Министерство образования и науки Российской Федерации

Магнитогорский государственный технический университет

им. Г.И. Носова

**Кафедра прикладной механики и деталей машин**

**Курсовой проект по дисциплине "Детали машин"**

**"Привод люлечного элеватора"**

**Исходные данные**

Тяговая сила цепи F, кН – 2,8

Скорость тяговой цепи V, м/с – 1,2

Шаг тяговой цепи р, мм – 80

Число зубьев звездочки – 9

Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ, % - 6

Срок службы привода Lr, лет – 5.

**1. Выбор электродвигателя. Кинематический расчет привода**

Определим потребляемую мощность привода (мощность на выходе):

Вт.



Определим общий КПД привода:

η = η1· η2· η3· η4,

η1 = ηпер = 0,95;

η2 = ηред = ηпер· ηподш2 = 0,98·0,982 = 0,96;

η3 = ηсоед.муфт = 0,98;

η4 = ηподш.опор = 0,992 = 0,98;

η = 0,95·0,96·0,98·0,98 = 0,88.

Требуемая мощность электродвигателя:

Вт.



Определим угловую скорость вала люлечного элеватора:

рад/с;



мм.



Определим частоту вращения приводного вала рабочей машины (число оборотов на выходе):

об/мин.



Общее передаточное число привода:



Частота вращения вала электродвигателя (число оборотов на входе):

об/мин.



Выбираем электродвигатель АИР 112МВ6/950 ТУ 16-525564-84 с мощностью 4кВт и синхронной частотой вращения 1000 об/мин.

Номинальная частота вращения: об/мин.



рад/с.



Определяем фактическое передаточное число привода:

.



Поскольку по условию задачи не заданы передаточные числа, то по ГОСТ2185–86 принимаем:

Uред = 2,5,

Uпер = .



**Определим частоту вращения и угловую скорость валов редуктора**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вал А | n1 = nдв = 949 об/мин | рад/с |
| Вал В | об/мин | рад/с |
| Вал С | об/мин | рад/с |

Определим вращающие моменты на валах привода:

Н·мм;



Т1 = Тдв

Н·мм.



**2. Расчет зубчатых колес редуктора**

Принимаем для шестерни марку стали Ст45,улучшение; для зубчатого колеса Ст45, улучшение, термообработка.

НВср = 0,5(НВ1 +НВ2)

НВср = 0,5(235 + 262) = 248,5 – зубчатое колесо,

НВср = 0,5(269 + 302) = 285,5 – шестерня.

Определяем допускаемое контактное напряжение колеса:

МПа;



Шестерни:

582 МПа;



Допускаемое контактное напряжение:

МПа.



Определим межосевое расстояние редуктора из условия контактной выносливости поверхностей зубьев:

мм.



Определяем нормальный модуль зацепления:

мм,



мм.



Примем предварительно угол наклона зубьев β = 100 и определим количество зубьев шестерни и зубчатого колеса:

, тогда



.



Уточненное значение угла наклона зубьев:

,



β = 90.

Основные размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительные:

мм;



мм.



Проверка:

мм.



Диаметры вершин зубьев:

мм,



мм.



Ширина колеса:

мм,



Ширина шестерни:

мм.



Определим коэффициент ширины шестерни по диаметру:

.



Диаметры впадин:

мм,



мм.



Окружная скорость колес и степень точности передачи:

м/с – 9 степень точности.



Коэффициент нагрузки:

.



Проверка контактных напряжений:

МПа.



МПа < ,



Условие прочности по контактным напряжениям выполняется, материал зубчатых колес подобран верно.

Определяем силы, действующие в зацеплении:

Окружная сила:

Н.



Радиальная сила:

Н.



Осевая сила:

Н.



Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:



, , .



У шестерни

,



У колеса



,



Определим допускаемое напряжение:

= МПа,



, ,



.



Находим отношение для колеса:



<



**3. Предварительный расчет валов редуктора. Выбор подшипников**

Ведущий вал:

Диаметр выходного конца

мм,



мм.



Для ведущего вала выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники № 306 средней серии по ГОСТ 8338–75:

d = 30 мм;

D = 72 мм;

В = 19 мм;

r = 2 мм;

С = 28,1 кН;

С0 = 14,6 кН.

Ведомый вал:

Диаметр выходного конца вала

мм,



мм.



Для ведомого вала выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники № 308 средней серии по ГОСТ 8338–75:

d = 40 мм;

D = 90 мм;

В = 23 мм;

r = 2,5 мм;

С = 41 кН;

С0 = 22,4 кН.

**4. Конструктивные размеры шестерни и колеса**

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Ее размеры определены выше:

d1 = 57 мм, da1 = 59 мм, b1 = 45 мм.

Колесо кованое: d2 = 143мм, da2 = 145,5мм, b2 = 40мм.

Диаметр ступицы: dст = 1,6 dk2 = 1,6 · 45 = 72 мм,

Длина ступицы: lст = (1,2 ÷ 1,5)dк2 = 63 мм,

Толщина обода: мм,



Толщина диска С = 0,3b2 = 0,3 · 40 = 12 мм.

**5. Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Толщина стенок корпуса и крышки:

мм, принимаем мм.



мм, принимаем мм.



Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

мм;



мм.



Верхний пояс корпуса и пояс крышки:

мм, принимаем р = 15 мм.



Диаметр болтов:

Фундаментальных - - принимаем болты с резьбой М16;



Крепящих крышку к корпусу у подшипников - - принимаем болты с резьбой М8;



Соединяющих крышку с корпусом - - принимаем болты с резьбой М10.



**6. Расчет цепной передачи**

Т3 = Т2 = 166,1·103 Нм

Uц = 3,8

- ведущая звездочка.



- ведомая звездочка.



Принимаем

Z3 = 23, Z4 = 89.

Тогда фактическое

Uц =



Расчетный коэффициент нагрузки:

,



n3 = 99,89 об/мин, Р = 24 МПа.

Шаг однорядной цепи:

мм.



.



м/с.



Окружная сила:

Н.



Проверяем давление в шарнире:

МПа.



МПа.



Определим число звеньев цепи:

.



Определим диаметры делительных окружностей звездочек:

мм,



мм.



Определим диаметры наружных окружностей звездочек:

мм,



мм.



Силы, действующие на цепь:

Окружная Ftц = 2344 Н,

От центробежных сил

Н,



От провисания

Н.



Расчетная нагрузка на валы:

Н.



Проверим коэффициент запаса прочности цепи:

.



Это больше, чем нормативный коэффициент запаса =7,5. Условие S> выполнено.



Размеры ведущей звездочки:

Ступица звездочки - мм,



мм.



Толщина диска звездочки - мм.



Размеры ведомой звездочки:

dст = 1,6·25 = 40 мм,

lст = 38 мм.

**7. Первый этап компоновки редуктора**

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

а) мм;



б) мм – зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса;



в) расстояние между наружными кольцами подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса мм.



Габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников dп1 = 30 мм и dп2 = 40 мм.

Смазка подшипников:

Принимаем для подшипников пластичный смазочный материал.

Мазеудерживающие кольца – их ширину определяет размер y = 8÷12 мм.

Расстояние на ведущем валу l1 = 49 мм,

Расстояние на ведомом валу l2 = 51 мм.

Примем окончательно l1 = l2 = 51 мм.

Глубина гнезда подшипника lГ = 1,5В; для подшипника № 308 В = 23 мм, lГ = 1,5 · 23 = 34,5 мм.

Толщина фланца Δ = d0 = 12 мм.

Высота головки болта 0,7 d0 = 0,7·12 = 8,4 мм.

Устанавливаем зазор между головкой болта и торцом соединительного пальца цепи в 10 мм. Длину пальца l примем на 5 мм больше шага t. Таким образом, l = t + 5 = 16 + 5 = 21 мм.

**8. Проверка долговечности подшипника**

Ведущий вал:

Ft = 2653 H; Fr = 978 H; Fa = 420 H.

Реакции опор:

В плоскости XZ:

,



В плоскости YZ:

,



Проверка:



Суммарные реакции:



Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1.

Намечаем радиальные шариковые подшипники № 306:

d = 30 мм;

D = 72 мм;

В = 19 мм;

r = 2 мм;

С = 28,1 кН;

С0 = 14,6 кН.

Эквивалентная нагрузка:



где Pr1 = 1452 H – радиальная нагрузка; осевая нагрузка Pa = Fa = 420 H; V = 1 (вращается внутреннее кольцо), коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров Kδ = 1, KT = 1.

Отношение , этой величине соответствует e = 0,22.



Отношение > e, x = 0,56, y = 1,99.



Расчетная долговечность, млн.об:

;



Расчетная долговечность, ч:

ч.



Ведомый вал:

Несет такие же нагрузки, как и ведущий вал.

Ft = 2653 H; Fr = 978 H; Fa = 420 H, FB = 2362 Н.

Составляющие этой нагрузки:

Н.



Реакции опор:

В плоскости XZ –

Н,



Н.



Проверка:



В плоскости YZ –

Н,



Н.



Проверка:



Суммарные реакции:

Н,



Н.



Выбираем подшипники по более нагруженной опоре 4.

Шариковые радиальные подшипники № 308 средней серии:

d = 40 мм;

D = 90 мм;

В = 23 мм;

r = 2,5 мм;

С = 41 кН;

С0 = 22,4 кН.

Отношение , этой величине соответствует .



Отношение >



Н.



Расчетная долговечность, млн.об:



Расчетная долговечность, ч:

ч.



**9. Второй этап компоновки редуктора**

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

**10. Проверка прочности шпоночных соединений**

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок – по ГОСТ 23360–78.

Материал шпонок – Ст45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности:

.



Ведущий вал:

<



(материал полумуфт МУВП – чугун марки СЧ20).

Ведомый вал:

<.



**11. Уточненный расчет валов**

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по пульсирующему.

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



Будем проводить 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. Ст45, термическая обработка – улучшение.

da1 = 59,4 мм, σВ = 780 МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

МПа.



Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

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:

,



где амплитуда и среднее напряжение от нулевого цикла:

.



При d = 25мм, b = 8мм, t1 = 4 мм:



принимаем .



ГОСТ 16168–78 указывает на то, чтобы конструкция редукторов предусматривала возможность восприятия радиальной консольной нагрузки, приложенной в середине посадочной части вала. Величина этой нагрузки для одноступенчатых зубчатых редукторов на быстроходном валу должна быть 2,5 при 25·103 < ТБ < 250·103 Нм.



Приняв у ведущего вала длину посадочной части под муфту, равной длине полумуфт l = 50мм (муфта УВП для валов диаметром 30 мм), получили изгибающий момент в сечении А-А от консольной нагрузки Нмм.



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

.



Результирующий коэффициент запаса прочности:



получился близким к коэффициенту запаса . 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. 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 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 – Ст45 нормализованная, МПа.



Пределы выносливости МПа и МПа.



Сечение А-А:

Диаметр вала в этом сечении 45 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:



Крутящий момент Т2 = 166,1·103 Н·мм.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости:

Н·мм.



Изгибающий момент в вертикальной плоскости:

Н·мм.



Суммарный изгибающий момент в сечении А-А:

Н·мм.



Момент сопротивления кручению (d = 45мм, b = 14мм, t1 = 5,5мм):



Момент сопротивления изгибу:



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:



Амплитуда нормальных напряжений изгиба:



Среднее напряжение



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А:



Сечение К-К:

Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом



Принимаем



Изгибающий момент: Нмм.



Осевой момент сопротивления:

мм3.



Амплитуда нормальных напряжений:

МПа,



Полярный момент сопротивления:

мм2.



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

МПа.



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения К-К:



Сечение Л-Л:

Концентрация напряжений обусловлена переходом от 40 мм к 35 мм при



Внутренние силовые факторы те же, что и для сечения К-К.

Осевой момент сопротивления сечения:

мм3.



Амплитуда нормальных напряжений МПа.



Полярный момент сопротивления:

мм3.



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

МПа.



Коэффициент запаса прочности:

.



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Л-Л:



Сечение Б-Б:

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.



Изгибающий момент (положение X1 = 50мм):

Нмм.



Момент сопротивления сечения нетто при b = 10мм, t1 = 5 мм:

мм3.



Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

МПа.



Момент сопротивления кручению сечения нетто:

мм3.



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

МПа.



Коэффициент запаса прочности:

,



.



Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения Б-Б:



**Сведем результаты проверки в таблицу**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечения | А-А | К-К | Л-Л | Б-Б |
| Коэффициент запаса S | 10,5 | 3,8 | 2,9 | 2,55 |

**12. 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 определяем из расчета 0,25 дм3 масла на 1кВт передаваемой мощности: V = 0,25·3,818 = 0,95 дм3.

При контактных напряжениях и скорости V = 1,2 м/с выбираем масло индустриальное И 30 А по ГОСТ 20799–75.



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

**Список литературы**

1. "Курсовое проектирование деталей машин" – Чернавский С.А. – М.: Машиностроение,1988.
2. "Руководство по курсовому проектированию деталей машин" – Блинов В.С – Магнитогорск, МГТУ, 2003.