса | HB | 320 | 320 | 320 | 320 |
| 11 | Межосевое расстояние aw | мм | 127 | 115 | 162 | 162 |

Таблица 3.1

3. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

3.1 Проектировочный расчет валов и расчет диаметров под подшипники

Задачей данного раздела является предварительное определение диаметров валов редуктора. Считаем, что валы гладкие, круглые стержни, испытывающие только статическое кручение. Критерием при расчёте является статическая прочность.

Условие прочности:

, (3.1)

где - допускаемое напряжение на кручение.



Для валов из сталей 40, 45 принимают пониженное значение МПа. Принимаем: для быстроходного вала:  МПа; для тихоходного вала  МПа [2, с.161]; для промежуточного вала  МПа.

Диаметр вала определяется по формуле:



Определим диаметры валов:

- быстроходного вала (Т =131.6 Н⋅м):



- тихоходного вала (Т = 600.9 Н⋅м):



- промежуточного вала (Т = 1400 Н⋅м):



Стандартизируем размеры и окончательно выбираем из стандартного ряда [2, с.162]: dв1= 30 мм, dв2 = 48 мм, dв3 = 45 мм.

Диаметры под подшипники:



=30 + 10 = 40 ,- кратно 5



= 40 мм





= 48 + 7 = 55 ,- кратно 5

= 55 мм



= 45 – 5 = 40 ,- кратно 5

= 40 мм

Выбор подшипников качения для всех валов редуктора. Критерии: направление действия нагрузок и стоимость.

Для быстроходного вала выбираем шариковые радиально – упорные подшипники качения из легкой серии по ГОСТ 831-75 № 46207 с углом 26 градусов.

Для тихоходного вала выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники из легкой серии по ГОСТ 8338-75 № 212, так как на валу находится прямозубое колесо тихоходной передачи.

Для промежуточного вала выбираем шариковые радиально – упорные подшипники качения из средней серии по ГОСТ 831-75 № 46308 с углом 26 градусов, так как на этом валу находится косозубое колесо быстроходной передачи.

4. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Таблица 4.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № по пор. | Определяемый параметр | Численное значение |
| 1 | Частота вращения ведущего шкива, об/мин  (4.1) | об/мин |
| 2 | Вращающий момент на ведущем валу, Нм  (4.2) | Нм |
| 3 | Диаметр ведущего шкива, мм  (4.3) | мм, принимаем = 100мм [2, с.120] |
| 4 | Диаметр ведомого шкива, мм  (4.4) | мм, принимаем = 200мм [2, с.120] |
| 5 | Передаточное отношение  (4.5) |  |
| 6 | Межосевое расстояние, мм  (4.6) | мм |
| 7 | Угол обхвата малого шкива  (4.7) |  |
| 8 | Длина ремня, мм  (4.8) | мм |
| 9 | Скорость ремня, м/с  (4.9) | м/c |
| 10 | Окружная сила, Н  (4.10) | Н |
| 11 | Из табл. 7.1 [2, с.119] выбираем ремень БКНЛ с числом прокладок z = 4, , Н/мм. Проверяем выполнение условия | мм  мм  Условие выполнено. |
| 12 | Коэффициент угла обхвата  (4.11) |  |
| 13 | Коэффициент, учитывающий влияние скоростей ремня,  (4.12) |  |
| 14 | Коэффициент режима работы по табл. 7.4 [2, с.122] |  |
| 15 | Коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров передачи, |  |
| 16 | Допускаемая рабочая нагрузка на 1 мм ширины прокладки, Н/мм  (4.13) | Н/мм |
| 17 | Ширина ремня, мм  (4.14) | мм, по табл. 7.1 [2, с. 119] принимаем мм |
| 18 | Предварительное натяжение ремня, Н  (4.15) | Н |
| 19 | Натяжение ветвей, Н:  ведущей    ведомой  (4.16) | Н  Н |