

**ОПД.Ф.02.04 ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА
РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ №2 ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)**

ЗАДАНИЕ

Рассчитать и спроектировать привод лебедки для монтажа линии электропередач, включающий электродвигатель, муфты, редуктор (зубчатый или червячный), передачу (цепную или ременную) и тянущий барабан.

Исходные данные:

Схема №		
H	кВ	
$V_{\text{б}}$	м/с	
$D_{\text{б}}$	м	
i		
i_n		

Схема привода

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненных в виде отдельного агрегата и служит для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать помимо редуктора открытые зубчатые передачи, цепные или ременные.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором помещены механические передачи, валы, подшипники и т.д.

Редуктор проектируют либо для привода определённой машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения.

Редукторы классифицируются по следующим основным признакам:

- типу передачи (зубчатая, червячная и т.д.);
- числу ступеней (одно-, двухступенчатые и т.д.);
- типу зубчатых колес (цилиндрические, конические и т.д.);
- относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальное, вертикальное);
- особенность кинематической схемы.

1. РАСЧЁТ ВОЗДУШНОЙ ЛИНИИ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ

Определяем тянущие усилие лебедки.

По условию задания, учитывая, что $H =$ (кВ) выбираем тип провода [1, табл. 4П, с. 32].

По отношению $\frac{A}{C} =$ определяем допустимое напряжение для материала провода $[\sigma] =$ (дано) = (МПа) по [1, табл. 4П, с. 34].

Принимаем $[\sigma] =$ (МПа).

Из условия прочности провода на растяжения определяем тянущее усилие (P):

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq kF[\sigma],$$

где $k = 0,7$ – коэффициент снижения допустимого напряжения; F – площадь поперечного сечения провода, мм^2 .

$$F = A + C =$$

Тогда

$$P \leq kF[\sigma] \leq$$

Принимаем $P =$.

По условию задания диаметр барабана $D_{\text{б}} =$ (м), линейная скорость движения провода $V_{\text{б}} =$ (м/с).

Исходя из этих данных определяем мощность на выходном валу привода, $N_{\text{вых}}$ (Вт):

$$N_{\text{вых}} = PV_{\text{б}} =$$

Определяем угловую скорость вращения барабана лебёдки, $\omega_{\text{вых}}$ (рад/с).

Известно, что $V = \omega r = \omega \frac{D_{\text{б}}}{2}$, тогда

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{2V_{\text{б}}}{D_{\text{б}}} =$$

Частота вращения выходного вала привода ($n_{\text{вых}}$, об/мин) определяется, учитывая, что $\omega = \frac{\pi n}{30}$, тогда

$$n_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вых}} \cdot 30}{\pi} =$$

Принимаем $n_{\text{вых}} =$.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

2.1. ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Определяем общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i i_{\text{п}} =$$

По условию задания $i_{\text{п}}$ – передаточное отношение передачи (цепной или ремённой),

$$i_{\text{п}} = ;$$

i – передаточное отношение редуктора,

$$i =$$

Известно, что $i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}$, тогда требуемая частота вращения вала электродвигателя ($n_{\text{вх}}$, об/мин):

$$n_{\text{вх}} = i_{\text{общ}} n_{\text{вых}} =$$

Определяем общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{пк}}^n$$

$\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи; $\eta_{\text{п}} =$; n – число пар подшипников.

η – КПД пары; $\eta =$

$\eta_{\text{пк}}$ – КПД одной пары подшипников качения, $\eta_{\text{пк}} = 0,99$.

Известно $\eta_{\text{общ}} = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}$, тогда требуемая мощность электродвигателя

$$N_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \quad (\text{кВт}).$$

Подбираем электродвигатель

$$N_{\text{дв}} = \quad ; \quad n_{\text{дв}} =$$

2.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

Уточняем передаточное отношение привода:

$$i'_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}$$

Уточняем передаточное отношение передачи, принимая передаточное отношение редуктора i , тогда

$$i'_{\text{п}} = \frac{i'_{\text{общ}}}{i} =$$

Определяем частоту вращения каждого вала привода.

Вторая ступень (передача):

Ведомый вал: $n_2 = n_{\text{вых}} =$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} =$$

Ведущий вал: $n_1 = n_2 i' =$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} =$$

Первая ступень:

Ведомый вал: $n_{2n} = n_1 =$

Ведущий вал: $n_{1n} = n_1 i'_n =$

2.3. СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

Определяем вращающие моменты на каждом вале привода.

Вторая ступень:

Ведомый вал: $M_2 = M_{\text{вых}} = 9,55 \frac{N_{\text{вых}}}{n_{\text{вых}}} =$

Ведущий вал: $M_1 = \frac{M_2}{i \eta \eta_{\text{ПК}}} =$

Первая ступень:

Ведомый вал: $M_{2n} = M_1 =$

Ведущий вал: $M_{1n} = \frac{M_{2n}}{i'_n \eta_{\text{П}}} =$

3. РАСЧЁТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

В процессе работы червячной передачи осуществляется скольжение витков червяка по зубьям колеса. Поэтому для предупреждения заедания применяют специальные антифрикционные пары – червяк из стали, венец червячного колеса из бронзы или антифрикционного чугуна. Выбираем для материала червяка – сталь 45, HRC \geq 45. Венец червячного колеса изготовлен из бронзы АЖН-10-4-4.

Определяем скорость скольжения в зацеплении:

$$V_s = 5 \cdot 10^{-3} \omega \sqrt[3]{M_1} \text{ (м/с); } V_s =$$

Учитывая, что $V_s' =$ м/с, принимаем допускаемое контактное напряжение для материала венца колеса $\sigma_{\text{НР}} =$ Н/мм² (табл. 1П).

Допускаемое напряжение на изгиб при длительном и постоянном режиме работы ($t = 36\,000$ ч)

$$\sigma_{\text{НР}} = , [2, \text{ табл. 8.2, с. 74}].$$

3.2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ

Учитывая передаточное отношение редуктора $i =$, принимаем число заходов червяка $z_1 =$, тогда число зубьев червячного колеса

$$z_2 = iz_1 = \quad , \text{ (табл. 2П).}$$

В проектном расчёте коэффициент диаметра червяка q принимают:
 $q = 0,25z_2 =$

Вращающий момент на валу червячного колеса $M_2 =$ (Н·м).

Из условия контактной прочности определяем межосевое расстояние передачи:

$$a = (z_2 + q) \sqrt{\frac{3,4 \cdot 10^7 M_2}{[\sigma_{HP} z_2] q}}, \text{ мм, [2, с. 76]}$$

$$a =$$

Определяем расчётный модуль зацепления (m , мм):

$$m = \frac{2a}{z_2 + q}.$$

Принимаем модуль, коэффициент диаметра червяка по ГОСТ 2144–76 (табл. 3П) из стандартного ряда: $m =$, $q =$.

Определяем коэффициент смещения инструмента для получения стандартного значения межосевого расстояния:

$$x = \frac{a}{m} - 0,5(q + z_2) =$$

3.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ

Определяем геометрические параметры передачи и сводим в табл. 1.

1. Геометрический расчёт передачи (см. рис. 1)

Наименование параметра	Червяк		Колесо	
	формула	значение, мм	формула	значение, мм
Делительный диаметр	$d_1 = m(q + 2x)$		$d_2 = mz_2$	
Диаметр впадин	$d_{f_1} = d_1 - 2,4m$		$d_{f_2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$	
Диаметр вершин	$d_{a_1} = d_1 + 2m$		$d_{a_2} = m(z_2 + 2 + 2x)$	

Уточняем межосевые расстояния при стандартных значениях m и q :

$$a = \frac{m(q + z_2)}{2} =$$

Уточняем межосевое расстояние $a \frac{d_1 + d_2}{2} =$, что соответствует стандартному значению (табл. 4П).

Длина нарезной части шлифованного червяка b_1 (табл. 5П):

z_1	x	c_1	c_2	k

$$b_1 = (c_1 + c_2 z_2) m + k \text{ (мм)}; \quad b_1 =$$

Принимаем $b_1 =$

Ширина венца червячного колеса $b_2 \leq 0,67d_{\alpha 1}$; $b_2 \leq$

Принимаем $b_2 =$

Наибольший диаметр колеса при $z_1 =$

(табл. 6П):

$$d_{\alpha M_2} \leq d_{\alpha 2} + m; \quad d_{\alpha M_2} \leq$$

Принимаем $d_{\alpha M_2} =$

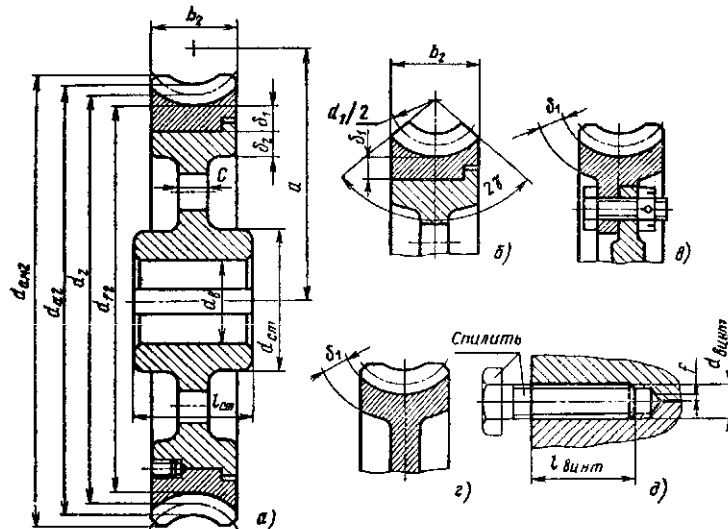


Рис. 1. Червячные колёса:

a и b – с напрессованным венцом; $в$ – с привёрнутом венцом; $г$ – цельнолитое;

$д$ – с фиксацией напрессованного венца винтом; $C = 0,25$; $\delta_1 = \delta_2 = 2m$;

$d_{ст} = (1,6 \dots 1,8) d_в$; $l_{ст} = (1,2 \dots 1,7) d_в$; $d_{винт} = (1,2 \dots 1,4) m$; $l_{винт} = (0,3 \dots 0,4) b_2$; $f \approx 0,2d_{винт}$

$$C = \quad ; \quad \delta_1 = \delta_2 = \quad ; \quad d_{ст} = \quad ;$$

$$l_{ст} = \quad ; \quad d_{винт} = \quad ; \quad l_{винт} = \quad .$$

3.4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Уточняем скорость скольжения в зацеплении

$$v'_s = \frac{m n_1}{19 \cdot 100} \sqrt{z_1^2 + q^2}, \text{ м/с}; \quad v'_s =$$

$$v'_s = \frac{mn_1}{19 \cdot 100} \sqrt{z_1^2 + q^2}, \text{ м/с}; \quad v'_s =$$

где n_1 (об/мин) – частота вращения вала червяка, $n_1 =$

Уточняем допустимое контактное напряжение (табл. 1П). При

$$v'_s = \quad \text{м/с}, \quad \sigma_{HP} = \quad \text{МПа.}$$

Уточняем КПД передачи η'

$$\eta' = \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} =$$

γ – делительный угол подъёма витка червяка, учитывая что $z_1 =$ и $q =$ определяем по (табл. 7П); ρ – приведённый угол трения;

$\rho = \arctg(f) =$; f – коэффициент трения скольжения.

Определяем по (табл. 8П) при

$$v'_s = \quad ; \quad f = \quad ; \quad \rho =$$

Уточняем момент на валу червяка:

$$M_1 = \frac{M_2}{i\eta'\eta''_{nk}} =$$

Принимаем $M_1 =$

Определяем усилия в зацеплении, используя табл. 2.

Окружная сила червяка F'_t равна и противоположна по направлению осевой силе на колесе F_{α_2} :

$$F_t = F_{\alpha_2} = \frac{2M_1}{d_1} =$$

Окружная сила на колесе F_{t_2} равна и противоположна по направлению осевой силе червяка F_{α_1} :

$$F_{t_2} = F_{\alpha_1} = \frac{2M_2}{d_2} =$$

Радиальная сила равна по величине и противоположна по направлению:

$$F_r = F_{r_2} = F_{t_2} \text{tg}\alpha =$$

$\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зуба в осевом сечении червяка.

3.4.1. Расчёт на контактную выносливость зубьев червячного колеса

Определяем действующие контактные напряжения:

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{F_{t2} k_H}{d_1 d_2 k_\delta}}$$

2. Усилия в червячном зацеплении

Исполнение червяка	Направление вращения		Векторы сил в червячной передаче	
	червяка	колеса		
Правый	По часовой стрелке (эскиз а) Против часовой стрелки (эскиз б)	По часовой стрелке (эскиз а)		
		Против часовой стрелки (эскиз б)	По часовой стрелке (эскиз а)	
Левый	По часовой стрелке (эскиз в) Против часовой стрелки (эскиз з)	Против часовой стрелки (эскиз в)		
		По часовой стрелке (эскиз з)	Против часовой стрелки (эскиз в)	

Примечание. Сплошными линиями показаны силы, действующие на червяк, пунктирными — на колесо.

$z_M = 380 \text{ МПа}^{1/2}$ — коэффициент, зависящий от контактирующих материалов червячной пары (сталь-бронза); k_H — коэффициент нагрузки:

$$k_H = k_v k_\beta =$$

k_β — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца; $k_\beta = 1$ (при постоянной нагрузке) по [2, с. 82]; k_v — коэффициент динамической нагрузки.

Назначаем 8-ю степень точности изготовления червячной пары. Тогда при

$$V'_s = \quad ; \quad k_v = \quad \text{(табл. 9П).}$$

k_δ — коэффициент, учитывающий условный угол обхвата червяка колесом и угол подъема линии витков червяка:

$$k_\delta = \frac{\delta}{85 \cos \gamma} =$$

Условный угол обхвата

$$\delta = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{\alpha_1} - 0,5m} \right) =$$

Условие контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колеса выполнено, так как $\sigma_H < \sigma_{HP}$, т.е.

3.4.2. Расчёт зубьев колеса на выносливость при изгибе

Определяем напряжение изгиба в зацеплении:

$$\sigma_F = \gamma_F F_{t2} \frac{k_F}{(k_s q m^2)} =$$

$k_F = k_H$ – коэффициент нагрузки; $k_F =$; γ_F – коэффициент учитывающий форму и повышенную прочность зуба колеса по [2, табл. 8.6, с. 77].

Число зубьев эквивалентного колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} =$$

При $z_v =$ коэффициент формы зуба $\gamma_F =$ (табл. 10П). Прочность зубьев на изгиб обеспечена, так как $\sigma_F < \sigma_{FP}$, т.е.

4. РАСЧЁТ ВАЛОВ

4.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ВАЛОВ

Валы изготавливают из конструкционных сталей улучшенных и нормализованных.

Примем, что валы изготовлены из стали 45, механические характеристики которой приведены в табл. 3.

3. Механические характеристики стали 45

Марка стали	Твердость НВ	МПа					
		$\sigma_{вп}$	σ_T	τ_T	τ_{-1}	σ_{-1}	Ψ_σ
Сталь 45	200	360	280	150	150	250	0,1

В том случае, если ведущее звено передачи выполняется за одно целое с валом, то требования к материалу вала предъявляются исходя из требований, предъявляемых к материалу ведущего звена (вал-шестерня, червяк).

4.2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ И ШПОНОК

Ведомый вал. Вращающий момент на валу $M_2 =$

Из условия прочности на кручение определяем диаметр выходного конца вала при $[\tau] = 10 \dots 40$ (МПа). Принимаем $[\tau] =$

$$\tau^{\max} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} \leq [\tau],$$

$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ – полярный момент сопротивления сечения вала.

Отсюда

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\text{кр}}}{\pi[\tau]}}; \quad d \geq$$

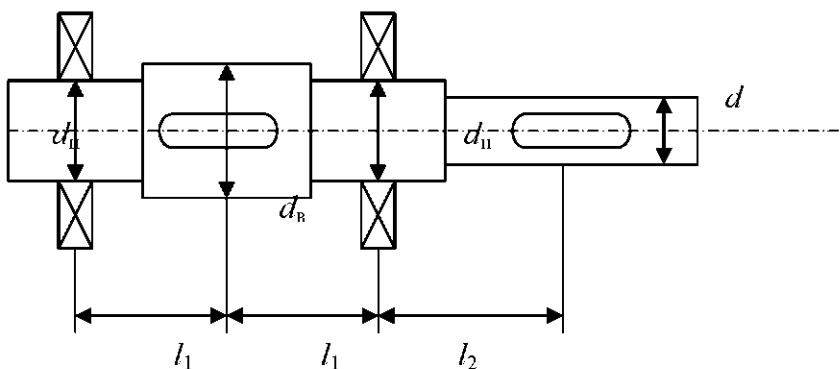
Принимаем ближайшее значение из стандартного ряда $d =$
Диаметр вала в сечении посадки подшипников

$$d_{\text{п}} = d + 5 \dots 10 \text{ (мм)}; \quad d_{\text{п}} =$$

Диаметр вала в сечении посадки колеса

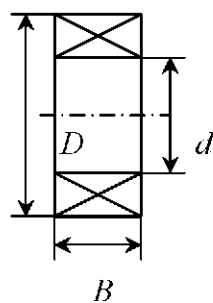
$$d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + 5 \dots 10 \text{ мм}; \quad d_{\text{в}} =$$

Разрабатываем эскиз вала:



Подбор подшипников.

Учитывая, что вал воспринимает радиальные и осевые нагрузки, выбираем подшипники.



Подбираем подшипник.

№ подшипника	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>e</i>	<i>y</i>
	мм			кН		

Подбор шпонок.

Для соединения валов с деталями, передающими вращение, применяют главным образом призматические шпонки, изготавливаемые из стали 45, стали СТ6.

Выбираем призматическую шпонку (× ×), (табл. 11П).

Длину шпонки выбираем таким образом, чтобы она была несколько меньше длины ступицы (не менее 5...10 мм).

Ведущий вал. Вращающий момент на валу $M_1 =$

Диаметр выходного конца вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_1}{\pi[\tau]}}, \quad d \geq$$

Принимаем ближайшее значение из стандартного ряда $d =$. (В том случае, если ведущий вал редуктора соединяется муфтой с валом электродвигателя, то диаметр выходного конца редуктора принимается равным диаметру выходного конца вала электродвигателя.)

Диаметр вала в сечении посадки подшипников:

$$d_{\text{п}} = d + 5 \dots 10 \text{ (мм)}; \quad d_{\text{п}} =$$

Подбираем подшипник.

№ подшипника	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>e</i>	<i>y</i>
	мм			кН		

Подбор шпонки:

Выбираем призматическую шпонку (× ×) ГОСТ 23360–78.

4.3. СОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЁТНОЙ СХЕМЫ ВЕДОМОГО ВАЛА РЕДУКТОРА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ

Расстояние между опорами $l = 2l_1$, определяемое из условия

$$l_1 = \frac{l_{\text{ст}}}{2} + 10 + \frac{B}{2} + 15;$$

$$l_1 =$$

Принимаем $l_1 =$; $l_{\text{ст}}$ – длина ступицы;

$$l_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,8) d_{\text{в}} =$$

B – ширина подшипника; l_2 – расстояние от середины подшипника до середины шпоночного паза выходного конца вала.

$$l_2 = 1,7d, \quad l_2 =$$

Принимаем $l_2 =$

Консольное усилие Q на валу:

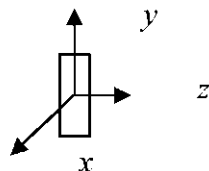
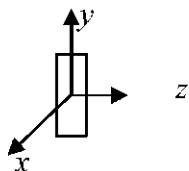
$$Q = k\sqrt{M_2},$$

$k = 125$ – для цилиндрического редуктора; $k = 250$ – для червячного редуктора.

Для составления расчётной схемы вал представляем в виде балки на двух опорах (шарнирно-подвижная и шарнирно-неподвижная).

Все силы приводим к оси вала.

Колесо



$$M_2 = F_{t_2} \frac{d_2}{2} =$$

$$m_{\alpha_2} = F_{\alpha_2} \frac{d_2}{2} =$$

1. Определяем реакции опор в плоскости YOZ (вертикальная плоскость):

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_C = 0$$

Проверка: $\sum F = 0$

$$R_A^y \pm F_{t_2} \pm R_C^y \pm Q = 0$$

1.1. Составляем уравнение изгибающего момента M_x :

2. Определяем реакции опор в плоскости XOZ (горизонтальная плоскость). Поскольку окружное усилие F_{t_2} действует на вал симметрично относительно опор, реакции определяются:

$$R_A^X = R_C^X = \frac{F_{t_2}}{2} = \quad (H).$$

2.1. Составляем уравнение изгибающего момента M_y :

3. Составляем уравнение крутящего момента M_z :

4.4. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР КРУТЯЩИХ И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ

4.4.1. Вертикальная плоскость YOZ

4.4.2. Горизонтальная плоскость XOZ

4.4.3. Эпюра крутящего момента M_z

4.5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВЕДОМОГО ВАЛА

4.5.1. Проверочный расчёт вала на статическую прочность

Расчёт ведем в опасном сечении, где возникает максимальный изгибающий момент.
Опасное сечение _____, так как $M_{\bar{y}} > M_{\bar{x}}$

M_x	M_y	M_z

Максимальное напряжение в опасном сечении

$$\sigma^{\max} = \frac{M_p^{\max}}{W_{oc}}.$$

Максимальный расчетный момент в опасном сечении

$$M_p^{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \quad (\text{Н}\cdot\text{м}),$$

W_{oc} – осевой момент сопротивления в опасном сечении

$$W_{oc} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (\text{мм}^3).$$

Принимаем $\sigma^{\max} =$ (МПа).

Запас статической прочности

$$n = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\max}} =$$

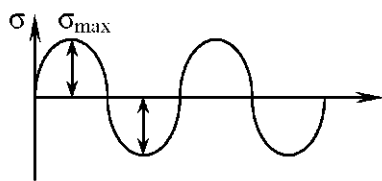
Статическая прочность вала обеспечена, так как $n > [n]$, $[n] = 1,5 \dots 3$ – требуемый запас прочности.

4.5.2. Проверочный расчёт вала на усталостную прочность

Расчёт ведем в сечении, где концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза (сечение ___).

Принимаем, что нормальные напряжения меняются по симметричному циклу, а касательные – по пульсирующему.

Симметричный цикл:



$$\begin{aligned} \sigma_a &= \sigma_{\text{изг}}; \\ \sigma_m &= 0; \\ \sigma_{\max} &= \sigma_{\min} = \sigma_{\text{изг}}. \end{aligned}$$

Амплитуда цикла

$$\sigma_a = \sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{oc}} =$$

Среднее напряжение $\sigma_m = 0$.

Изгибающий момент в опасном сечении

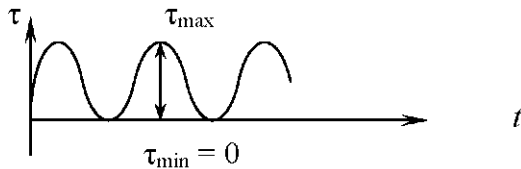
$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} =$$

W_{oc} – осевой момент сопротивления опасного сечения вала, мм^3 :

$$W_{oc} = \frac{\pi d_b^3}{32} - \frac{bt_1(d_b - t_1)^2}{2d_b} =$$

$$\sigma_a = \sigma_{изг} =$$

Пульсирующий цикл:



$$\tau_{max} = \frac{M_z}{W_{кр}}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_z}{2W_{кр}} =$$

$W_{кр}$ – момент сопротивления сечения вала при кручении

$$W_{кр} = \frac{\pi d_b^3}{16} - \frac{bt_1(d_b - t_1)^2}{2d_b} =$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a} =$$

σ_{-1} , τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба и кручении, соответственно; σ_a , τ_a – амплитуда цикла; σ_m , τ_m – среднее напряжение; k_σ , k_τ – эффективный коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений по (табл. 12П); β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности, $\beta = 0,9$ по [3, с. 165]; ε_σ , ε_τ – масштабный фактор для нормальных и касательных напряжений по (табл. 13П).

Принимаем:

σ_{-1}	τ_{-1}	σ_v	τ_v	σ_m	τ_m	k_σ	k_τ	ε_σ	ε_τ	ψ_τ	ψ_σ	β
МПа												

Материал вала – сталь 45, термообработка – улучшение.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} =$$

Общий запас усталостной прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} =$$

Условие усталостной прочности вала обеспечено, если $n > [n]$, т.е. $[n] \geq 2,5$ – требуемый запас прочности вала.

5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ВЕДОМОГО ВАЛА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬ

Радиальные нагрузки подшипников:

Опора A :

$$P_{r1} = \sqrt{(R_A^X)^2 + (R_A^T)^2} =$$

Опора C :

$$P_{r2} = \sqrt{(R_C^X)^2 + (R_C^T)^2} =$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников:

$$S_1 = 0,83eP_{r1} =$$

$$S_2 = 0,83eP_{r2} =$$

$$S_2 - S_1 =$$

$$F_{a2} =$$

Осевые нагрузки подшипников определяются по табл. 14П:

$$P_{a1} =$$

$$P_{a2} =$$

Определяем отношение $\frac{P_\alpha}{P_r}$ и сравниваем с коэффициентом e . Осевые силы учитываются

в том случае, если $\frac{P_\alpha}{P_r} > e$.

$$\frac{P_{a1}}{P_{r1}} =$$

$$\frac{P_{a2}}{P_{r2}} =$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{экв}} = (xT_s + yP_a)k_\sigma k_T =$$

x, y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, соответственно; $k_\sigma = 1,3$ – коэффициент безопасности; $k_T = 1$ – температурный коэффициент; $V = 1$ – коэффициент, учитывающий вращение колец (вращается внутреннее кольцо).

Опора A :

$$P_3$$

Опора C :

$$P_3$$

Более нагружена опора _____, для которой и ведем расчёт.
Расчётная долговечность

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^{3,33} = \text{_____}, \text{ млн. об.}$$

Расчётная долговечность

$$L_n = \frac{L10^6}{60n} = \text{_____}, \text{ ч.}$$

n – частота вращения вала колеса; $n = \text{_____}$.

Подшипники подобрали верно, если его расчётная долговечность превышает срок службы редуктора ($t = 36\,000$ ч).

6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОК ВЕДОМОГО ВАЛА

Шпонки призматические со скругленными торцами: размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТ СЭВ 189–75 (рис. 2).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

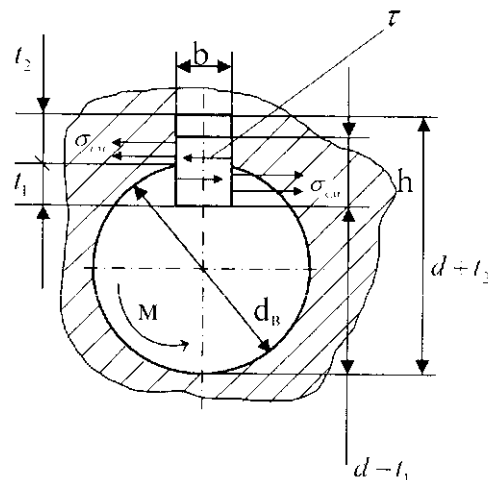


Рис. 2. Распределение напряжений в шпоночном соединении

Определяем напряжение смятия в шпоночном соединении:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} = \frac{2M_2}{d_b(h-z_1)l_p}$$

Окружное усилие в соединении

$$P = \frac{2M_2}{d_b} =$$

M_2 – вращающий момент на валу, $M_2 =$;

F – площадь смятия,

$$F = (h - t_1) l_p =$$

l_p – рабочая длина шпонки;

$$\sigma_{\text{см}} =$$

Прочность соединения обеспечена, так как $\sigma_{\text{см}} < [\sigma]_{\text{см}}$. $\sigma_{\text{см}} = 100 \dots 120$ МПа – допустимое напряжение смятия для стали.

7. ВЫБОР СМАЗКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Смазка зацепления и подшипников производится разбрызгиванием жидкого масла. По табл. [3, с. 253, табл. 10.8] устанавливаем вязкость масла. При скорости скольжения $v_s =$ м/с, $\sigma_{II} =$ МПа и при температуре 50 °С рекомендуемая вязкость $V = 10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$. По [3, с. 253, табл. 10.10] принимаем масло по ГОСТ 20799–75.

8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ РЕДУКТОРА

При работе редуктора потери мощности, вызванные трением в зацеплении и в подшипниках, перемешиванием и разбрызгиванием масла, приводят к нагреву деталей редуктора и масла. При нагреве редуктора вязкость масла резко падает, что приводит к нарушению режима смазывания. Нормальная работа редуктора будет обеспечена, если температура масла не превысит допустимой.

Условие работы редуктора без перегрева при продолжительной работе

$$\Delta t = t_M - t_B = \frac{N_n(1 - \eta)}{K_t F} \leq [\Delta t],$$

t_M – температура масла, °С; t_B – температура окружающего воздуха, °С, принимают обычно $t_B = 20$ °С; $N_n =$ (кВт) – подводимая мощность;

$\eta =$ – КПД редуктора.

$$F = 20a^{1.7} = \text{м}^2$$

– площадь теплоотводящей поверхности; $a =$ (мм) – межосевое расстояние; K_t – коэффициент теплопередачи.

Считаем, что обеспечивается достаточно хорошая циркуляция воздуха и принимаем коэффициент теплопередачи $K_t \approx 17$ (Вт / (м²·°С)).

Тогда

$$\Delta t = \quad \text{°С.}$$

Допускаемый перепад температур $[\Delta t] = 40 \dots 60^\circ$. Условие выполнено $\Delta t < [\Delta t]$.

Условие работы редуктора без перегрева при продолжительной работе выполнено.

9. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Посадки назначаем в соответствии с указаниями [3, с. 263, табл. 10.13]. Посадка зубчатого колеса на вал Н7/р6 по СТ СЭВ 144–75. Посадка звёздочки передачи на вал редуктора Н8/н8. Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6. Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7.

10. СБОРКА РЕДУКТОРА

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида. Начинают сборку с того, что на червячный вал надевают крыльчатки и шариковые радиально-упорные подшипники, предварительно нагрев их в масле до 80...100 °С. Собранный червячный вал вставляют в корпус.

Вначале сборки вала червячного колеса закладывают шпонку и напрессовывают колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают роликовые конические подшипники, нагретые в масле. Собранный вал укладывают в основание корпуса и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка фланцев спиртовым лаком. Для центровки крышку устанавливают на корпус с помощью двух конических штифтов и затягивают болты.

Закладывают в подшипниковые сквозные крышки резиновые манжеты и устанавливают крышки с прокладками.

Ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и маслоуказатель. Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с отдушиной.

Собранный редуктор обкатывают и испытывают на стенде в соответствии с техническими условиями.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедка для монтажа воздушной линии электропередачи : метод. разработки / сост. : В.Е. Буланов, Е.В. Маликова. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2003. – 36 с.
2. Расчёт и проектирование деталей машин : учебное пособие для вузов / К.П. Жуков, А.К. Кузнецова, С.И. Масленникова и др. – М. : Высшая школа, 1978. – 247 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович. – М. : ООО ТИД "Альянс", 2005. – 416 с.
4. Расчёт цилиндрической зубчатой передачи : метод. указ. / сост. : Е.В. Маликова, А.М. Воробьёв. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2001. – 24 с.
5. Расчёт кинематических и геометрических параметров червячного зацепления : метод. указ. / Е.В. Маликова, А.М. Воробьёв. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 1997. – 33 с.
6. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М. : Машиностроение, 1991. – 232 с.
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1992.
8. Приводы машин : справочник / В.В. Длоугий, Т.Н. Муха, А.П. Цупиков и др. ; под общ. ред. В.В. Длоугого. – Л. : Машиностроение, 1982. – 487 с.
9. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для вузов / П.Ф. Дунаев, О. Леликов. – М. : Академия, 2006. – 496 с.
10. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1991. – 383 с.
11. Чекмарев, А.А. Справочник по машиностроительному черчению / А.А. Чекмарев, В.К. Осипов. – М. : Высшая школа, 1994. – 671 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

1П. Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} для материала венца червячного колеса

Бр. АЖН10-4-4							
V_S	0,5	1	2	3	4	6	8
σ_{HP}	280	270	250	220	200	150	100

2П. Параметры предпочтительных передач

u	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
z_1	4			2			1			
z_2	32	40	50	32	40	50	32	40	50	63
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16

3П. Допускаемые сочетания m, q, z_1

$m, \text{мм}$	q	z_1	Допускаемые сочетания m, q, z_1		
			$m, \text{мм}$	q	z_1
2	8; 10; 12,5; 16; 18	1; 2; 4	2	12	1; 2; 4
2,5			2,5	12	1; 2; 4
3,15			3	10; 12	1; 2; 4
4			3,5	10 12; 14	1; 2; 4 1
5					
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	1; 2; 4	4	9 12	1; 2; 4 1
8	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	6	9; 10	1; 2; 4
10			7	12	1; 2; 4
12,5			12	10	1; 2
16	8; 10; 12,5; 16	1; 2; 4	14	8	2
20	8; 10	1; 2; 4			

4П. Межосевое расстояние

a_w , мм	1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
	2-й ряд	–	–	–	–	–	140	180	225	280	355

5П. Значения k_σ и k_τ для валов с одной шпоночной канавкой

Число витков червяка z_1	Коэффициенты	$b_1 = (c_1 + c_2 z_2) m + k$ – при коэффициенте смещения инструмента χ				
		0	–1	–0,5	+0,5	+1
1 и 2	c_1	11	10,5	8	11	12
	c_2	0,06	0,06	0,06	0,1	0,1
3 и 4	c_1	12,5	10,5	9,5	12,5	13
	c_2	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1

Примечание. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков: $m < 10$ мм, $k = 25$ мм; $m = 10 \dots 16$ мм, $k = 35 \dots 40$ мм; $m > 16$ мм, $k = 50$ мм.

Таблица 6П

Число витков червяка z_1	Наибольший диаметр колеса d_{a2} , мм	Ширина венца червячного колеса b_2 , мм
1	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq 0,75d_{a1}$
2(3)	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq 0,75d_{a1}$
4	$\leq d_{a2} + m$	$\leq 0,67d_{a1}$

Таблица 7П

z_1	Углы подъёма γ линии витка червяка на делительном цилиндре при коэффициенте диаметра червяка q					
	14	12	12,5	10	9	8
1	4°05'08"	4°45'49"	4°34'26"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"
2	8°07'48"	9°27'44"	9°5'25"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"
4	15°56'43"	18°26'06"	17°44'41"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"

Примечание: z_1 – число витков червяка.

Таблица 8П

V'_S , м/с	1	1,5	2	2,5	3	4	5	8
f	0,07	0,065	0,055	0,05	0,045	0,04	0,035	0,03
ρ	4°00'	3°43'	3°09'	2°52'	2°35'	2°17'	2°00'	1°43'

Таблица 9П

Степень точности ГОСТ 3675–56	Коэффициент динамической нагрузки k_v при скорости скольжения V_S , м/с					
	до 1,5	св. 1,5	св. 3	св. 7,5	св. 12	св. 18
6	–	–	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	–	–	–
9	1,2...1,3	–	–	–	–	–

Таблица 10П

z_v	28	30	32	35	37	40	45	50	80	100
$Y_{F\sigma}$	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,34	1,30

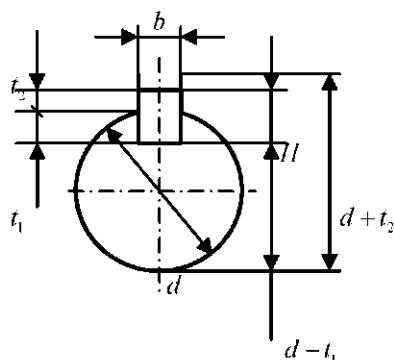
Таблица 11П

Коэффициенты	σ_B , МПа				Примечание.
	600	700	800	900	
k_σ	1,60	1,75	1,80	1,90	$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d};$ $W_{\text{к нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
k_τ	1,50	1,60	1,70	1,90	

12П. Значения ϵ_σ и ϵ_τ

Сталь		Диаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ϵ_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ϵ_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

13П. Призматические шпонки



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $S \times 45^\circ$
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08...0,16
» 12 » 17	5×5	3,0	2,3	0,16...0,25
» 17 » 22	6×6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8×7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10×8	5,0	3,3	0,25...0,40
» 38 » 44	12×8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14×9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16×10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18×11	7,0	4,4	
» 65 » 75	20×12	7,5	4,9	
» 75 » 85	22×14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25×14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28×16	10,0	6,4	

Примечания: 1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; ... (до 500).

2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3. Примеры условного обозначения шпонок:

исполнение 1, сечение $b \times h = 20 \times 12$, длина 90 мм:

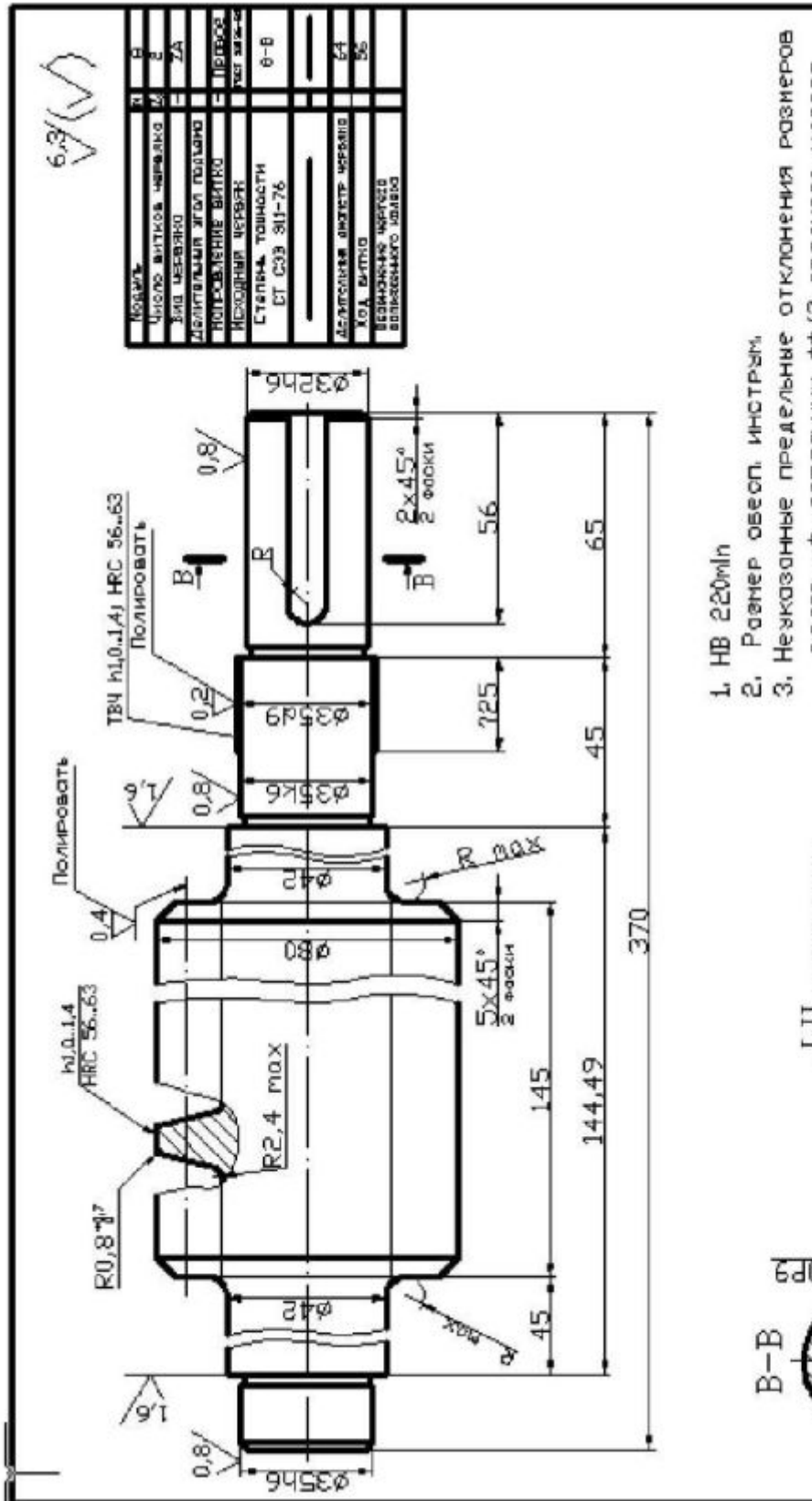
Шпонка 20×12×90 ГОСТ 23360–78.

То же, исполнение 2

Шпонка 2-20×12×90 ГОСТ 23360–78.

14П. Формулы для расчёта осевых нагрузок

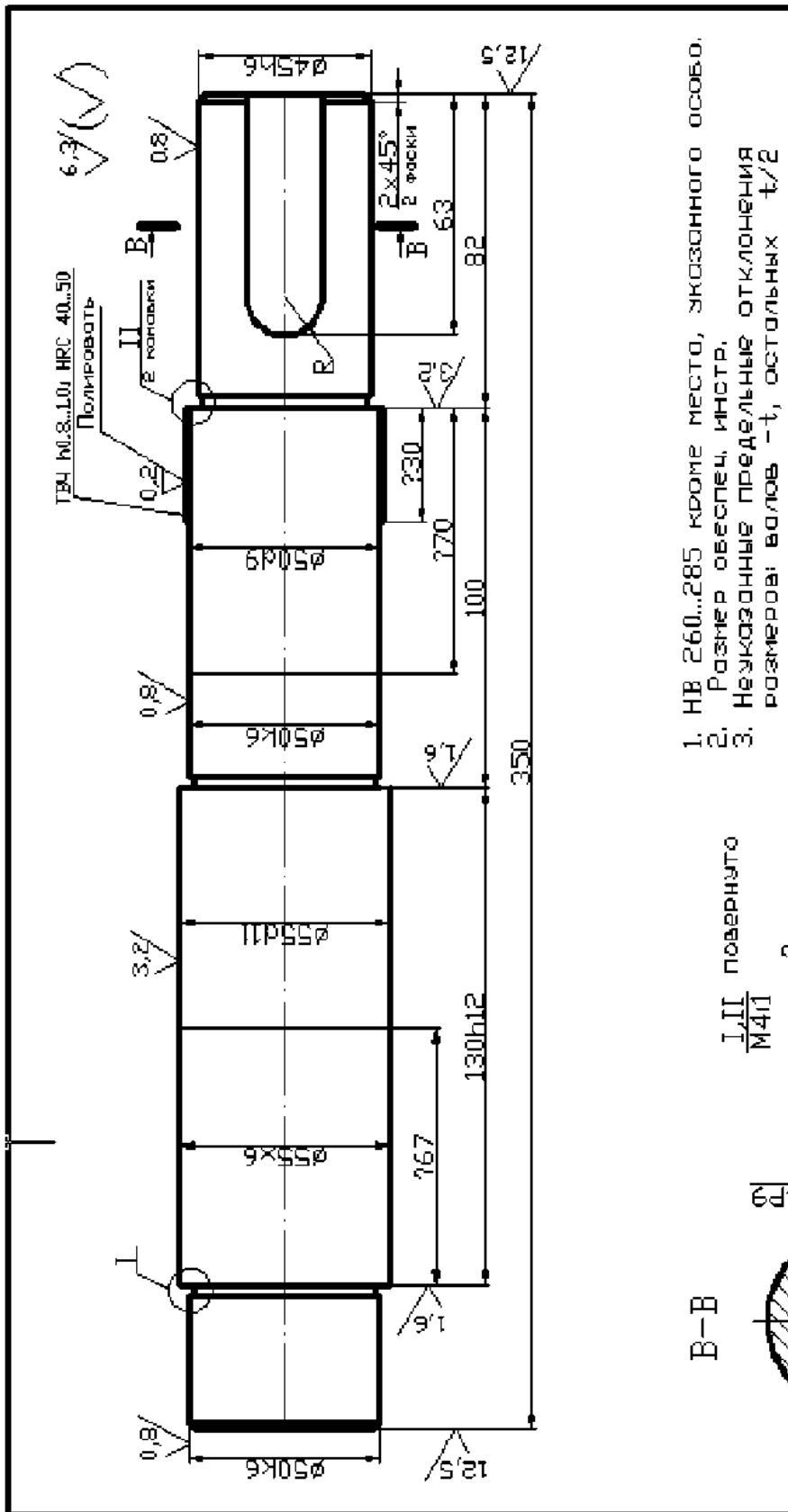
№	Условия нагружения		Осевые нагрузки
1	$S_I \geq S_{II}; F_{\alpha_2} \geq 0$		$P_{\alpha_1} = S_I;$ $P_{\alpha_{II}} = S_I + F_{\alpha_2}$
2	$S_I \leq S_{II}; F_{\alpha_2} \geq S_{II} - S_I$		$P_{\alpha_1} = S_{II} - F_{\alpha_2};$ $P_{\alpha_{II}} = P_{II}$
3	$S_I \leq S_{II}; F_{\alpha_2} \leq S_{II} - S_I$		$P_{\alpha_1} = S_{II} - F_{\alpha_2};$ $P_{\alpha_{II}} = P_{II}$



1. HB 220min
2. Размер обесп. инструм.
3. Неказанные предельные отклонения размеров
вдоль — от отклонения $\pm\pm/2$ большего класса

B-B

Г.П



1. HB 260...285 кроме места, указанного особо.
2. Размер обеспеч. инстр.
3. Незаказные предельные отклонения размеров: валов - h , остальных $+t/2$ отклонения влезет толщину.

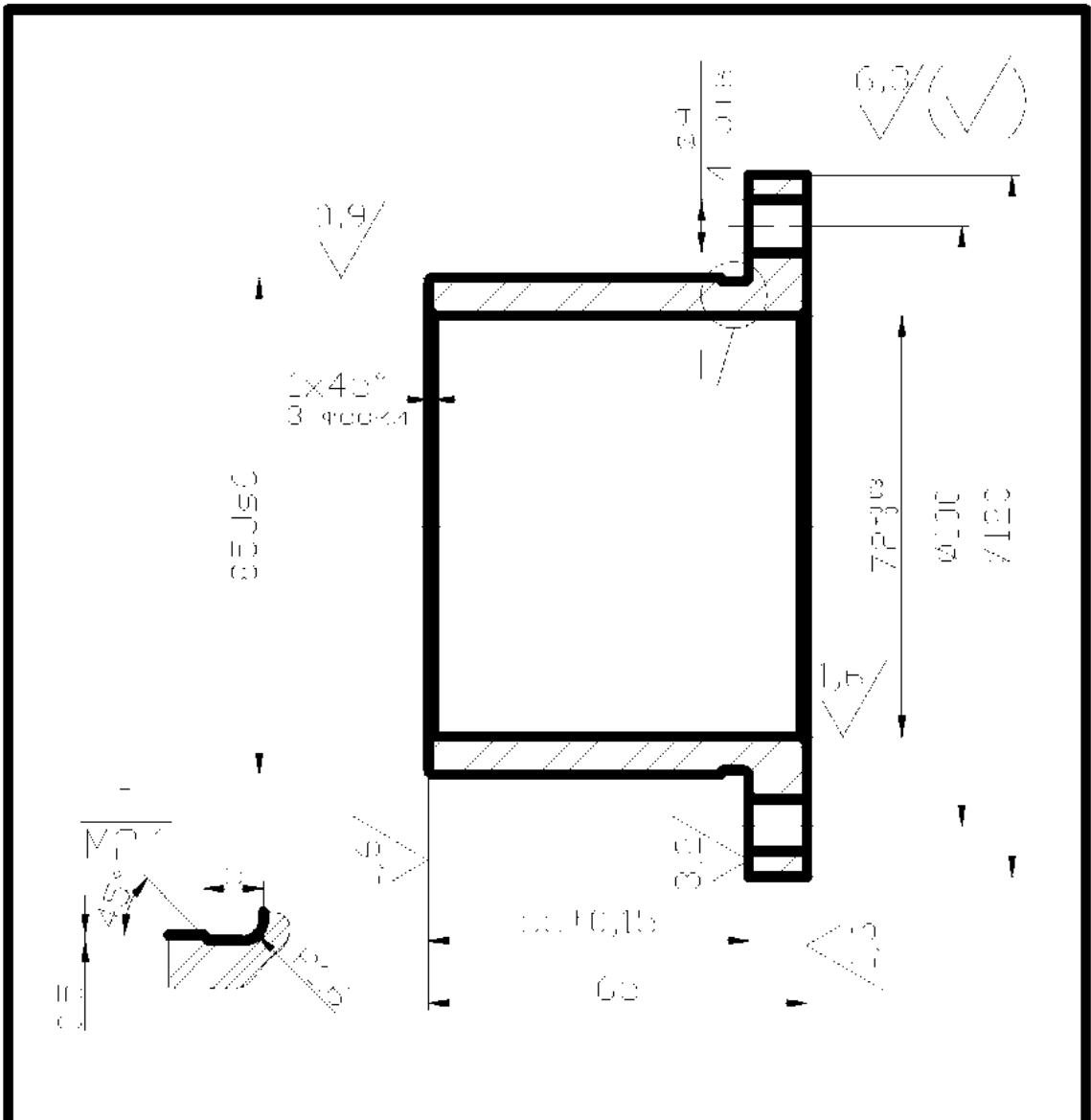
B-B

PR



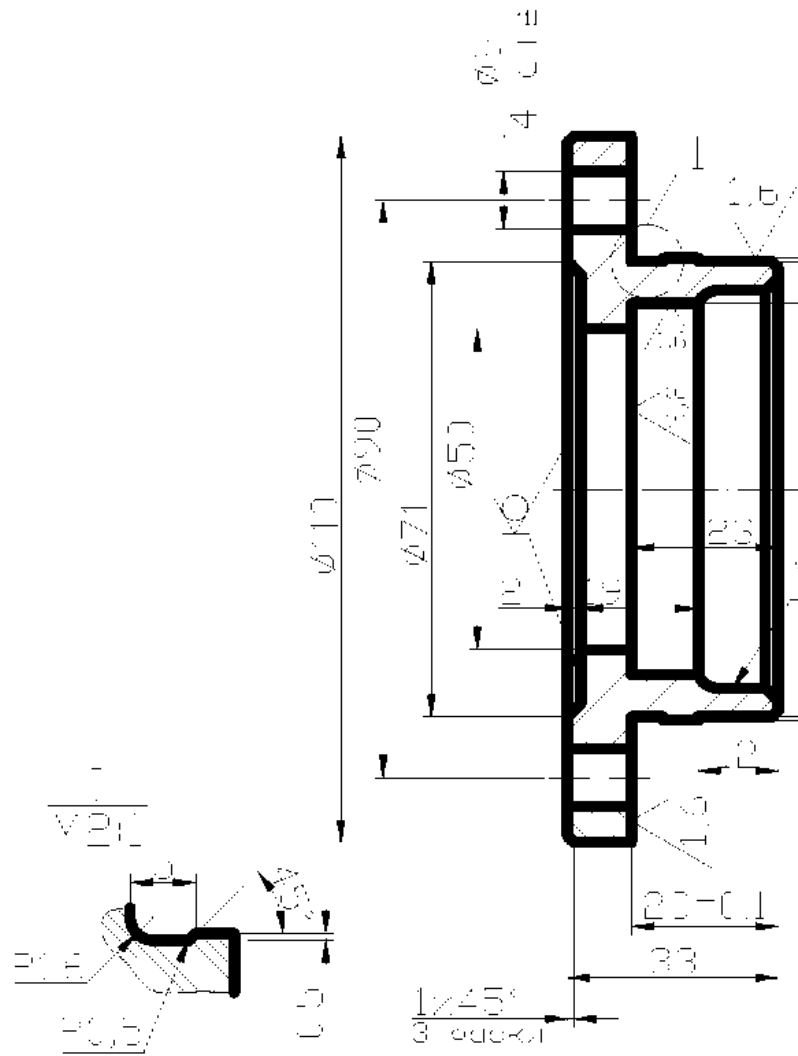
$\frac{1}{4} \text{ II}$ повернуто
M411

3.



Незказованые «идеальные» отклонения» размеров от верности «двадцать» от остальных «1/2 среднего класса точности»

За	Змс	Н	д	кам	П	д	З	д	
Р	З	Р	О	В					
Г	Р	О	В						
За									



1. Формовочные уклоны $1:3^\circ$
2. Резьбовые валицы РИМ-60х
3. Накипозащитное покрытие от коррозии поверхностей ϕ отверстий 17 , 50 и 90 мм: $1/2$ среднего класса точности, $\sqrt{0.2}$ герметизация класса точности

№	Изд.	А. д. к. м.	Подп.	Д. м. м.	
Р. Д. В. С. В.					КОМПАС КОМПАС КОМПАС
Р. Д. В. С. В.					
Р. Д. В. С. В.					КОМПАС КОМПАС КОМПАС
Р. Д. В. С. В.					КОМПАС КОМПАС КОМПАС

СОДЕРЖАНИЕ

ЗАДАНИЕ	3
1. РАСЧЁТ ВОЗДУШНОЙ ЛИНИИ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧ	4
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА	5
2.1. Подбор электродвигателя	5
2.2. Кинематический расчёт привода	6
2.3. Силовой расчёт привода	6
3. РАСЧЁТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ	7
3.1. Выбор материалов червячной пары. Определение до- пускаемых напряжений	7
3.2. Проектный расчёт передачи	7
3.3. Геометрический расчёт передачи	8
3.4. Проверочный расчёт червячной передачи	9
3.4.1. Расчёт на контактную выносливость зубьев чер- вячного колеса	10
3.4.2. Расчёт зубьев колеса на выносливость при изги- бе	12
4. РАСЧЁТ ВАЛОВ	13
4.1. Выбор материалов валов	13
4.2. Проектный расчёт валов. Подбор подшипников и шпонок	13
4.3. Составление расчётной схемы ведомого вала редук- тора. Определение опорных реакций	15
4.4. Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов	19
4.5. Проверочный расчёт ведомого вала	20
4.5.1. Проверочный расчёт вала на статическую проч- ность	20
4.5.2. Проверочный расчёт вала на усталостную проч-	20

ность	
5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ВЕДОМОГО ВАЛА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬ	22
6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОК ВЕДОМОГО ВАЛА	24
7. ВЫБОР СМАЗКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	25
8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ РЕДУКТОРА	25
9. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	26
10. СБОРКА РЕДУКТОРА	26
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	27
ПРИЛОЖЕНИЕ	28

