Содержание:

Введение, исходные данные ………………………………………………2

1. Кинематический расчет
	1. Передаточное число ………………………..…………………. 3
	2. Вращающие моменты на валах ………………………………. 3

2. Расчет зубчатой передачи

2.1. Выбор металла и режима термообработки …………………. 4

2.2. Допускаемые напряжения …………………………………… 4

2.3. Расчет первой ступени ………………………………………. 6

2.3.1. Определение межосевого расстояния …………………. 6

 2.4. Расчет второй ступени ……………………………………….. 9

 2.4.1. Определение межосевого расстояния …………………. 9

 2.5. Проверочный расчет прочности зубьев по направлениям

 изгиба …………………………………………………………. 10

1. Расчет валов
	1. Предварительный расчет валов …………………………… 11
	2. Подбор подшипников ……………………………………… 12
	3. Проверочный расчет валов ………………………………… 12
		1. Быстроходный вал ……………………………………… 13
		2. Промежуточный вал ……………………………………. 14
		3. Тихоходный вал ………………………………………… 15
	4. Утонченный расчет валов ………………………………….. 16
2. Конструирование опорных узлов
	1. Выбор и проверка работоспособности подшипников ……. 18
	2. Расчет штифтов ……………………………………………… 19
3. Расчет ошибок мертвого хода ………………………………………. 19
4. Инструкция по сборке ……………………………………………….. 20
5. Литература ……………………………………………………………. 21

Введение:

Редуктор - зубчатая ( в т.ч. червячная ) или гидравлическая передача, обычно закрытая, предназначенная для уменьшения угловых скоростей и соответственно увеличения вращающих моментов.

Редуктор двухступенчатый цилиндрический предназначен для понижения частоты вращения.

Исходные данные:

Tвых = 30 [ Н \*м ] - Крутящий момент на выходном валу.

nвых = 30 [ об / мин ] - Выходная частота вращения.

i = 26 - Передаточное число.

t = 5000 [ час ] - Рабочий ресурс.

1. Кинематический расчет:
	1. Передаточное число:

Распределяем общее передаточное число редуктора i = 26 между первой и второй ступенями:

= 6,24 стандарт - 6,3

= 3,846 стандарт - 4

= 25,2 - Общее передаточное число.

 - Отклонение

Частота вращения промежуточного вала:

= 120 [ об / мин ]

Частота вращения быстроходного вала:

= 756 [ об / мин ]

 1.2 Вращающие моменты на валах:

Крутящий момент на промежуточном вале:

= 1,227 [ Н\*м ] ; = 7,498 [ Н\*м ]

где - КПД привода равный произведению частных КПД: муфты, зубчатой передачи, пары подшипников.

1. Расчет зубчатой передачи.

2.1 Выбор металла и режима термообработки.

При необходимости получения сравнительно небольших габаритов и невысокой стоимости редуктора выбираем для изготовления колес и шестерен недорогую конструкционную легированнную сталь 40, с улучшением ТУ 14-1-314-72.

Можно также применять стали: 30X; 38X; 14X; 12X ГОСТ 5632-72.

Назначаем режим термообработки: для колес НВ=200 - улучшение; для шестерни НВ=200 - улучшение.

 2.2 Допускаемые напряжения.

В соответствии с рекомендациями [2] допускаемые конструкционные напряжения при расчете на выносливость опредиляются по формуле:

 (1)

где: - базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствует базовому числу циклов ; - контакт безопасности, в соответствии с рекомендациями и улучшениями принимают = 1,1; - коэффициент долговечности.

В соответствии с [3] при нормализации и улучшении при твердости поверхности зубьев базовый предел контактной выносливости определяется по следующей зависимости:

=2HB+30 (2)

где: НВ - твердость поверхностей зубьев.

В соответствии с [3] контакт долговечности , учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи определяется по зависимости:

 (3)

где: - базовое число циклов, определяющихся в зависимости от твердости металла;

 - фактическое число циклов нагружения.

В соответствии с [3] для режима с постоянной нагрузкой расчетное число циклов определяется по формуле:

 (4)

где: n - частота вращения того из колес, по металлу которого определяем допускаемое напряжение ( об / мин ).

 С - число зацепления зуба за 1 оборот колеса ( принимается: C=1 )

 T - число часов работы передачи за расчетный срок службы ( Т=5000 )

Для колес общих ступеней:

=430 МПа

Для шестеренок общих ступеней:

=470 МПа

Подставляя в формулу (4) числовые значения для n, C, T получаем:

 ( циклов )

 ( циклов )

В соответствии с [3] принимаем циклов.

Подставляем значение в формулу (3), получим:

Подставляя в формулу (1) полученные числовые значения имеем:

допускаемое рабочее напряжение для колес: =390 МПа

 для шестерен: =427 МПа

Допускаемое напряжение на изгиб:

где: - базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжения изгиба;

 - контакт безопасности. ( принимаем =1,7 );

 - контакт учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ( при одностороннем =1 );

 - контакт долговечности.

Для зубчатых колес с

 (6)

где: - базовое число циклов ( принимаем циклов);

 - эквивалентное число циклов ( при постоянном режиме нагрузки определяется по формуле (4));

Подставляя полученные значения в формулу (6) получим:

; ;

Для зубчатых колес с твердостью металла при нормализации и улучшении базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжения изгиба: ( МПа ) - определяется эмпирической зависимостью:

 для колес =260+НВ=460 МПа

 для шестерен =260+НВ=480 МПа

таким образом дополнительные рабочие напряжения на изгиб:

 для колес 270 МПа

 для шестерен 282 МПа

Примечание: редуктор должен прослужить положенный срок службы, так как оба коэффициента долговечности = 1.

 2.3 Расчет первой ступени:

2.3.1 Определение межосевого расстояния и параметров зубчатых колес первой ступени.

В соответствии с рекомендациями [3] межосевое расстояние определяется по формуле:

 (7)

где: = 490 М - для остальных прямозубых колес;

 - крутящий момент на валу зубчатого колеса;

 u - передаточное отношение ступени;

 = 0,1 - коэффициент ширины зубчатого колеса;

 - коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактное напряжение;

Примечание: величину межосевого расстояния по формуле (7) получаем в (мм).

В соответствиями с указаниями [3] принимаем = 1,04

Подставляя в формулу (7) полученные числовые значения: , u, , [], , получим: межосевое расстояние для первой ступени:

=47 мм

В соответствии с [3] величина диаметра делительной окружности шестерни определяется:

 (8)

где: - величина межосевого расстояния;

 u - передаточное число ступени;

Подставляя числовые значения в формулу (8) получаем: =12,87 мм

Величина окружной скорости в передаче определяется по формуле:

где: v - окружная скорость ( м / сек );

 - диаметр делительной окружности шестерни (м);

 n - частота вращения вала шестерни (м);

Примечание: в соответствии с рекомендациями [1] в случае 4 м/сек целесообразно использовать прямозубую передачу, в противном случае косозубую.

=0,54 используем прямозубую передачу.

Подбор модуля и числа зубьев:

В соответствии с рекомендациями [3] число зубьев шестерни выбираем =21.

Модуль 1 ступени определяется по формуле:

m= (10)

где: - диаметр делительной окружности шестерни (м);

 - число зубьев шестерни;

Подставляя значения в формулу (10) получим: m==0,612

Выбираем стандартный m=0,6

Диаметр зубчатого колеса:

 (11)

где: - межосевое расстояние (мм);

 - диаметр шестерни (мм);

Подставляя значения в формулу (11) получим: =81,13 мм

Число зубьев для колеса определяется по формуле: = 132

Полученные значения и являются минимальными допускаемыми размерами. Действительные размеры определяются как:

 (12)

 (13)

 (14)

Подставляя полученные числовые значения, получаем:

=12,6 мм

 мм

 мм

Толщина колеса рассчитывается по формуле:

 (16)

где: - межосевое расстояние (мм);

 - коэффициент ширины зубчатого колеса (=);

Толщина шестерни:

 (17)

Подставляя получим: мм (стандарт - 4,6)

 мм (стандарт - 6)

 2.4 Расчет второй ступени:

2.4.1 Определение межосевого расстояния и параметров зубчатых колес второй ступени.

В соответствиями с указаниями [1] принимаем = 490 М; = 1,01; = 0,1; =427 МПа; =30 [].

= 115 мм

= 46 мм

= 184 мм

По формуле (9) вычислим окружную скорость:

=0,2 м/с используем прямозубую передачу.

Выбираем =22, тогда:

=2,09 ( стандарт 2 мм );

=23 зуба

 мм

=92 зуба

 мм

=115 мм

Толщина колеса =11,5 мм

 шестерни =12,88 мм = 13 мм

* 1. Проверочный расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба.

В соответствии с указаниями [3] расчет проводим по формуле:

 (17)

где: - модуль, мм

 - коэффициент; для прямозубых передач = 14

 - крутящий момент на валу шестерни.

 - коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на изгибную прочность.

 - коэффициент относительной ширины зубчатого колеса.

 - число зубьев шестерни.

 - допустимое напряжение изгиба.

Примечание: при проведении расчета модуль полученный по формуле (17) должен быть меньше либо равен модулю полученному при расчете геометрических элементов колес.

Величину и определяем из графика рекомендации [3]:

Для 1 ступени =4,15; =1,25; =0,315;

Для 2 ступени =4,13; =1,2; =0,25;

=270 МПа

Подставляя величины в формулу (17) получим:

=0,53

=1,42

Модули удовлетворяют проверочному расчету.

Результаты проверочных расчетов зубчатых передач.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование параметров | 1 ступень | 2 ступень |
| шестерня | колесо | шестерня | колесо |
| материал зубчатого колеса | 40 X H | 40 X H | 40 X H | 40 X H |
| твердость НВ | 220 | 200 | 220 | 200 |
| передаточное число (i)  | 6,3 | 4 |
| межосевое расстояние, мм | 47 | 115 |
| модуль m, мм | 0,6 | 2 |
| число зубьев | 21 | 132 | 22 | 92 |
| дополнительные контактные напряжения , мм | 427 | 390 | 427 | 390 |
| дополнительные напряжения изгиба , мм | 282 | 270 | 282 | 270 |
| ширина, мм | 6 | 4,6 | 11,5 | 13 |

1. Расчет валов.
	1. Предварительный расчет валов.

Конструкция вала зависит от шипа и размеров расположенных на нем деталей и способа закрепления в окружном и осевом направлениях.

Диаметр валов определяем по расчету на прочность по формуле:

 (18)

где: T - крутящий момент на валу;

 - допустимое касательное напряжение;

Подставим данные для нахождения диаметра быстроходного вала:

=6,8 мм

=12,4 мм - промежуточный

=19,6 мм - выходной

Из конструктивных соображений выбираем: =7; =13; =20.

* 1. Подбор подшипников.

Подбор подшипников производим согласно данным [4] в зависимости от диаметров валов полученных в предварительном расчете. Технические характеристики подшипников приведенные в таблице соответствующие подшипникам сверхлегкой серии , серии шарик 1 \*\*, радиальных однополярных шарикоподшипников выбранных вследствие их дешевизны и прямозубого характера зацепления.

Технические характеристики подшипников.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | условное обозначение | внутренний диаметр | ширина | внешний диаметр |
| входной |  | 7 |  |  |
| промежуточный |  | 13 |  |  |
| выходной |  | 20 |  |  |

* 1. Проверочный расчет валов

Для проверочного расчета необходимо вычислить радиальную и окружную силы в зацеплении. Построим эпюры изгибающих моментов. Определим диаметры валов из условия прочности по изгибающим и крутящим моментам.

Окружная сила вычисляется по формуле:

 (20)

где: T - крутящий момент на одном валу.

 d - диаметр делительной окружности.

Радиальная сила вычисляется по формуле:

 (21)

где: - угол зацепления (=

Суммарный изгибающий момент и эквивалентный момент определяются соответственно по формулам:

 (22)

 (22)

Для выполнения условия прочности значение , (где - дополнительное напряжение) должно быть меньше рассчитанного нами ранее.

* + 1. Быстроходный вал.

Определяем по формуле (20)

 Н

 Н

 Н

Определяем по формуле (21) :

 Н

 Н

 Н

По формуле (22)

По формуле (23)

 мм

Взятое нами значение для диаметра быстроходного вала превосходит диаметр проверочного расчета т.е. условие точности выполняется.

* + 1. Промежуточный вал.

Определяем по формуле (20)

 Н

Н

 Н

 Н

Наибольший момент:

 Н

 Н

 Н

 Н

По формуле (22)

По формуле (23)

 мм

* + 1. Тихоходный вал.

Определяем по формуле (20)

 Н

Определяем по формуле (21) :

 Н

Из уравнения равновесия:

 Н

 Н

Для силы :

 Н

Н

По формуле (23)

 мм

* 1. Утонченный расчет валов.

Утонченный расчет валов позволяет учесть влияние концентрации напряжений и абсолютных размеров вала на его прочность.

Цель расчета - определение запаса прочности в наиболее опасных сечениях вала и сравнение их с дополнительными величинами. При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас усталостной прочности определяют по формуле (24) согласно рекомендациями [3]:

 (24)

где - запас усталостной прочности только по изгибу, определяемой:

 (25)

 - запас усталостной прочности по кручению определяемый:

 (26)

В формулах (25), (26), и - переменные составляющие циклов напряжений, а и - постоянные составляющие. При симметричном цикле для напряжений изгиба и пульсационном - для напряжения кручения, имеем:

;

 и - контакты корректирующие влияние постоянных составляющих цикла напряжений на усталостную прочность.

По рекомендациям [3] принимаем ; ; среднеуглеродистой сталей.

и - предел усталости определяем по приближенной формуле:

;

( для стали =700 МПа)

и - масштабный фактор и фактор качества поверхности (=1; =0,75 - для тонкого точения).

 и - эффективные коэффициенты концентрационных напряжений при изгибе и кручении. Определяется по формуле рекомендованной [1] (=1,9; =1,75).

Рассчитаем запас усталостной прочности для быстроходного вала.

=1017; =375; =0,75; =1;

=120; =140; ;

=1,9; =1; =1,75;

По формуле (26):

1,6

Подставляя полученные значения и в формулу (24) имеем:

Условие усталостной прочности выполнено.

Запас усталостной прочности для промежуточного вала.

=1426;

=115,6

Подставляя в формулы (25), (26), (24) получим:

Условие усталостной прочности выполнено.

Запас усталостной прочности для тихоходного вала.

=1083;

=1174,73

Подставляя в формулы (25), (26), (24) получим:

Запас усталостной прочности для промежуточного вала.

1. Конструирование опорных узлов редуктора
	1. Выбор и проверка работоспособности подшипников.

Для радиальных шариковых подшипников номинальная нагрузка и номинальный срок службы связаны формулой:

 (27)

где: L - номинальная долговечность ( об / мин )

 p - эквивалентная нагрузка ( кГс )

p=3,308

Номинальная долговечность:

 (28)

где: n - частота вращения ( об / мин )

 =5000 часов

Выбирая L и подставляя соответствующие частоты получим:

 ( об / мин )

 ( об / мин )

 ( об / мин )

Эквивалентную нагрузку находим по формуле:

 (29)

где: - температурный контакт ( =1 )

 - контакт безопасности ( при спокойной нагрузке =1 )

 x - контакт радиальной нагрузки ( для радиальных подшипников x=1 )

 V - контакт осевой нагрузки

 U - контакт вращения ( U=1 )

 и - радиальная и осевая нагрузка на подшипники.

Подшипники для 1-ого вала:

x =1; V =1; =9

Тогда номинальная диаметрические нагрузки по формуле (27):

 =50; =19,8; =10

4.2. Расчет штифтов

В редукторе для установки деталей будем использовать штифты. Диаметры штифтов определяются по формуле:

 (30)

где: - диаметр вала.

Согласно формуле (30) диаметр штифта на быстроходном валу =1,9 мм

 на промежуточном валу =2,48 мм

 на тихоходном валу =2,58 мм

5. Расчет ошибок мертвого хода.

Ошибка мертвого хода рассчитываем по формуле:

где: - ошибка в угле поворота ведомого колеса быстроходной ступени

 - ошибка в угле поворота тихоходной ступени

 (32)

 (33)

и выбираются по таблице.

Для 1-ой ступени точности и сопряжения вида имеем:

=63; =70

В итоге получим:



Окончательно:

1. Инструкция по сборке.
	1. На промежуточный вал насадить колесо и шестерни, закрепить штифтами.
	2. На тихоходный вал насадить колесо, закрепить так же.
	3. На быстроходный вал надеть шестерню и закрепить.
	4. Последовательно закрепить на плане промежуточный, тихоходный и быстроходный валы с подшипниками.

Литература:

1. Яковлев В. П. "Проектирование механического привода механических устройств"