

РАСЧЁТ ПРИВОДА ЛЕБЁДКИ

**РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)**



◆ ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ ◆

УДК 62-233(076)
ББК К447я73-5
Р248

Рецензент

Доцент, кандидат технических наук
Ю.В. Родионов

Составители:

А.М. Воробьёв, Е.В. Маликова, А.А. Осипов, В.И. Чернокозинская

Р248 Расчёт привода лебёдки : рабочая тетрадь для выполнения
курсового проекта (работы) / сост. : А.М. Воробьёв, Е.В. Маликова,
А.А. Осипов, В.И. Чернокозинская. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос.
техн. ун-та, 2010. – 52 с. – 50 экз.

Рассмотрены этапы проектирования электромеханического привода,
включающего электродвигатель, одноступенчатый редуктор, ремённую или
цепную передачу.

Предназначена для студентов специальностей 220600, 190702, 140211,
110302, 210201 очной и заочной формы обучения.

УДК 62-233(076)
ББК К447я73-5

технический университет" (ТГТУ), 2010

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный

Министерство образования и науки Российской Федерации
ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

РАСЧЁТ ПРИВОДА ЛЕБЁДКИ

РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)

Для студентов специальностей 220600, 190702, 140211, 110302, 210201
очной и заочной форм обучения



Тамбов
Издательство ТГТУ
2010

Учебное издание

РАСЧЁТ ПРИВОДА ЛЕБЁДКИ

Рабочая тетрадь

С о с т а в и т е л и:

ВОРОБЬЁВ Александр Михайлович,
МАЛИКОВА Елена Васильевна,
ОСИПОВ Алексей Александрович,
ЧЕРНОКОЗИНСКАЯ Валентина Ивановна

Редактор З.Г. Чернова

Инженер по компьютерному макетированию М.Н. Рыжкова

Подписано в печать 16.02.2009

Формат 60 × 84/16. 3,02 усл. печ. л. Тираж 50 экз. Заказ № 97

Издательско-полиграфический центр ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ЗАДАНИЕ

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

Исходные данные:

Схема №	
H	кВ
V_6	м/с
D_6	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 ремённые.

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 тянущее усилие лебёдки.

По условию задания, учитывая, что $H = \underline{\hspace{2cm}}$ кВ, выбираем тип провода [1, табл. 4П, с. 32].

По отношению $\frac{A}{C} = \underline{\hspace{2cm}}$ определяем допустимое напряжение для материала провода $[\sigma] = \underline{\hspace{2cm}}$ (дан)
= $\underline{\hspace{2cm}}$ МПа по [1, табл. 4П, с. 34].

Принимаем $[\sigma] = \underline{\hspace{2cm}}$ МПа.

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

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

где $k = 0,7$ – коэффициент снижения допустимого напряжения; F – площадь поперечного сечения провода, мм².
 $F = A + C = \underline{\hspace{2cm}}$. Тогда

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

Принимаем $P = \underline{\hspace{2cm}}$.

По условию задания диаметр барабана $D_6 = \underline{\hspace{2cm}}$ м, линейная скорость движения провода $V_6 = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с.

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

$$N_{\text{вых}} = PV_6 = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Вт.}$$

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

Известно, что $V = \omega r = \omega \frac{D_0}{2}$, тогда

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{2V_0}{D_0} = \text{_____} = \text{_____ рад/с.}$$

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

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{\omega_{\text{ВЫХ}} \cdot 30}{\pi} = \text{_____}.$$

Принимаем $n_{\text{ВЫХ}} = \text{_____}$ об/мин.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

2.1. ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Определяем общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i \cdot i_{\text{п}} = \text{_____} = \text{_____}.$$

По условию задания $i_{\text{п}} = \text{_____}$ ($i_{\text{п}}$ – передаточное отношение передачи цепной или ремённой) и $i = \text{_____}$ (i – передаточное отношение редуктора).

Известно, что $i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}$, тогда требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{ВХ}} = i_{\text{общ}} n_{\text{ВЫХ}} = \text{_____} = \text{_____ об/мин.}$$

Определяем общий КПД привода:

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

$\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи; $\eta_{\text{п}} = \text{_____}$; n – число пар подшипников, $n = \text{_____}$; η – КПД _____ пары; $\eta = \text{_____}$; $\eta_{\text{пк}}$ – 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

$$N_{\text{ВХ}} = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}} = \text{_____} = \text{_____ Вт.}$$

Подбираем электродвигатель _____.

$$N_{\text{дв}} = \text{_____ кВт}; \quad n_{\text{дв}} = \text{_____ об/мин.}$$

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 $i = \text{_____}$, тогда

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

Определяем частоту вращения каждого вала привода.

Вторая ступень (_____ передача):

ведомый вал: $n_2 = n_{\text{вых}} =$ _____

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \text{_____} = \text{_____} \text{ рад/с};$$

ведущий вал: $n_1 = n_2 i =$ _____

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \text{_____} = \text{_____} \text{ рад/с}.$$

Первая ступень:

ведомый вал: $n_{2n} = n_1 i =$ _____ = _____;

ведущий вал: $n_{1n} = n_1 i_1 =$ _____ = _____.

2.3. СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

Для каждого вала привода определяем вращающие моменты.

Вторая ступень:

ведомый вал: $M_2 = M_{\text{вых}} = 9,55 \frac{N_{\text{вых}}}{n_{\text{вых}}} = 9,55 \text{_____} = \text{_____} \text{ Н}\cdot\text{м};$

ведущий вал: $M_1 = \frac{M_2}{i \eta \eta_{\text{ПК}}} = \text{_____} = \text{_____} \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Первая ступень:

ведомый вал: $M_{2n} = M_1 = \text{_____} \text{ Н}\cdot\text{м};$

ведущий вал: $M_{1n} = \frac{M_{2n}}{i_n \eta_n} = \text{_____} = \text{_____} \text{ Н}\cdot\text{м}.$

3. РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Определением допускаемые напряжения.

Основными материалами зубчатых колёс являются термически обработанные стали. Твёрдость поверхностей зубьев шестерни следует назначать выше твёрдости зубьев колеса на 20 ... 50 единиц:

$HV_1 = HV_2 + 20 \dots 50$, учитывая рекомендации (табл. 1П).

Выберем материал шестерни – _____ с твёрдостью $HV_1 =$ _____; термообработка – _____.

Материал колеса – _____ с твёрдостью $HV_2 =$ _____; термообработка – _____.

1. Определяем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{[n]} K_{HL} = \text{_____} \cdot \text{_____} = \text{_____} \text{ МПа},$$

где $K_{HL} = 1$ – коэффициент долговечности (срок службы редуктора $t = 36\ 000$ ч); $[n] = 1,1$ – допускаемый запас прочности; σ_{H_0} – предел контактной выносливости поверхности зубьев,

$$\sigma_{H_0} = 2HB + 70 \text{ МПа};$$

шестерни $\sigma_{H_{01}} = 2HB_1 + 70 = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа;

колеса $\sigma_{H_{02}} = 2HB_2 + 70 = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа.

Допускаемые контактные напряжения:

шестерни $\sigma_{H_1} = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа;

колеса $\sigma_{H_2} = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа.

За расчётное допускаемое напряжение для прямозубых передач принимается меньшее значение из двух полученных. Для косозубых передач за расчётное допускаемое напряжение принимается меньшее из двух значений полученных по следующим зависимостям:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]) = \underline{\hspace{4cm}} \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = 1,23[\sigma_{H_2}] = \underline{\hspace{4cm}} \text{ МПа}.$$

Принимаем $[\sigma_H] = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа.

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F_0}}{[n]} k_{FC} k_{FL},$$

σ_{F_0} – предел выносливости по изгибу; $\sigma_{F_0} = 1,8 HB$:

шестерни $\sigma_{F_{01}} = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа;

колеса $\sigma_{F_{02}} = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа.

$[n] = 2,3$ – запас прочности; k_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двусторонней приложенной нагрузки; $k_{FC} = 1$; $k_{FL} = 1$ – коэффициент долговечности, учитывая, что передача длительно работающая ($t = 36\ 000$ ч).

Допускаемые напряжения изгиба:

шестерни $[\sigma_{F_1}] = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа;

колеса $[\sigma_{F_2}] = \underline{\hspace{4cm}}$ МПа.

3.2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев [3, ф. (6.1), с. 44].

1. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца в проектном расчёте принимаем $K_{H\beta} = 1,2$ [3, табл. 6.3, с. 45].

2. Значение вспомогательного коэффициента K_a для прямозубых колес: $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/2}$; для косозубых колес $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/2}$.

3. Принимаем коэффициент ширины венца колеса

$$\Psi_{ba} = \underline{\hspace{2cm}} .$$

Определяем межосевое расстояние

$$A = K_a (i+1) \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 i \Psi_{ba}}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ мм},$$

где M_1 – вращающий момент на шестерне. $M_1 = \underline{\hspace{2cm}}$.

Принимаем ближайшее значение по ГОСТ 2185–66 $A = \underline{\hspace{2cm}}$ мм (табл. 2П).

4. Определяем величину модуля.

Согласно [3, с. 44] $m_n = (0,01 \dots 0,02)A$: $m_n = \underline{\hspace{2cm}}$ мм. Полученное значение округляем до стандартного по ГОСТ 9563–60 (табл. 3П). Принимаем $m = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

5. Определяем число зубьев шестерни и колеса.

Задаём угол наклона зубьев

$$\beta_0 = \underline{\hspace{2cm}}, \quad \cos \beta_0 = \underline{\hspace{2cm}}.$$

Число зубьев шестерни определяется по формуле

$$Z_\Sigma = \frac{2 A \cos \beta'}{m} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} .$$

Принимаем $Z_\Sigma = \underline{\hspace{2cm}}$.

Уточняем значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{Z_\Sigma m}{2 A} = \underline{\hspace{2cm}} ; \quad \beta = \underline{\hspace{2cm}} .$$

Определяем число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{i+1} = \underline{\hspace{2cm}} .$$

Принимаем $Z_1 = \underline{\hspace{2cm}}$.

Определяем число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_1 i = \underline{\hspace{2cm}} \quad \text{или} \quad Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = \underline{\hspace{2cm}} .$$

3.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ

Определяем геометрические размеры шестерни и колеса.

Полученные результаты сводим в табл. 1.

Ширина венца зубчатого колеса $b_{02} = \Psi_{ba} \times A = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

Принимаем $b_{02} = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

Ширина венца шестерни $b_{01} = b_{02} + 4 = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

1. Геометрические параметры зацепления

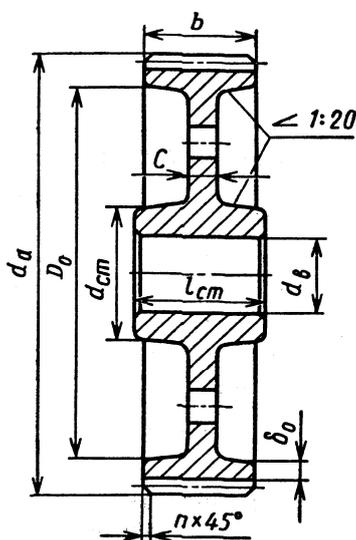
Наименование размера	Шестерня	Колесо	
	Формула / Значение, мм		
Делительный диаметр, d	$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}$		$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta}$
Диаметр впадин, d_f	$d_{f_1} = d_1 - 2,5m_n$		$d_{f_2} = d_2 - 2,5m_n$
Диаметр вершин, d_a	$d_{a_1} = d_1 + 2m_n$		$d_{a_2} = d_2 + 2m_n$

Уточняем межосевое расстояние:

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \text{_____} = \text{_____} \text{ мм.}$$

Полученное значение соответствует стандартному.

Конструктивные размеры колеса (рис. 1) определяются по следующим зависимостям:



Диаметр ступицы

$$d_{ct} = 1,6d_b; \quad d_{ct} = \text{_____}, \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{ct} = (1,2 \dots 1,5)d_b; \quad l_{ct} = \text{_____}, \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C = (0,2 \dots 0,3)b; \quad C = \text{_____}, \text{ мм.}$$

Рис. 1. Конструктивные размеры колеса

Толщина обода колеса

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0)m_n; \quad \delta_0 = \text{_____}, \text{ мм.}$$

Диаметр

$$D_0 = d_f - 2\delta_0; \quad D_0 = \text{_____}, \text{ мм.}$$

3.4. РАСЧЁТ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

При передаче вращающего момента M по линии зацепления действует сила, перпендикулярная к эвольвентному профилю зуба, – сила давления зуба шестерни на зуб колеса F_n (рис. 2 а, б).

При расчёте передачи силу нормального давления F_n целесообразно перенести в полюс зацепления П и разложить на составляющие (рис. 2), которые определяют по формулам:

- окружное усилие $F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2M_2}{d_2} = \text{_____} \text{ Н,}$

где M_2 – вращающий момент на выходном валу зубчатой передачи;

- радиальное усилие $F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \dots$ Н;
- осевое усилие $F_{\alpha 1} = F_{\alpha 2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = \dots$ Н.

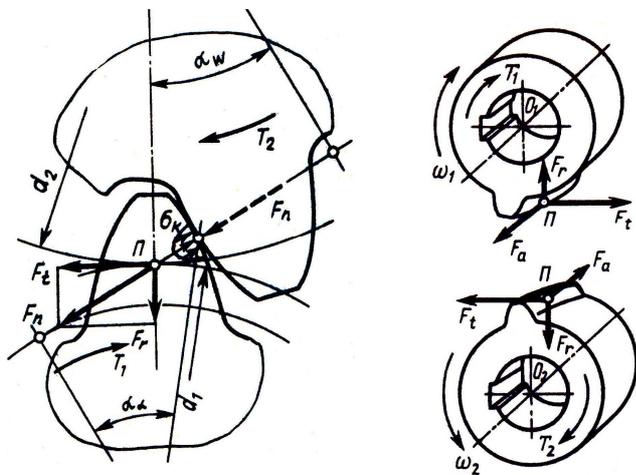


Рис. 2. Усилия в зацеплении:
а – прямозубое; б – косозубое

У передач, выполненных без смещения, угол зацепления $\alpha = 20^\circ$, т.е. $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Угол наклона зубьев в косозубом зацеплении β принимается согласно рассчитанному значению.

3.5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

После уточнения основных размеров шестерни и колеса необходимо проверить соблюдение условий контактной усталости ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$) и изгибной выносливости ($\sigma_F \leq [\sigma_F]$) рабочих поверхностей зубьев.

3.5.1. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на контактную выносливость

Контактные напряжения, действующие в передаче, определяем по формуле [3, ф. (6.13), с. 53]:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}(i+1)}{d_1 i}}$$

Определяем коэффициенты:

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев, $Z_H = \dots$ (табл. 4П);

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряжённых колес; $Z_M = 274 \text{ МПа}^{1/2}$ [3, табл. 6.4, с. 46].

Коэффициент Z_ϵ учитывает суммарную длину контактных линий.

Коэффициент Z_ϵ вычисляем в зависимости от коэффициента осевого ϵ_β и торцевого ϵ_α перекрытия [3, с. 54]:

$$\epsilon_\beta = \frac{b_{\omega_2} \sin \beta}{\pi m_n} = \dots = \dots;$$

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \dots$$

для прямозубых и косозубых колес при $\epsilon_\beta < 0,9$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\dots} = \dots;$$

для косозубых при $\epsilon_\beta \geq 0,9$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_a}} = \dots$$

Определяем коэффициенты нагрузки:

V – окружная скорость передачи:

$$V = \frac{\omega_2 d_2}{2 \times 1000} = \dots = \dots \text{ м/с}$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = \dots$ (табл. 5П);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = \dots$ при $\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{ba}(i+1)}{2} = \dots$,

где Ψ_{bd} – отношение ширины венца к начальному диаметру шестерни (табл. 6П).

Коэффициент $K_{H\psi}$, учитывающий динамическую нагрузку, вычисляем в зависимости от удельной окружной динамической силы $\omega_{H\psi}$, $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$.

Определяем $\omega_{H\psi}$ по формуле [3, ф. (6.16), с. 55]:

$$\omega_{H\psi} = \delta_H g_0 V \sqrt{\frac{A}{i}},$$

$\delta_H = \dots$, δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 7П);

$g_0 = \dots$, g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса (табл. 8П);

$$\omega_{H\psi} = \dots \text{ Н/мм.}$$

По формуле [3, ф. (6.15), с. 54]:

$$K_{H\psi} = 1 + \frac{\omega_{H\psi} b_{w2}}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}} = 1 + \dots = \dots$$

Вычисляем удельную расчётную окружную силу [3, ф. (6.14), с. 54]:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_{w2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\psi} = \dots = \dots \text{ Н/мм.}$$

По найденным значениям определяем действующие в передаче контактные напряжения:

$$\sigma_H = \dots \text{ МПа.}$$

Условие контактной прочности выполняется, так как $\dots < \dots$, где $[\sigma_H] = \dots$ МПа – допускаемое контактное напряжение.

3.5.2. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на выносливость по напряжению изгиба

Определяем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса

$$Z_{1v} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{\quad}{\quad} = \quad ;$$

$$Z_{2v} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{\quad}{\quad} = \quad .$$

Определяем коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} , учитывающие форму зуба соответственно шестерни и колеса (табл. 9П):

для шестерни при $Z_{1v} = \quad$, $Y_{F1} = \quad$;

для колеса при $Z_{2v} = \quad$, $Y_{F2} = \quad$.

Определяем отношения:

$$\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{\quad}{\quad} = \quad ; \quad \frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{\quad}{\quad} = \quad .$$

Расчёт ведём для того звена, для которого отношение σ_F / Y_F наименьшее. В данном случае расчёт ведём по _____.

Действующие в передаче напряжения изгиба [3, ф. (6.17), с. 56]:

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m} .$$

Коэффициент Y_ϵ , учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\epsilon = 1$. Коэффициент Y_β , учитывающий угол наклона зубьев:

для прямозубых передач $Y_\beta = 1$;

для косозубых передач $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{\quad}{140} = \quad$.

Вычисляем расчётную окружную силу [3, ф. (6.18), с. 56]:

$$\omega_{Ft} = \left(\frac{F_t}{b_{w2}} \right) K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \frac{\quad}{\quad} = \quad \text{Н/мм},$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых передач и косозубых с $\epsilon_\beta \leq 1$.

Для прямозубых передач с $\epsilon_\beta > 1$ и степени точности выше пятой

$$K_{F\alpha} = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{\quad} = \quad ;$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий симметричное расположение колеса относительно опор: $K_{F\beta} = \quad$ при $\Psi_{bd} = \quad$ (табл. 6П); K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчёте зуба на изгиб.

Коэффициент K_{Fv} вычисляем в зависимости от удельной окружной динамической силы ω_{Fv} .

Удельная окружная динамическая сила при $V = \quad$ м/с

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{A}{i}} = \frac{\quad}{\quad} \sqrt{\quad} = \quad \text{Н/мм},$$

$$\delta_F = \text{_____}, \quad \varepsilon_0 = \text{_____} \quad (\text{табл. 7П, 8П}).$$

Вычисляем по формуле [3, ф. (6.20), с. 56]:

$$K_{F\alpha} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}} = 1 + \text{_____} = \text{_____}.$$

По найденным значениям $Y_E, Y_F, Y_{\beta}, \omega_{Ft}$ определяем действующее в передаче напряжение изгиба и сравниваем его с допусковым:

$$\sigma_F = Y_E Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \frac{\omega_{Ft}}{m} = \text{_____} = \text{_____} \text{ МПа};$$

$$\sigma_F \text{ _____ } [\sigma_{F_2}],$$

т.е. прочность зубьев на выносливость при изгибе обеспечена.

3.6. РАСЧЁТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.6.1. Выбор материалов червячной пары

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:

$$v_s = 5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{M_2} = \text{_____} = \text{_____} \text{ м/с}.$$

Учитывая, что $v_s = \text{_____}$ м/с, принимаем допусковое контактное напряжение для материала венца колеса $\sigma_{HP} = \text{_____}$ Н/мм² (табл. 10П).

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

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

3.6.2. Проектный расчёт передачи

Учитывая передаточное отношение редуктора $i = \text{_____}$, принимаем число заходов червяка $z_1 = \text{_____}$, тогда число зубьев червячного колеса

$$z_2 = iz_1 = \text{_____} = \text{_____}, \quad (\text{табл. 11П}).$$

В проектном расчёте коэффициент диаметра червяка q принимают: $q = 0,25z_2 = \text{_____} = \text{_____}$.

Вращающий момент на валу червячного колеса $M_2 = \text{_____}$ Н·м.

Из условия контактной прочности определяем межосевое расстояние передачи:

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

Определяем расчётный модуль зацепления (m , мм):

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

Принимаем модуль, коэффициент диаметра червяка по ГОСТ 2144–76 (табл. 12П) из стандартного ряда: $m = \text{_____}$, $q = \text{_____}$.

Определяем коэффициент смещения инструмента для получения стандартного значения межосевого расстояния:

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

3.6.3. Геометрический расчёт передачи

Определяем геометрические параметры передачи и сводим в табл. 2.

2. Геометрический расчёт передачи (см. рис. 3)

Наименование параметра	Червяк		Колесо	
	формула	значение, мм	формула	значение, мм
Делительный диаметр	$d_1 = m(q + 2x)$		$d_2 = mz_2$	
Диаметр впадин	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$		$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$	
Диаметр вершин	$d_{a1} = d_1 + 2m$		$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$	

Уточняем межосевые расстояния при стандартных значениях m и q :

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

Уточняем межосевое расстояние $a \frac{d_1 + d_2}{2} = \text{_____}$, что соответствует стандартному значению (табл. 13П).

Длина нарезной части шлифованного червяка b_1 (табл. 14П): $b_1 = (c_1 + c_2 z_2) m + k = \text{_____} = \text{_____}$ мм. Принимаем $b_1 = \text{_____}$.

z_1	x	c_1	c_2	k

Ширина венца червячного колеса b_2 (табл. 13П) при $z_1 = \text{_____}$. Принимаем $b_2 = \text{_____}$.

Наибольший диаметр колеса при $z_1 = \text{_____}$ (табл. 13П): $d_{\alpha M_2} \leq \text{_____}$. Принимаем $d_{\alpha M_2} = \text{_____}$.

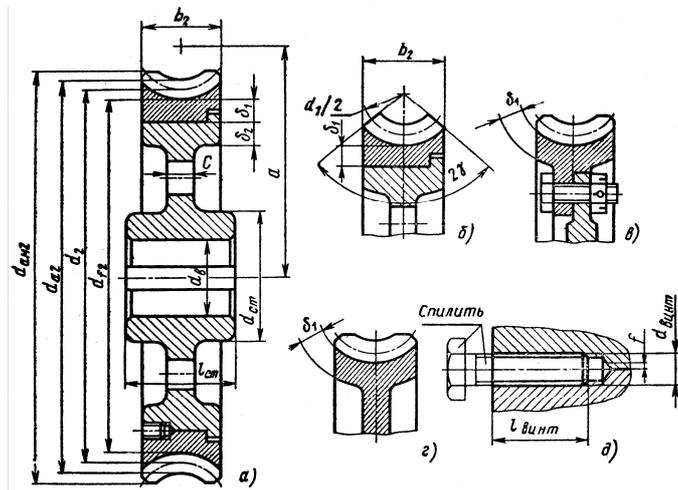


Рис. 3. Червячные колёса:

a и b – с напрессованным венцом; b – с привёрнутым венцом; $г$ – цельнолитое;

$д$ – с фиксацией напрессованного венца винтом;

$C = 0,25b_2$; $\delta_1 = \delta_2 = 2\tau$; $d_{ст} = (1,6 \dots 1,8) d_B$; $l_{ст} = (1,2 \dots 1,7) d_B$;

$d_{винт} = (1,2 \dots 1,4) \tau$; $l_{винт} = (0,3 \dots 0,4) b_2$; $f \approx 0,2d_{винт}$

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

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

3.6.4. Проверочный расчёт червячной передачи

Уточняем скорость скольжения в зацеплении

$$v'_s = \frac{m l_1}{19 \cdot 100} \sqrt{z_1^2 + q^2}, \text{ м/с}; \quad v'_s = \underline{\hspace{2cm}},$$

где l_1 – частота вращения вала червяка об/мин, $l_1 = \underline{\hspace{2cm}}$.

Уточняем допустимое контактное напряжение (табл. 10П). При

$$v'_s = \underline{\hspace{2cm}} \text{ м/с}; \quad \sigma_{HP} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ МПа.}$$

Уточняем КПД передачи

$$\eta' = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}},$$

γ – делительный угол подъёма витка червяка, учитывая что $z_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ и $q = \underline{\hspace{2cm}}$ определяем по (табл. 15П); $\gamma = \underline{\hspace{2cm}}$; ρ – приведённый угол трения; $\rho = \text{arctg}(f) = \underline{\hspace{2cm}}$; f – коэффициент трения скольжения (табл. 16П).

Тогда при $v_s = \underline{\hspace{2cm}}$ $f = \underline{\hspace{2cm}}$; $\rho = \underline{\hspace{2cm}}$.

Уточняем вращающий момент на валу червяка:

$$M_1 = \frac{M_2}{i \eta' \eta_{nk}^n} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}.$$

Принимаем $M_1 = \underline{\hspace{2cm}}$.

Определяем усилия в зацеплении, используя табл. 3.

Окружная сила червяка F_{t_1} равна и противоположна по направлению осевой силе на колесе F_{α_2} :

$$F_{t_1} = F_{\alpha_2} = \frac{2M_1}{d_1} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}.$$

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

$$F_{t_2} = F_{\alpha_1} = \frac{2M_2}{d_2} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}.$$

Радиальная сила равна по величине и противоположна по направлению:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \text{tg} \alpha = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}},$$

$\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зуба в осевом сечении червяка, $\text{tg} 20^\circ = 0,364$.

3.6.5. Расчёт на контактную выносливость зубьев червячного колеса

Определяем действующие контактные напряжения:

$$\sigma_H = z_m \sqrt{\frac{F_{t_2} k_H}{d_1 d_2 k_\delta}} = \underline{\hspace{2cm}} \sqrt{\underline{\hspace{2cm}}} = \underline{\hspace{2cm}},$$

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

$$k_H = k_v k_\beta = \underline{\hspace{2cm}};$$

3. 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)	
		Против часовой стрелки (эскиз в) По часовой стрелке (эскиз г)	
Левый	По часовой стрелке (эскиз в) Против часовой стрелки (эскиз г)	Против часовой стрелки (эскиз в) По часовой стрелке (эскиз г)	
		По часовой стрелке (эскиз г) Против часовой стрелки (эскиз в)	

П р и м е ч а н и е. Сплошными линиями показаны силы, действующие на червяк, пунктирными — на колесо.

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

$$V_s = \text{_____}; k_v = \text{_____} \text{ (табл. 17П);}$$

k_{δ} – коэффициент, учитывающий условный угол обхвата червяка колесом и угол подъема линии витков червяка:

$$k_{\delta} = \frac{\delta}{85 \cos \gamma} = \text{_____} = \text{_____}.$$

Условный угол обхвата

$$\delta = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} \right) = \text{_____}.$$

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

3.6.6. Расчёт зубьев колеса на выносливость при изгибе

Определяем напряжение изгиба в зацеплении:

$$\sigma_F = \gamma_F F_2 \frac{k_F}{(k_8 q m^2)} = \frac{\gamma_F F_2 k_F}{k_8 q m^2} = \dots,$$

$k_F = k_{\text{н}}$ – коэффициент нагрузки; $k_F = \dots$; γ_F – коэффициент учитывающий форму и повышенную прочность зуба колеса по [табл. 18П].

Число зубьев эквивалентного колеса

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

При $z_v = \dots$ коэффициент формы зуба $\gamma_F = \dots$ (табл. 18П). Прочность зубьев на изгиб обеспечена, так как $\sigma_F < \sigma_{FP}$, т.е. \dots .

4. РАСЧЁТ ВАЛОВ

4.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ВАЛОВ

Валы изготавливают из конструкционных сталей улучшенных и нормализованных.

Выполняем валы из стали 45, механические характеристики которой приведены в табл. 4.

4. Механические характеристики стали 45

Марка стали	Твёрдость НВ	МПа					
		$\sigma_{\text{вп}}$	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 $M_2 = \dots$.

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

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

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

Отсюда

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

Принимаем ближайшее значение из стандартного ряда $d = \dots$.

Диаметр вала в сечении посадки подшипников

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

Диаметр вала в сечении посадки колеса

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

Разрабатываем эскиз вала:

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

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

$$l_1 = \frac{l_{ст}}{2} + 10 + \frac{B}{2} + 15 = \frac{\quad}{2} + 10 + \frac{\quad}{2} + 15 = \quad \text{мм.}$$

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

$$l_{ст} = \quad \text{мм,}$$

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

$$l_2 = 1,7d = \quad \text{мм.}$$

Принимаем $l_2 = \quad$ мм.

Консольное усилие Q на валу.

Принимаем

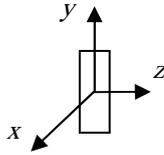
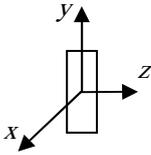
$$Q = k\sqrt{M_2} = \quad = \quad ,$$

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

Для составления расчётной схемы вал представляют в виде балки на двух опорах (шарнирно-подвижной и шарнирно-неподвижной).

Все силы приводят к оси вала.

Колесо.



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

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

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

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_C = 0$$

Проверка: $\sum Y = 0$

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

2. Определяем реакции опор в плоскости XOZ (вертикальная плоскость):

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_C = 0$$

Проверка: $\sum X = 0$

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

4.4. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР КРУТЯЩИХ И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ

Эпюра
 M_x

Эпюра
 M_y

Эпюра
 M_z

Эпюра крутящих моментов M_z .

Составляем уравнение по участкам:

Участок AB : _____

Участок BC : _____

Участок CD : _____

Составляем уравнение изгибающего момента M_x :

Участок AB : $0 \leq z_1 \leq$ _____

Участок BC : $0 \leq z_2 \leq$ _____

Участок CD : $0 \leq z_3 \leq \underline{\hspace{2cm}}$

Составляем уравнение изгибающего момента M_y :

Участок AB : $0 \leq z_1 \leq \underline{\hspace{2cm}}$

Участок BC : $0 \leq z_2 \leq \underline{\hspace{2cm}}$

Участок CD : $0 \leq z_3 \leq \underline{\hspace{2cm}}$

4.5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВЕДОМОГО ВАЛА

4.5.1. Проверочный расчёт вала на статическую прочность

Расчёт ведём в опасном сечении, где возникает максимальный изгибающий момент:

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

Сечение	M_x	M_y	M_z	$M_{\text{и}}$
B				
C				

Опасное сечение _____, так как $M_{\text{и}} \text{ _____} > M_{\text{и}} \text{ _____}$.

Максимальный расчётный момент в опасном сечении

$$M_{\text{р}}^{\text{max}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{\underline{\hspace{2cm}}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$W_{\text{ос}}$ – осевой момент сопротивления в опасном сечении.

Максимальное напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{р}}^{\text{max}}}{W_{\text{ос}}} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ МПа}.$$

Принимаем $\sigma_{\max} = \dots$ МПа.

Запас статической прочности

$$n = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\max}} = \dots = \dots$$

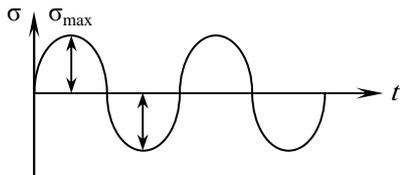
Статическая прочность вала обеспечена, так как $n > [n]$, $[n] = 1,5 \dots 3$ – требуемый запас прочности.

4.5.2. Проверочный расчёт вала на усталостную прочность

Расчёт ведём в сечении, где концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза (сечение \dots).

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

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

Среднее напряжение $\sigma_m = 0$.

Изгибающий момент в опасном сечении

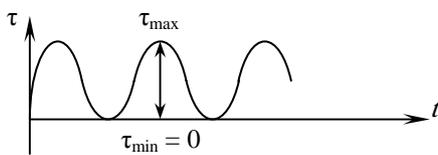
$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{\dots} = \dots ;$$

$W_{\text{ос}}$ – осевой момент сопротивления опасного сечения вала, мм^3 :

$$W_{\text{ос}} = \frac{\pi d_{\text{в}}^3}{32} - \frac{bt_1(d_{\text{в}} - t_1)^2}{2d_{\text{в}}} = \dots = \dots$$

$$\sigma_a = \sigma_{\text{изг}} = \dots$$

Пульсирующий цикл:



$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_{\text{кр}}} ;$$

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

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

$$W_{\text{кр}} = \frac{\pi d_{\text{в}}^3}{16} - \frac{bt_1(d_{\text{в}} - t_1)^2}{2d_{\text{в}}} = \dots = \dots$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

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

σ_{-1}, τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба и кручения, 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. 19П); β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности, $\beta = 0,9$ по [3, с. 165]; $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ – масштабный фактор для нормальных и касательных напряжений по (табл. 21П).

Принимаем:

σ_{-1}	τ_{-1}	σ_a	τ_a	σ_m	τ_m	k_{σ}	k_{τ}	ε_{σ}	ε_{τ}	ψ_{τ}	ψ_{σ}	β
МПа												

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

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

Общий запас усталостной прочности

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

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 А:

$$P_1 = \sqrt{(R_A^X)^2 + (R_A^Y)^2} = \sqrt{\dots} = \dots$$

Опора С:

$$P_2 = \sqrt{(R_C^X)^2 + (R_C^Y)^2} = \sqrt{\dots} = \dots$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников:

$$S_1 = 0,83eP_1 = 0,83 \dots = \dots;$$

$$S_2 = 0,83eP_2 = 0,83 \dots = \dots;$$

$$S_2 - S_1 = \dots = \dots;$$

$$F_{a2} = \dots$$

Осевые нагрузки подшипников определяются по табл. 13П:

$$P_{a1} = \text{_____};$$

$$P_{a2} = \text{_____}.$$

Определяем отношение $\frac{P_{\alpha}}{P_r}$ и сравниваем с коэффициентом e . Осевые силы учитываются в том случае, если $\frac{P_{\alpha}}{P_r} > e$.

$$\frac{P_{a1}}{P_1} = \text{_____} = \text{_____},$$

$$\frac{P_{a2}}{P_2} = \text{_____} = \text{_____}.$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = (xVP_2 + yP_a)k_{\sigma}k_T,$$

где 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 А:

$$P_3 = \text{_____} = \text{_____}.$$

Опора С:

$$P_3 = \text{_____} = \text{_____}.$$

Более нагружена опора _____, для которой и ведём расчёт.

Расчётная долговечность

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

$m = 3$ – для шарикоподшипников; $m = 3,33$ – для роликовых и упорных подшипников.

Расчётная долговечность

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

n – частота вращения вала колеса; $n = n_2 = \text{_____}$.

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

6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОК ВЕДОМОГО ВАЛА

Шпонки призматические со скруглёнными торцами: размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТ СЭВ 189–75 (рис. 3).

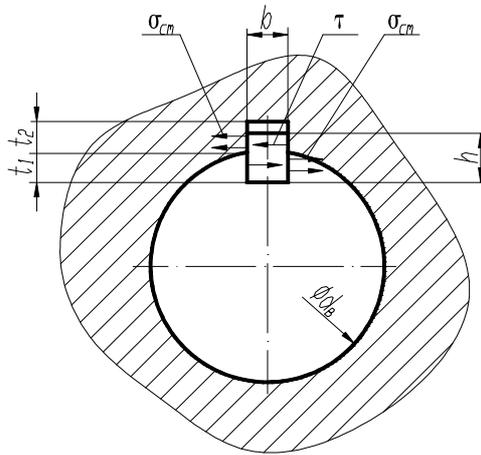


Рис. 3. Распределение напряжений в шпоночном соединении

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Определяем напряжение смятия в шпоночном соединении:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} = \frac{2M_2}{d_B(h-t_1)l_p}$$

Окружное усилие в соединении

$$P = \frac{2M_2}{d_B} = \dots = \dots$$

M_2 – вращающий момент на валу, $M_2 = \dots$; F – площадь смятия,

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

l_p – рабочая длина шпонки;

$$\sigma_{\text{см}} = \dots \text{ МПа.}$$

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 зубчатых и червячных зацеплений производится окунанием колес в масло, залитого внутрь корпуса редуктора.

Объем масляной ванны V_M определяется из расчёта 0,5 ... 0,7 литра на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V_M = \dots = \dots \text{ л.}$$

Вязкость масла выбирается в зависимости от окружной скорости V для зубчатого редуктора, а для червячного в зависимости от скорости скольжения v_s [3, с. 253, табл. 10.10].

Учитывая, что $V = \dots$, выбираем масло \dots .

Подшипники смазываются пластичной смазкой, которую закладывают в подшипниковые камеры при сборке. Периодически смазку пополняют шприцем через пресмасленки.

8. 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 звездочки передачи на вал редуктора Н8 / h8. Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6. Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7.

9. СБОРКА РЕДУКТОРА

9.1. СБОРКА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида, начиная с узлов валов:

- на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 ... 100°С;
- в ведомый вал закладывают шпонку _____ и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала;
- надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают подшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачивание валов, отсутствие заклинивания подшипников и закрепляют крышки винтами.

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают звёздочку и закрепляют её торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

9.2. СБОРКА ЧЕРВЯЧНОГО 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 нагретых 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.

Ввёртывают 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. Лебёдка 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. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / В.И. Ануриев. – 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.

ПРИЛОЖЕНИЯ

III. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	d шестерни, мм, не более	d колеса, мм	Механические свойства				Термическая обработка
			Твёрдость		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	
			HB	HRC			
<i>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</i>							
45	Любой	Любой	179 ... 207	–	600	320	Нормализованная
45	125	30	235 ... 262	–	780	540	Улучшенная
45	80	50	269 ... 302	–	890	650	– " –
40X	200	126	235 ... 262	–	790	640	– " –
40X	125	80	269 ... 302	45...50	1000	800	Улучшенная + ТВЧ
<i>Стальное литье</i>							
35Л	Любой	Любой	263 ... 207	–	550	270	Нормализованная
45Л	315	200	207 ... 235	–	680	440	Улучшенная
50ГЛ	315	200	235 ... 262	–	850	600	– " –

2П. Межосевое расстояние ГОСТ 2185–66

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

3П. Модуль по ГОСТ 9563–60

m , мм	1-й ряд	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
	2-й ряд	1,37	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

4П. Значения β и Z_H

Угол наклона линии зуба, β	0	10	15	20	25	30	35	40
Z_H при относительном коэффициенте смещения $\chi = 0$	1,76	1,74	1,71	1,67	1,62	1,56	1,50	1,42

5П. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Окружная скорость v , м/с	Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ при степени точности по нормам плавности работы (ГОСТ 1634–72)				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	–
15	1,01	1,04	1,09	–	–
20	1,02	1,05	1,12	–	–
25	1,02	1,06	–	–	–

6П. Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Относительная ширина колеса	Ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
		При твёрдости рабочих поверхностей зубьев < 350 НВ	$K_{H\beta}$	1,0	1,0	1,01	1,03	1,04	1,05
	$K_{F\beta}$	1,0	1,01	1,02	1,05	1,08	1,10	1,13	1,16

7П. Значения коэффициентов δ_H и δ_F

Твёрдость поверхностей зубьев	Вид зубьев	Значения δ_H	Значения δ_F
При твёрдости колеса или шестерни $HV \leq 350$	Прямые без модификации головки	0,006	0,016
	Косые	0,002	0,006

8П. Значения коэффициента g_0

Модуль m , мм	Значения g_0 при степени точности по нормам плавности работы			
	6	7	8	9
До 3,5	38	47	56	73
Св. 3,5 до 10	42	53	61	82

9П. Значения коэффициента Y_F

Эквивалентное число зубьев Z_0	20	21	22	25	28	30	37	40	50	80	100	150
Коэффициент Y_F	4,08	4,01	4,00	3,90	3,82	3,8	3,71	3,7	3,65	3,61	3,6	3,6

10П. 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

11П. 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

12П. 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			8; 10; 12,5; 14; 16; 20	2,5	12	1; 2; 4	
3,15				3	10; 12	1; 2; 4	
4				8; 10; 12,5; 16; 20	3,5	10 12; 14	1; 2; 4 1
5					4	9 12	1; 2; 4 1
6,3	6	9; 10	1; 2; 4				
8	8; 10; 12,5; 16	1; 2; 4	7	12	1; 2; 4		
10			12	10	1; 2		
12,5	8; 10	1; 2; 4	14	8	2		
16							
20							

13П. Параметры $d_{\alpha M_2}$ и b_2

Число витков червяка z_1	Наибольший диаметр колеса $d_{\alpha M_2}, \text{мм}$	Ширина венца червячного колеса $b_2, \text{мм}$
1	$\leq d_{\alpha_2} + 2m$	$\leq 0,75d_{\alpha_1}$
2(3)	$\leq d_{\alpha_2} + 1,5m$	$\leq 0,75d_{\alpha_1}$
4	$\leq d_{\alpha_2} + m$	$\leq 0,67d_{\alpha_1}$

**14П. 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.

**15П. Значения угла подъема γ
на делительном цилиндре червяка**

z_1	Углы подъема 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.

**16П. Приведённые коэффициенты трения f и угла трения ρ при работе червячного колеса из оловянной бронзы по
стальному червяку**

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'

17П. Коэффициент динамической нагрузки k_v

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	–	–	–	–	–

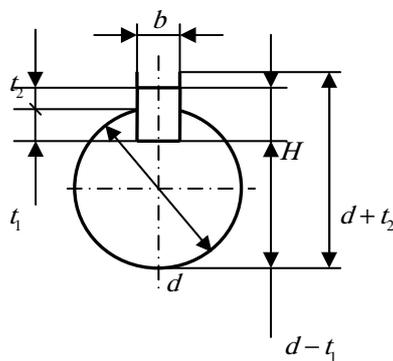
18П. Значения коэффициента Y_F

z_v	28	30	32	35	37	40	45	50	80	100
Y_F	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,34	1,30

19П. Значения k_σ и k_τ для вала с одиночной шпоночной канавкой

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

20П. 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	
" 38 " 44	12 × 8	5,0	3,3	0,25 ... 0,40
" 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	0,40 ... 0,60
" 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.

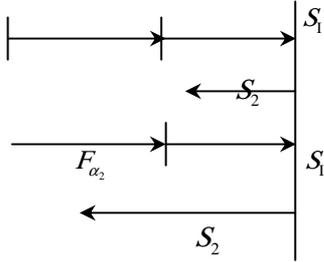
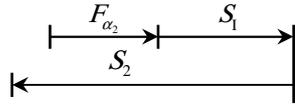
То же, исполнение 2

Шпонка 2-20 × 12 × 90 ГОСТ 23360–78.

21П. Значения ϵ_σ и ϵ_τ

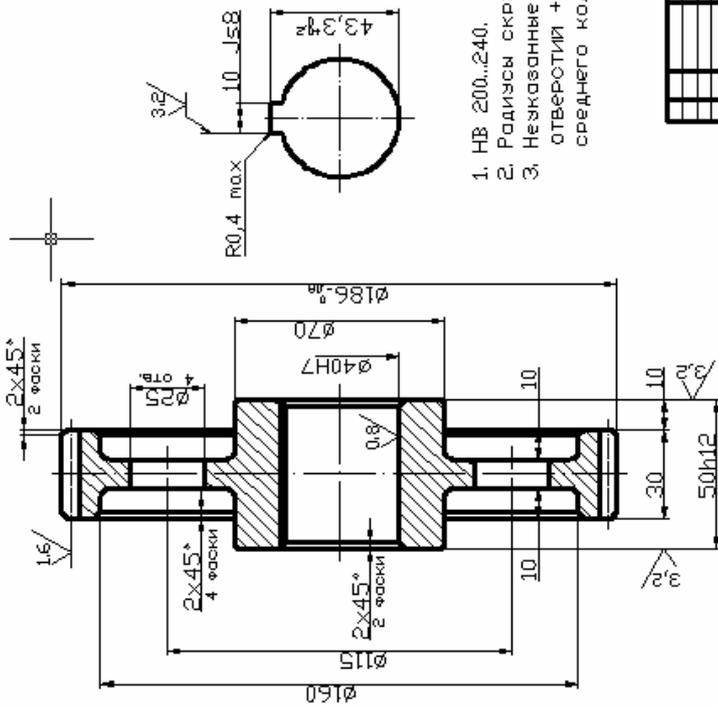
Сталь		Диаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ϵ_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ϵ_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

22П. Формулы для расчёта осевых нагрузок

№	Условия нагружения	Осевые нагрузки
1	$S_1 \geq S_2; F_{\alpha_2} \geq 0$	 <p>$P_{\alpha_1} = S_1; P_{\alpha_2} = S_1 + F_{\alpha_2}$</p>
2	$S_1 \leq S_2; F_{\alpha_2} \geq S_2 - S_1$	
3	$S_1 \leq S_2; F_{\alpha_2} \leq S_2 - S_1$	 <p>$P_{\alpha_1} = S_2 - F_{\alpha_2}; P_{\alpha_{II}} = S_2$</p>

Образцы выполнения чертежей

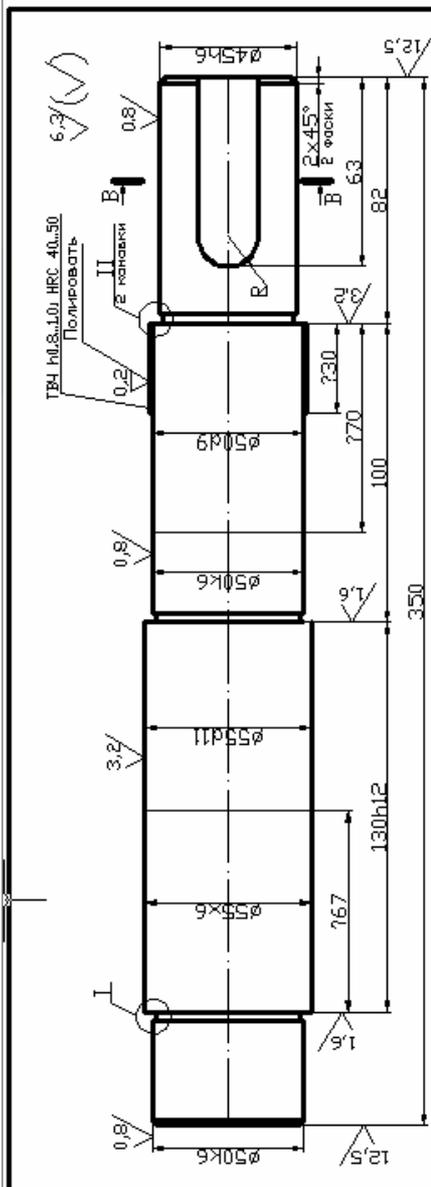
6.2 (✓)



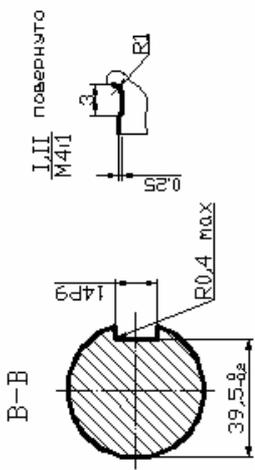
Модуль	m	3
Число зубьев	Z	57
Угол наклона		
Направление линии зуба		Правое
Исходный контур		ПЦ
Коэффициент смещения	X	0
Степень прочности		8-B
Делительный диаметр	d	180
Обозначение чертёжа сопряжённого колеса		

1. НВ 200...240.
2. Радиусы скругления 1.6 мм max.
3. Незказанные предельные отклонения размеров: отверстий +t, валов -t, отталных ±t/2 среднего колласса точности.

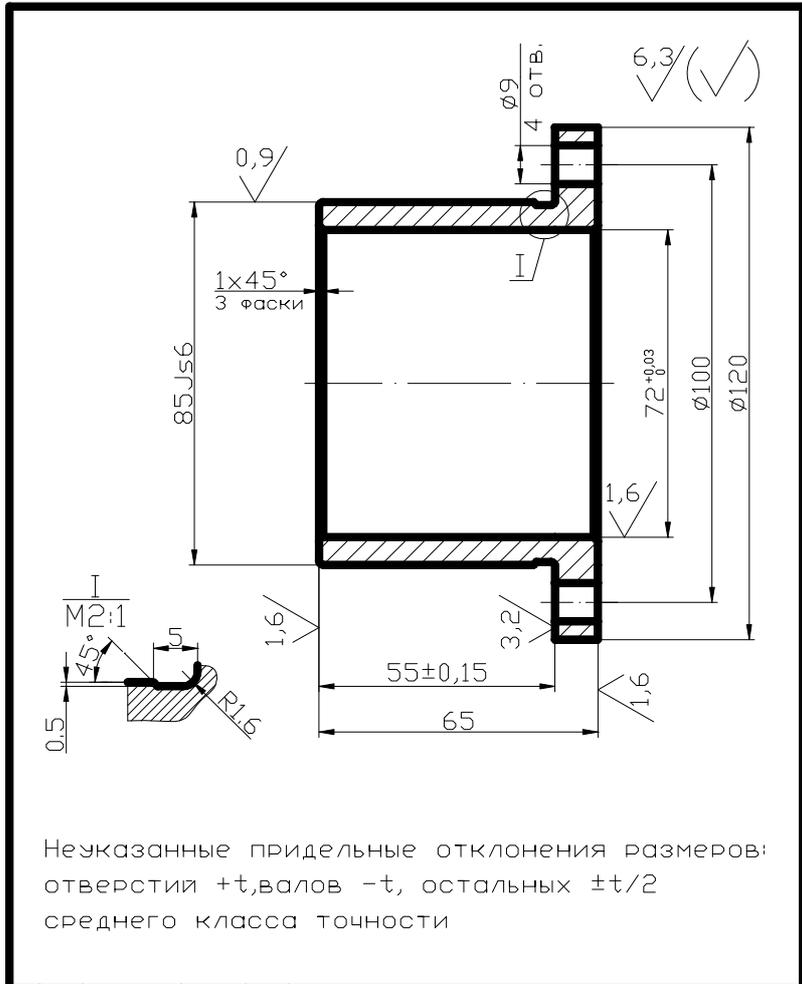
Исполн.	Провер.	Дата	Масштаб
Колесо ЗУБЧАТОЕ		11	
Сталь 45 ГОСТ 1050-74			



1. НВ 260...285 кроме места, указанного осово.
2. Размер овеслеч. инстр.
3. Незказанные предельные отклонения размеров: валов - т, остальных т/2 среднего класса точности.



№	Лист	№	Контр.	Исполн.
1	1			
Вал				
Сталь 45 ГОСТ 1050-74				
Лист 1050-74				

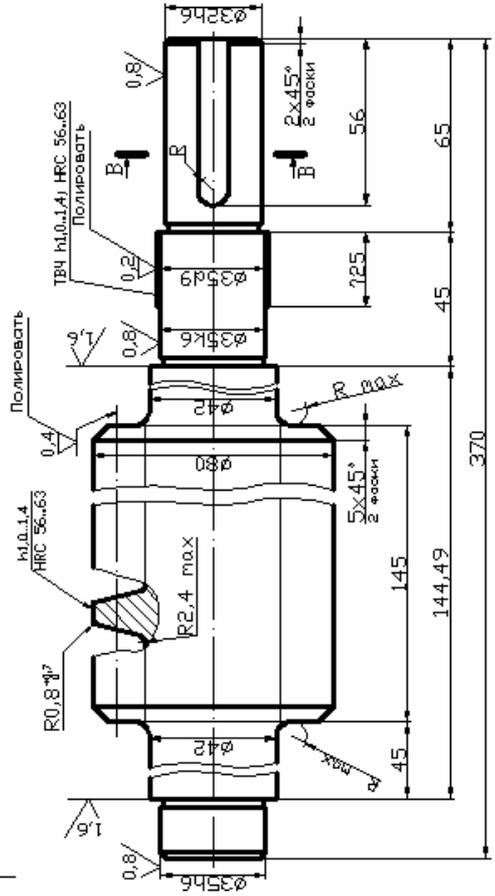


Неуказанные предельные отклонения размеров:
 отверстий +t, валов -t, остальных $\pm t/2$
 среднего класса точности

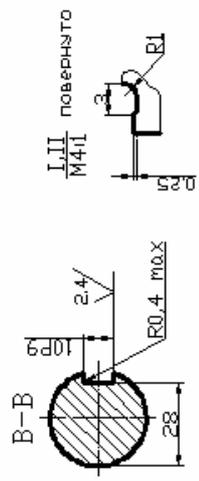
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Монтаж
Разраб.					С		1:1
Пров.					Лист	Листов	
Чтв.					СЧ 15 ГОСТ 1412-79		

6.9

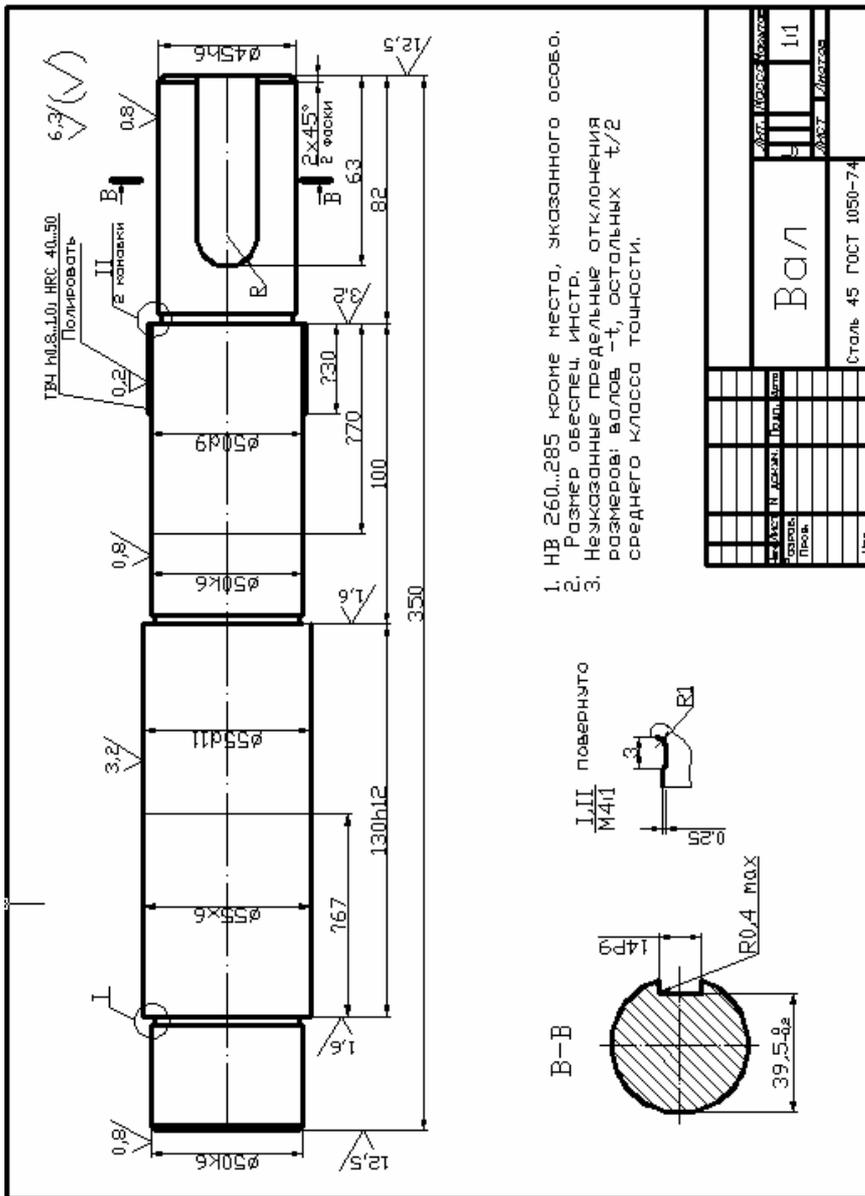
Кодиф.	И	В
Циолко витков червяка	1/2	2
Вид червяка		2А
Дополнительный угол толкания		
Поверхностное покрытие		ПРОВОД
Классификация червяка		ЧТМ 302-76
Ступень точности		6-8
СТ СЭВ 302-76		
Дополнительный диаметр червяка		24
Ход витков		56
Переменная частота вращения вала		



1. НВ 220min
2. Размер обвесл. инструм.
3. Незаказанные предельные отклонения размеров валов -т, остальных $\pm 1/2$ среднего класса точности по СТ СЭВ 302-76



Лист	1	из 1
Чертеж	ЧЕРВЯК	
Материал	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	
Масштаб	1:1	
Код	6.9	



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	5
2.3. Силовой расчёт привода	6
3. РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	7
3.1. Выбор материала зубчатых колес	7
3.2. Проектный расчёт зубчатой передачи	8
3.3. Геометрический расчёт передачи	9
3.4. Расчёт усилий, действующих в зубчатом зацеплении	11

.....	
3.5. Проверочный расчёт зубчатой передачи	12
.....	
3.5.1. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на контактную выносливость	12
.....	
3.5.2. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на выносливость по напряжению изгиба	14
.....	
3.6. Расчёт червячной передачи	16
.....	
3.6.1. Выбор материалов червячной пары	16
.....	
3.6.2. Проектный расчёт передачи	16
.....	
3.6.3. Геометрический расчёт передачи	17
.....	
3.6.4. Проверочный расчёт червячной передачи	18
.....	
3.6.5. Расчёт на контактную выносливость зубьев червячного колеса	19
.....	
3.6.6. Расчёт зубьев колеса на выносливость при изгибе	21
.....	
4. РАСЧЁТ ВАЛОВ	22
.....	
4.1. Выбор материалов валов	22
.....	
4.2. Проектный расчёт валов. Подбор подшипников и шпонок	22
.....	
4.3. Составление расчётной схемы ведомого вала редуктора. Определение опорных реакций	24
.....	
4.4. Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов	27
.....	
4.5. Проверочный расчёт ведомого вала	29
.....	
4.5.1. Проверочный расчёт вала на статическую прочность	29
.....	
4.5.2. Проверочный расчёт вала на усталостную прочность	30
.....	
5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ВЕДОМОГО ВАЛА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬ	32
.....	
6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОК ВЕДОМОГО ВАЛА	34
.....	
7. ВЫБОР СМАЗКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	35
.....	
8. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	35
.....	
9. СБОРКА РЕДУКТОРА	35
.....	
9.1. Сборка цилиндрического редуктора	35
.....	
9.2. Сборка червячного редуктора	36
.....	
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	37
.....	
ПРИЛОЖЕНИЯ	38
.....	