**Расчет и проектирование червячного редуктора**

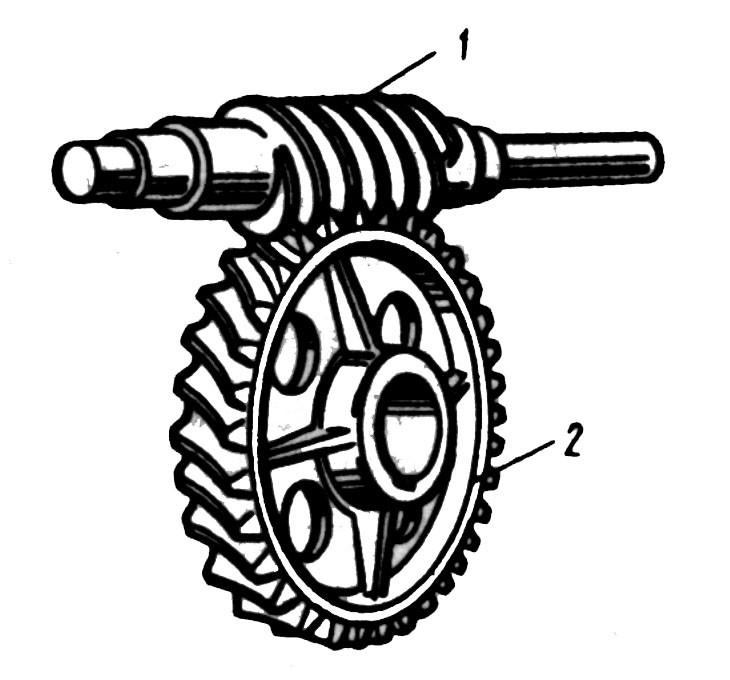
Курсовой проект по дисциплине «Детали машин»

Работу выполнил: студент 4 курса МТФ ФТО (ОЗО) Иванов И.И.

Шуйский государственный педагогический университет

г. Шуя 2006 год

**Введение.**



Червячной передачей называется механизм, служащий для преобразования вращательного движения между валами со скрещивающимися осями. Обычно червячная передача состоит из червяка 1 и сопряженного с ним червячного колеса 2. Угол скрещивания осей обычно равен 90°; неортогональные передачи встречаются редко. Червячные передачи относятся к передачам с зацеплением, в которых движение осуществляется по принципу винтовой пары. Поэтому червячные передачи относят к категории зубчато-винтовых.

Обычно ведущее звено червячной передачи — червяк, но существуют механизмы, в которых ведущим звеном является червячное колесо.

Достоинства червячных передач: компактность конструкции и возможность получения больших передаточных чисел в одноступенчатой передаче (до U = 300 и более); высокая кинематическая точность и повышенная плавность работы; малая интенсивность шума и виброактивности; возможность обеспечения самоторможения.

Недостатки червячных передач: значительное геометрическое скольжение в зацеплении и связанные с этим трение, повышенный износ, склонность к заеданию, нагрев передачи и сравнительно низкий КПД (от η = 0,5 до 0,95); необходимость применения для ответственных передач дорогостоящих и дефицитных антифрикционных цветных металлов. Указанные недостатки ограничивают мощность червячных передач (обычно до 60 кВт).

Червячные передачи находят широкое применение, например, в металлорежущих станках, подъемно-транспортном оборудовании, транспортных машинах, а также в приборостроении.

Разработать рабочие чертежи деталей редуктора - основания корпуса, червяка и червячного колеса.



1 – электродвигатель, 2 – упругая муфта, 3– червячный редуктор, 4 – цепная передача, 5 – ведущий барабан конвейера.

Исходные данные: Ррм =14кВт. – мощность на валу рабочей машины.

10\*/=10 => 3= (1/c) –угловая скорость вращения барабана.



Предварительный расчет привода.

Выбор двигателя.

Дополнительно примем: нагрузка постоянная, нереверсивная, технический ресурс передачи Lh =20000 ч.

Определим общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

η обш= η ч \* ηп \* η м\* η ц , где

η ч = 0,83 – КПД червячной передачи (среднее значение), [№1, табл 1.1]

η п = 0,99 – КПД подшипников качения ( 2 пары), [№1, табл 1.1]

η м = 0,99 – КПД муфты, [№2, с.346 ]

η ц = 0,98 – КПД цепной передачи. [№1, табл 1.1]

η = 0,83 \* 0,992 \* 0,99 \* 0,98 = 0,7892412066

Определим требуемую мощность двигателя:

Рдв = Ррм / η [№2 с.113]

Рдв = 14 / 0,7892412066 = 17,73855683526кВт.=17,74кВт.

Выбираем тип двигателя [№5, табл. 22.4, стр.38], с учетом Р ном ≥ Рдв , Рном = 22 кВт.

Двигатель асинхронный короткозамкнутый трехфазный общепромышленного применения, закрытый, обдуваемый, степень защиты IP54, типа 5A200L8, с частотой вращения 750 об/мин,

n ном. = 735 об/ мин. [№2 с.113]



Определение передаточного числа привода и его ступеней.

Частота вращения выходного вала редуктора:

3= (1/c) (по условию) – частота вращения рабочего вала машины, тогда



Общее передаточное число привода:

U = nном1/nрм = 735/30 =24,5

Примем Uч=20, тогда Uц=24,5/20=1,225.

По рекомендации $9 [№2, c.201] принимаем число заходов червяка Z1=2

Определение силовых и кинематических параметров привода.

Из имеющихся данных:

Ррм =14кВт; Рдв =17,74кВт; 3= (1/c);



Находим вращающий момент Т по формулам:

T=P/ или Т2=Т1\*U\* η [№2, c.113]



Для 1-ого вала: T1= Рдв /, где Рдв – расчетная мощность двигателя, Вт.



T1=18000/76,93= 233,98(Н\*м)

Для 2-ого вала: Т2=Т1\*Uч\* ηред, где ηред - КПД редуктора

ηред=0,83\* 0,992 =0,813

Т2=233,98\*20\*0,813= 3804,52(Н\*м)

2=1 / Uч=76.93/20= 3,8465 (1/c);



Для 3-ого вала (транспортера):

Т3=Т2\* Uч\* η ц=3804,52\*1,225\*0,9=4194,48(Н\*м)

3=2 / Uч =3,8465/1,225=3,14(1/c)-соответствует заданному.



В результате предварительных расчетов получили:

T1= 233,98(Н\*м), 1=76,93(1/c);



Т2=3804,52(Н\*м), 2=3,8465 (1/c);



Т3=4194,48(Н\*м), 3=3,14(1/c)



Расчет червячной передачи.

Число зубьев червячного колеса Z2 = U\*Z1 [№4 ф.1.1, с.8]

Z2 = 2\*20 =40

Марка материала червячного колеса зависит от скорости скольжения.

В первом приближении оцениваем скорость скольжения:

Us=[№2 с.211]



Us=



По рекомендации [№2 $9.7 и т.9.4] примем для червячного колеса алюминиевую бронзу БрАЖ9 – 4 (отливка в песок).

Для червяка принимаем сталь 45х, закаленную до твердости Н=45HRCэ, с последующим шлифованием рабочих поверхностей витков.

По таблице 8.6 [№3] находим допускаемое контактное напряжение

[σ н ]=140МПа и вычисляем предварительное межосевое расстояние, приняв коэффициент нагрузки К=1 (нагрузка постоянная):

а= [№3 с.185]



а==0,3532(м)=353,2(мм)



Определяем модуль зацепления:

m=2a/(q\*Z2) [№3 с.185]

где q – коэффициент диаметра червяка

q=Z2/4 [№3 с.192]

q=40/4=10 – соответствует стандартному значению [№3 таб.8.2]

m=2\*353,2/(10+40)=14,128(мм)

По ГОСТу 2144-66 [№1 с.83] ближайшее стандартное значение m=14,

тогда уточненное межосевое расстояние:

a=0,5\*m\*(q+Z2) [№3 с.179]

а=0,5\*14\*(10+40)=350(мм)

Т.к. рассчитываемый редуктор не предназначен для серийного производства и по рекомендации [№1 с.88] оставляем окончательное межосевое расстояние = 350мм.

Определим делительный угол подъема линии витка:

tgy=Z1/q [№3 с.177]

tgy=2/10=0,2

тогда



Т.к. делительный диаметр червяка:

d1 =m\*q [№3 с.177]

d1 =14\*10=140(мм)=0,14(м), то скорость скольжения в зацеплении

[№3 с.193]



- что близко к расчетному значению.



По рекомендации [№6 стр.97] назначаем для передачи 8-ю степень точности.

Проверим КПД передачи, приняв по табл.8.3 [№3 с.181] приведенный угол трения для безоловянной бронзы:

.



Тогда [№3 с.183]



что достаточно близко к предварительно принятому значению.



Проверим прочность зубьев колеса на изгиб.

Определяем эквивалентное число зубьев колеса:

[№3 с.186]



=42,5



По табл.8.4 [№3 с.186] находим коэффициент формы зуба



По табл.8.7 [№3 с.192] находим допускаемое напряжение изгиба при нереверсивном нагружении и базе испытаний



[]=78МПа



Определяем заданное число циклов нагружений [№3 с.190] колеса при частоте вращения



Вычислим коэффициент долговечности

[№3 с.190]



- условие выполняется.



Тогда допускаемое напряжение изгиба:

- [№3 с.191]



(МПа)



Проверим напряжение изгиба

- [№3 с185]

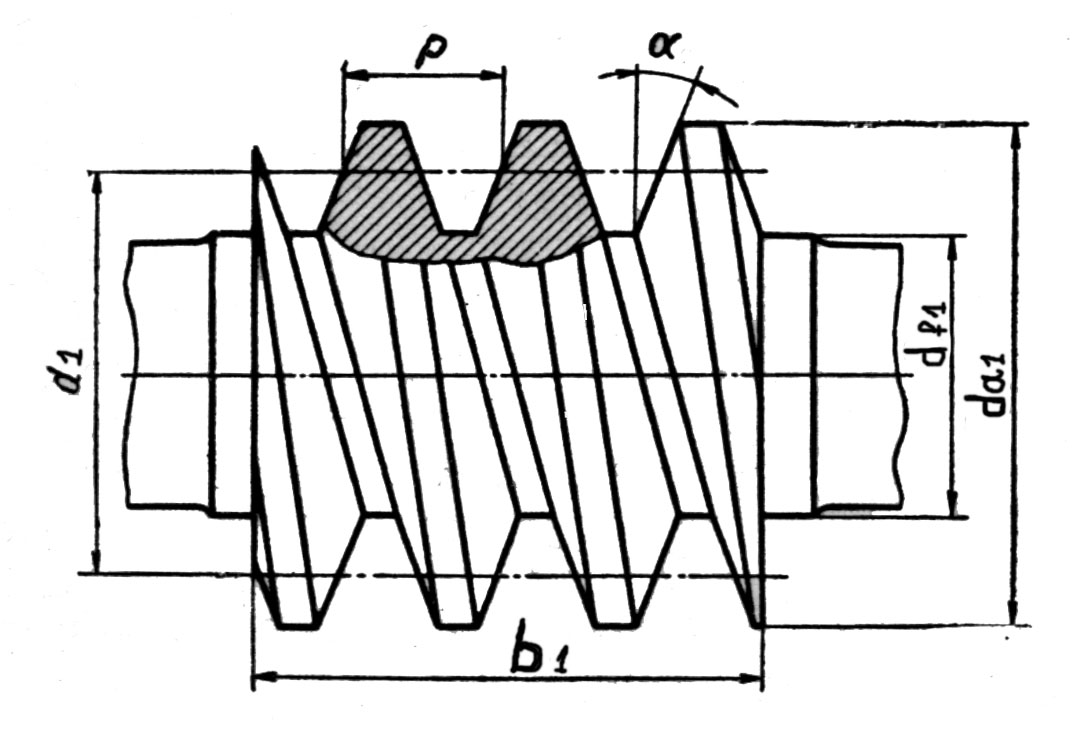


Т.к. =7,72(МПа) << =51,22(МПа) – прочность колеса обеспечена.



Определим другие основные размеры червяка и червячного колеса.

а) Червяк:



Диаметр внешних витков: [№3 с.178]

(мм.)



Диаметр впадин: [№3 с.178]



(мм.)



Длина нарезанной части червяка (при числе заходов Z1=2):

(№3 с.178)

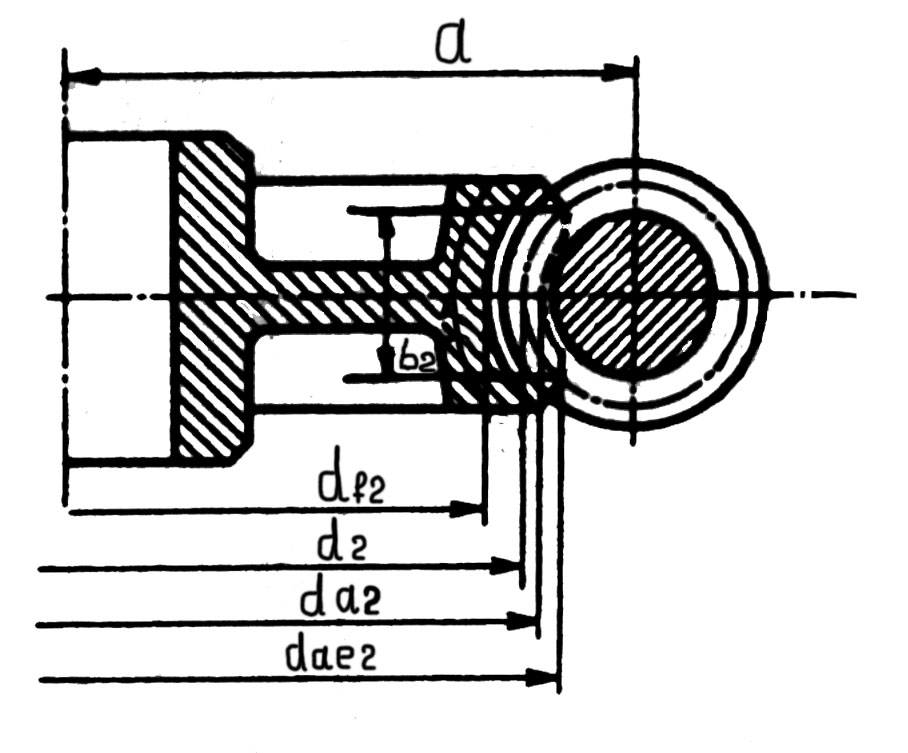


(мм.)



Т.к. червяк шлифованный принимаем b1=187,6+35=222,6(мм.) [№3 с.178]

b) Червячное колесо:



Делительный диаметр [№3 с.178]



(мм.)



Диаметр вершин зубьев в среднем сечении:

[№3 с.178]



(мм.)



Диаметр впадин в среднем сечении:

[№3 с.178]



(мм.)



Наибольший диаметр червячного колеса:

[№3 с.178]



(мм.)



Ширина венца:

[№3 с.179]



(мм.)



Окончательно проверим зубья колеса на контактную усталость по условию:

[№3 с185] (т.е значение должно лежать в интервале 126…147(МПа) )



и формуле:

(№3 с.185)



(Па)=141,3(Мпа)



Т.к. - прочность зубьев на контактную усталость обеспечена.

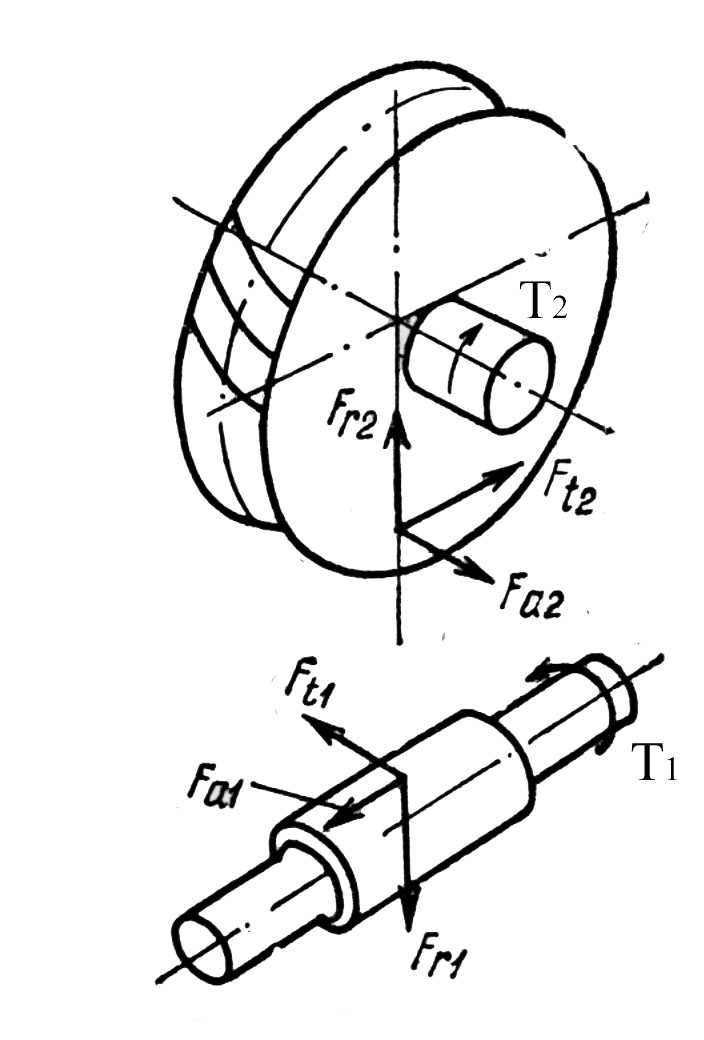


По рекомендации [№1 с.251] выполним червячное колесо составным. Венец и центр литые: венец – бронза, центр – чугун СЧ15-32.

Соединение венца с центром осуществляется отливкой венца в литейную форму, в которой заранее установлен чугунный центр колеса.

Силы, действующие в зацеплении червячной передачи.

Fа – осевая сила, Ft – окружная сила, Fr – радиальная сила, Т1 – вращающий момент на червяке, Т2 – вращающий момент на червячном колесе.



Окружная сила на червяке (Ft1) , численно равная осевой силе на червячном колесе (Fa2):

(№3 с.182)



(Н)



Осевая сила на червяке(Fa1), численно равная окружной силе на червячном колесе(Ft2):

(№3 с182)



(Н)



Радиальная сила(Fr), раздвигающая червяк и червячное колесо:

[№3 182] , где a – угол профиля витка червяка в осевом сечении: [№3 с.178]



(Н)



Проверка червяка на прочность и жесткость.

При проверочном расчете тело червяка рассматривают как цилиндрический брус круглого сечения, лежащий на двух опорах и работающий на изгиб и кручение:



Где: Fа – осевая сила, Ft – окружная сила, Fr – радиальная сила, Т1 – вращающий момент, – расстояние между опорами, по рекомендации [№3 с.187] принимаем = (0,8…1,0)d2 , тогда =560мм.



[№3 с.187]



(Нм)



[№3 с.187] (Нм)



[№3 с.187] (Нм)



Из эпюр изгибающих моментов видно, что опасным будет сечение в середине пролета, и что результирующий изгибающий момент в этом сечении равен:

[№3 с.186]



(Нм)



Максимальные напряжения изгиба:

[№3 с186] (Па) = 10,53 МПа



Максимальные напряжения кручения:

[№3 с.186] (Па) =1,03(МПа)



Условие прочности:

[№3 с186], где = 45…60(МПа) – допускаемое напряжение изгиба для стального червяка [№3 с.186]



(МПа)



Т.к. =45…60 (МПа) >=10,68(МПа) – условие выполняется.



Максимальный изгиб (стрела прогиба): [№3 с.187],



где - равнодействующая окружной и радиальной силы [№3 с.187],



(Н)



- осевой момент инерции червяка [№3 с.187]



(Н\*мм)



Е – модуль продольной упругости материала червяка, для стали 45х, закаленной до твердости Н=45HRCэ (МПа) [№1 с.87].



(мм)



Условие жесткости червяка:

[№4 ф. 1.56]



(мм)



Т.к. - условие выполняется.



Предварительный расчет валов.

а) Тихоходный вал.

По рекомендации $12.2 [№3 с.225], для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимаем для расчета значительно пониженные значения допустимых напряжений кручения. Т.о. диаметр вала определится из условия прочности:

[№4 с.53 ф.3.22], где Т – крутящий момент на валу,



- допускаемое напряжение на кручение.



По рекомендации [№3 с.225] принимаем материал выходного вала редуктора сталь 45, тогда

(МПа) [№4 с.53]



Полученное значение округляем до ближайшего стандартного значения из ряда Rа40 [№3 с.226] , тогда

(мм) – диаметр вала в месте посадки подшипника,



(мм) - диаметр вала в месте посадки шестерни,



(мм) - диаметр вала в месте посадки звездочки.



Определим длину ступицы:

[№4 с.53]



(мм),



принимаем (мм)



По рекомендации [№4 с.53] предварительно принимаем длину выходного конца тихоходного вала

(мм),



расстояние между точками приложения реакции подшипников тихоходного вала

(мм).



Выполним упрощенный проверочный расчет(рекомендации [№3 с.229]) по формулам:

[№3 с.228]



[№3 с.228]



[№3 с.227]



[№3 с.228]



Из предыдущих расчетов имеем:

окружная сила – (H)



осевая сила – (H)



радиальная сила – (H)



Т2=3804,52 (Н\*м)

a1=а2=120 (мм)

d2=560(мм)

(Н\*м)



(Н\*м)



(Н\*м)



Приняв по табл.12.1 [№3 с.229] допускаемое напряжение (МПа)



Т.к. в вместе посадки шестерни на валу будет шпоночный паз то увеличив расчетный диаметр на 10% , в результате получим dp=95(мм).

Сравнивая расчетный диаметр вала с принятым:

видим, что сопротивление усталости вала обеспечено со значительным запасом.



б) Определим размеры быстроходного вала (червяка).

Из предыдущих расчетов имеем:

расстояние между центрами приложения реакции опор подшипников



диаметр впадин



Для увеличения прочности вала примем, что червяк изготовлен как одно целое валом [№3 с.232].

Т.о. ,



диаметр вала вместе посадки подшипников



По рекомендации [№4 с.54] принимаем диаметр выходного вала червяка равным 0,8…1,2 диаметра вала электродвигателя [№5, табл. 22.4, стр.38], т.е.



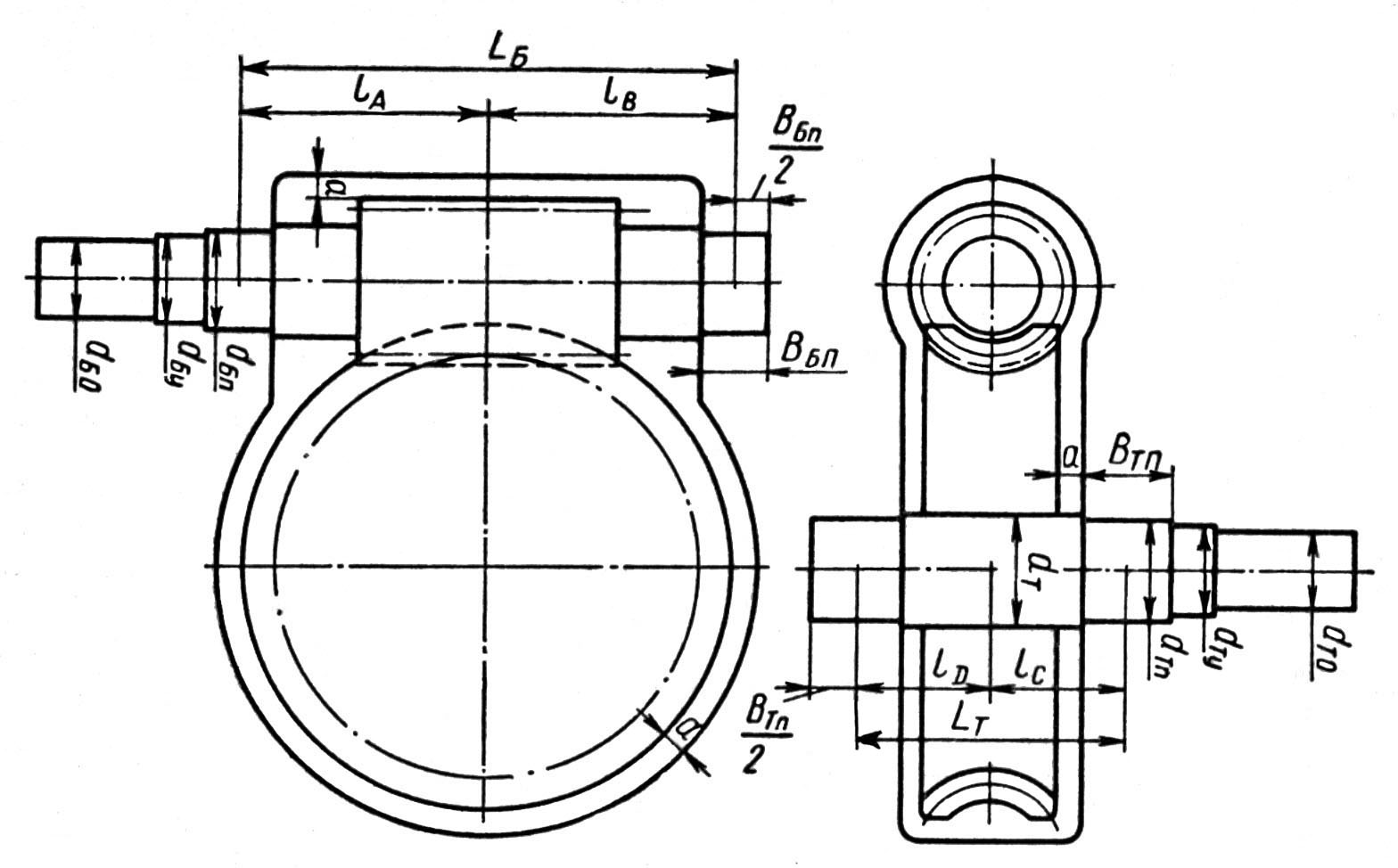
Длину выходного вала примем .



По табл. 9.2 [№2 с.203] назначаем 8 – ю степень точности.

Эскизная компоновка и предварительные размеры.

После определения размеров основных деталей выполним эскизную компоновку редуктора. Червяк и червячное колесо располагаем симметрично относительно опор и определяем соответствующие длины.



; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; ; .



По рекомендации [№1 с.380] :

1) принимаем диаметр вала под уплотнения для подшипников:

быстроходного - ; тихоходного - ;



2) зазор между колесом (и другими деталями) и корпусом:

[№1 с.380] , принимаем



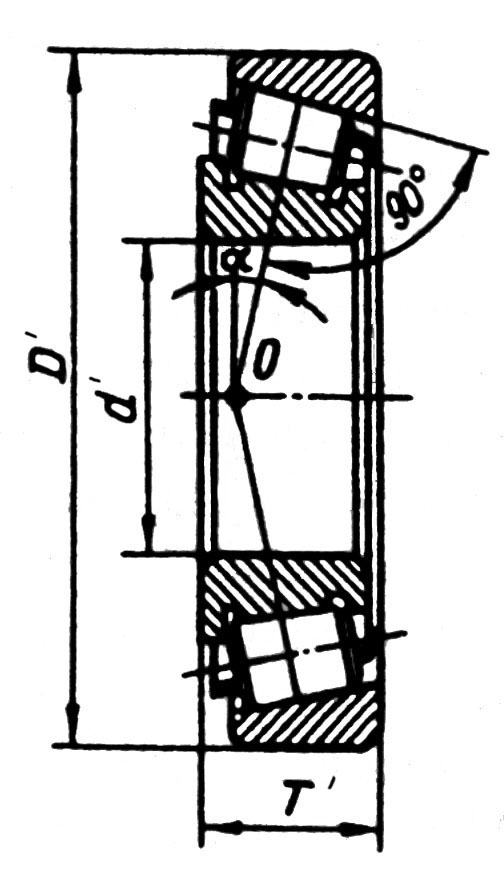
3) ширину подшипников предварительно принимаем равной их диаметру [№1 с.380], т.е. и .



Подбор подшипников.

Для вала червячного колеса предварительно примем роликовый конический подшипник легкой серии 7219 ГОСТ333 – 71 с размерами:

; ; ; ; ; ; [№4 табл.5.34], рабочая температура



Из предыдущих расчетов имеем:

(H), (H), (H), , , .



По рекомендации $13.4 [№3 с.246] проверку подшипников только по динамической грузоподъемности, по условию , где - требуемая величина грузоподъёмности; - динамическая грузоподъемность подшипника (из таблицы).



[№3 с.246], где Р – эквивалентная динамическая нагрузка: [№3 с.247].



Определим коэффициент [№2 т.16.5].



При коэффициенте вращения V=1 [№2 прим. к ф.16.29] получим



Из табл.16.5 [№2 с.335] находим коэффициенты радиальной и осевой нагрузок: ;



По рекомендации к формуле 16,29 [№2 с.335]:

коэффициент безопасности (умеренные толчки);



температурный коэффициент (до ).



Тогда (Н)



Т.к. - обеспечен значительный запас прочности подшипниковых узлов вала червячного колеса.



Для вала червяка предварительно примем роликовый конический подшипник легкой серии 7220 ГОСТ333 – 71 с размерами:

; ; ; ; ; ; [№4 табл.5.34], рабочая температура



Из предыдущих расчетов имеем:

(H), (H), (H), , , .



По рекомендации $13.4 [№3 с.246] проверку подшипников только по динамической грузоподъемности, по условию , где - требуемая величина грузоподъёмности; - динамическая грузоподъемность подшипника (из таблицы).



[№3 с.246], где Р – эквивалентная динамическая нагрузка: [№3 с.247].



Определим коэффициент [№2 т.16.5].



При коэффициенте вращения V=1 [№2 прим. к ф.16.29] получим



Из табл.16.5 [№2 с.335] находим коэффициенты радиальной и осевой нагрузок: ;



По рекомендации к формуле 16,29 [№2 с.335]:

коэффициент безопасности (умеренные толчки);



температурный коэффициент (до ).



Тогда (Н)



Т.к. - обеспечен значительный запас прочности подшипниковых узлов вала червяка.

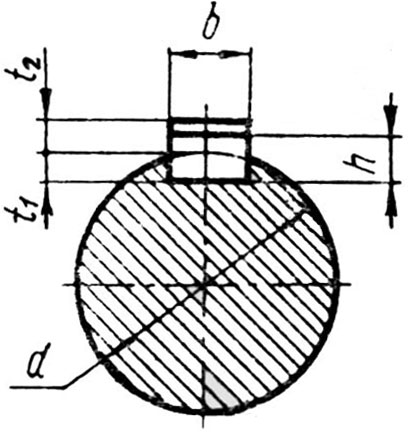


Подбор шпонок и проверочный расчет

шпоночного соединения.

Для выходного конца быстроходного вала d1вых =70(мм), передающего вращающий момент Т1=246,98(Н\*м).

По табл. 4.1 [№4 с.78] выбираем призматическую шпонку со скругленными концами (исполнение А):



b=20(мм) – ширина шпонки,

h=12(мм) – высота шпонки,

t1=7,5(мм) – глубина паза на валу,

t2=4,9(мм) – глубина паза на муфте.

Радиус закругления пазов 0,3<r<0,5(мм) (интерполяция)

Учитывая длину вала и предполагаемую длину ступицы муфты = 130(мм), принимаем по СТ СЭВ 189 – 75 [№4 с.78] длину шпонки (мм).



Расчетная длина шпонки [№3 с.55]



(мм)



Принимая материал шпонки сталь 45 с пределом текучести [№3 с.57], а допускаемый коэффициент запаса прочности [s]=2,3 (нагрузка постоянная нереверсивная) [№3 с.56],



определим допускаемое напряжение [№3 с.57],



(МПа)



Проверим соединение на смятие:

[№3 с.56],



(МПа).



Т.к. [№3 с.55] – прочность шпоночного соединения обеспечена.



Напряжение среза [№3 с.55], где - площадь среза шпонки:



(МПа)



Т.к. [№3 с.57] – прочность шпоночного соединения обеспечена.



Для вала под ступицу червячного колеса d2ш =100 (мм), передающего вращающий момент Т2=3804,52(Н\*м), (мм).



По табл. 4.1 [№4 с.78] выбираем призматическую шпонку со скругленными концами (исполнение А):

b=28(мм); h=16(мм); t1=10(мм); t2=6,4(мм); 0,4<r<0,6(мм); (мм);



(мм)



(МПа).



Т.к. – условие выполняется.



(МПа)



Т.к. – прочность шпоночного соединения обеспечена.



Для выходного конца тихоходного вала d2ЗВ =90 (мм), передающего вращающий момент Т2=3804,52(Н\*м).

Учитывая длину вала и предполагаемую длину ступицы ведущей звездочки = 130(мм): шпонка призматическая со скрученными концами, исполнение А:

b=25(мм); h=14(мм); t1=9(мм); t2=5,4(мм); 0,4<r<0,6(мм); (мм);



(мм)



(МПа).



Т.к. – условие выполняется.



(МПа)



Т.к. – прочность шпоночного соединения обеспечена.



Конструирование корпуса. Выбор арматуры. Компоновка редуктора.

1. Для удобства сборки редуктора корпус выполняем разъемным; плоскость разъема совмещена со средней плоскостью колеса. Корпус и крышка литые из серого чугуна СЧ 15-32. При несущих корпусе и крышке корпуса толщины их стенок одинаковые. Расчетная толщина стенки

[№1 с.384]



(мм)



Принимаем (мм)



2. Диаметр фундаментных болтов

[№1 с.384]



(мм)



Принимаем (мм)



Для уменьшения габаритов и веса редуктора крышку и корпус соединяем шпильками, ввернутыми в корпус. Диаметры шпилек:

у подшипников

[№1 с.384]



(мм)



для соединения крышки с корпусом

[№1 с.384]



(мм)



Крышки подшипников при диаметрах гнезд 180 и 170 мм прикреплены каждая шестью болтами диаметром (мм)[№4 с.167].



Для снятия крышки корпуса предусмотрен отжимной болт.

Болты, шпильки и установочные штифты располагаем так, чтобы между ними (или соответствующими отверстиями для них) и ближайшей свободной поверхностью или отверстием оставалось тело толщиной не менее

[№1 с.384] где — диаметр соответствующей детали;



оси этих деталей должны располагаться на расстояниях [№1 с.384] от ближайшего отверстия или поверхности. Кроме того, должна быть обеспечена возможность поворота гаечного ключа.



(мм)



(мм)



(мм)



(мм)



(мм)



(мм)



(мм)



(мм)



3. В принятой схеме редуктора подшипники червячного колеса и червяка находятся в верхнем положении.

При такой конструкции редуктора подшипники смазываются консистентной смазкой через пресс-масленки, а так же масляным туманом, образующимся в процессе работы [№6 с.348].

4. При небольших габаритах редуктора для контроля уровня масла применен жезловой маслоуказатель, ввернутый в стенку корпуса.

5. Компоновку и недостающие размеры рассчитываем по рекомендациям [№1 с.261].

Компоновка узла червячного колеса.

1. Определяем все конструктивные размеры зубчатого венца и ступицы колеса и наносим их на чертеж по рекомендации [№1 с.261].

2. Вычерчиваем подшипники вала колеса.

3. Определяем размеры подшипниковых гнезд, крышек подшипников, уплотнений и наносим эти детали на чертеж.

4. Определяем толщину поясов, высоту бобышек для шпилек и проводим наружный контур корпуса.

Форму и размеры основания корпуса определяем конструктивно в зависимости от положения редуктора и способа его крепления к фундаменту.

Компоновка узла червячного вала.

1. Размещаем подшипники в соответствии с выбранным расстоянием между ними.

2. Определяем размеры гнезд под подшипники, крышек подшипников и уплотнений и все эти детали наносим на чертеж.

3. Обводим внутренний контур корпуса.

4. Проводим наружный контур корпуса на проекции.

Смазка зацепления и подшипников.

1. Зацепление смазывается окунанием червячного колеса в масляную ванну. Глубина окунания – 1/3 радиуса колеса [№6 с.349]. При скорости скольжения (м/сек) по табл. 11.10 [№1 с.275] рекомендуемая вязкость масла (сст) (интерполяция).



По табл. 11.11 [№1 с.275]выбираем масло автотракторное АК - 15

2. Смазка подшипников - консистентная и масляным туманом, образующимся в процессе работы [№6 с.348]. Для конических роликоподшипников при рабочей температуре < 110° С по табл. 11.11[№1 с.277] выбираем смазку ЦИАТИМ-201.

Тепловой расчет редуктора.

Получив предварительно размеры корпуса, производим тепловой расчет редуктора. Для увеличения поверхности охлаждения корпус редуктора сделан ребристым. При данной конструкции корпуса обеспечивается достаточно хорошая циркуляция воздуха и можно принять коэффициент теплопередачи [№1 с.386]. Площадь поверхности ребер Fр Общая площадь поверхности охлаждения редуктора F' = F + 0,5\* Fр[№1 с.387]. Площадь поверхности редуктора (без учета днища) F. Тогда F'=3,1+0,5\*0,5=3,35(кв.м). При температуре окружающей среды , температура масла:



[№1 с.386]



- что допустимо.



Посадки основных деталей.

1. Согласно табл. 11.13 [№1 с.279] выбираем легкопрессовую посадку червячного колеса на вал



2. При вращающихся валах и неподвижном корпусе, в соответствии с табл. 9.7 и 9.8 [№1 с.206-207], выбираем посадки подшипников: на валы — напряженную подшипниковую (Нп), в корпус — скользящую подшипниковую (Сп).

Список использованной литературы.

1. Г.М. Ицкович и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: «Машиностроение», -1970г.

2. М.Н.Иванов и др. Детали машин. – М.: Высшая школа,- 1991г.

3. А.А.Эрдели, Н.А.Эрдели. Детали машин. – М.: Высшая школа,- 2002г.

4. А.В. Кузьмин и др. Курсовое проектирование деталей машин. – Мн.: «Вышэйшая школа»,-1982г.

5. Владимирский электромоторный завод: технический каталог - 2003г.,www.vemp.ru

6. В.Н. Кудрявцев и др. Курсовое проектирование деталей машин. – Ленинград.: «Машиностроение», - 1984г.