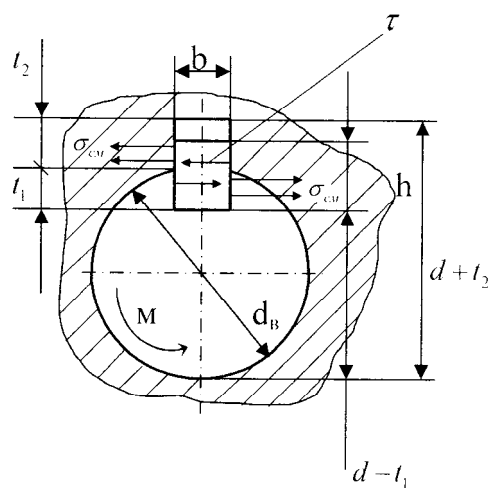


МЕХАНИКА

РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ 1 ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)



◆ ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ ◆

УДК 62-233(076)
ББК К445.5я73-5
Р134

Р е ц е н з е н т

Кандидат технических наук, доцент
М.М. Свиридов

С о с т а в и т е л и:

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

Р134 Механика : рабочая тетрадь 1 для выполнения курсового проекта (работы) / сост. : А.М. Воробьев, Е.В. Маликова, А.А. Осипов, В.И. Чернокозинская. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 40 с. – 50 экз.

Рассмотрены этапы проектирования электромеханического привода, включающего электродвигатель, зубчатый цилиндрический редуктор, ременную или цепную передачу.

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

УДК 62-233(076)
ББК К445.5я73-5

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный
технический университет" (ТГТУ), 2009

Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

МЕХАНИКА

РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ 1
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)

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



Тамбов
Издательство ТГТУ
2009

Учебное издание

МЕХАНИКА

**РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ 1
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ)**

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 02.03.2009
Формат 60 × 84/16. 2,32 усл. печ. л. Тираж 50 экз. Заказ № 70

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

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_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 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 допускаемого напряжения; F – площадь поперечного сечения провода, мм^2 .

$$F = A + C =$$

Тогда

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

Принимаем $P =$.

По условию задания диаметр барабана $D_6 =$ (м), линейная скорость движения провода $V_6 =$ (м/с).

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

$$N_{\text{вых}} = PV_6 =$$

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

Известно, что $V = \omega r = \omega \frac{D_6}{2}$, тогда

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{2V_6}{D_6} =$$

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 ременной),

$$i_{\text{п}} = ;$$

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:

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

$\eta_{\text{п}}$ – 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):

$$\text{Ведомый вал: } n_2 = n_{\text{вых}} =$$

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

$$\text{Ведущий вал: } n_1 = n_2 i' =$$

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

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

Первая ступень:

Ведомый вал: $M_{2n} = M_1 =$

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

3. РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Определение допускаемых напряжений.

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

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

Выберем материал шестерни – сталь 45 с твёрдостью $HV_1 = 200$; термообработка – улучшение.

Материал колеса – сталь 45 с твёрдостью $HV_2 =$ _____; термообработка – нормализация.

1. Определяем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H_0}}{[n]} K_{HL} =$$

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

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

• шестерни: $\sigma_{H_{01}} = 2HB_1 + 70 =$ _____ МПа;

• колеса: $\sigma_{H_{02}} = 2HB_2 + 70 =$ _____ МПа.

Допускаемые контактные напряжения:

- шестерни: $\sigma_{H_1} =$ _____ МПа;
- колеса: σ_{H_2} _____ МПа.

За расчётное допускаемое напряжение принимается меньшее значение из двух полученных:

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

$$[\sigma_H] = 1,23[\sigma_{H_2}] = \text{_____ МПа}.$$

Принимаем $[\sigma_H] =$ _____ МПа.

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба:

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

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

- шестерни $\sigma_{F_{01}} =$ _____ МПа;
- колеса $\sigma_{F_{02}} =$ _____ МПа.

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

Допускаемые напряжения изгиба:

- шестерни $[\sigma_{F_1}] =$ _____ МПа;
- колеса $[\sigma_{F_2}] =$ _____ МПа.

3.2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

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

Принимаем коэффициент ширины венца для косозубой передачи

$$\Psi_{ba} = \text{_____} \text{ и } K_a = 430 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}} \text{ [3, табл. 6.4, с. 46].}$$

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

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

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

2. Определяем величину модуля

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

3. Определяем число зубьев шестерни и колеса

Задаем угол наклона зубьев

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

Число зубьев шестерни определяется по формуле

$$Z_\Sigma = \frac{2A \cos \beta'}{m_n} = \underline{\hspace{2cm}}. \quad \text{Принимаем } Z_\Sigma = \underline{\hspace{2cm}}.$$

Уточняем значение угла наклона зубьев:

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

Определяем число зубьев шестерни:

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

Определяем число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_1 i = \underline{\hspace{2cm}}.$$

3.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ

Определяем геометрические размеры шестерни и колеса.

Полученные результаты сводим в табл. 1.

1. Геометрические параметры зацепления

Наименование размера	Шестерня	Колесо	
	Формула / Значение, мм		
Делительный диаметр $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$	$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$		$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
Диаметр впадин $d_f = d - 2,5m_n$	$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$		$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$

Диаметр вершин $d_a = d + 2m_n$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$		$d_{a2} = d_2 + 2m_n$
------------------------------------	-----------------------	--	-----------------------

Ширина венца зубчатого колеса $b_{o2} = \Psi_{ba} \times A = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

Принимаем $b_{o2} = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

Ширина венца шестерни $b_{o1} = b_{o2} + 4 = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

Уточняем межосевое расстояние:

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ мм.}$$

Полученное значение соответствует стандартному.

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

Диаметр ступицы

$$d_{ct} = 1,6d_B; d_{ct} =$$

Длина ступицы

$$l_{ct} = (1,2 \dots 1,5)d_B; l_{ct} =$$

Толщина диска

$$C = (0,2 \dots 0,3)b; C =$$

Толщина обода колеса

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0)m_n; \delta_0 =$$

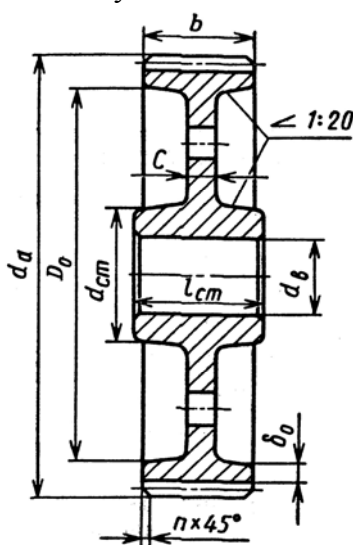


Рис. 1. Конструктивные размеры колеса

Диаметр $D_0 = d_f - 2\delta_0;$

$D_0 =$

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; рис. 3), которые определяют по формулам:

окружное усилие $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_2}{d_2} = \underline{\hspace{2cm}}$ Н,

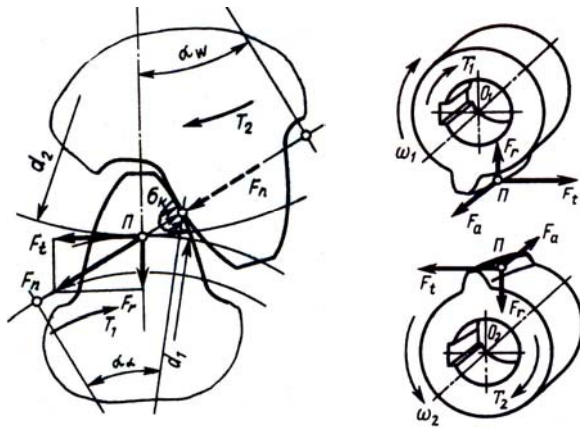


Рис. 2. Усилия в зацеплении:
a – прямозубое; *б* – косозубое

где M_2 – вращающий момент на выходном валу зубчатой передачи;

- радиальное усилие $F_{r_2} = F_{r_1} = \frac{F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \underline{\hspace{2cm}}$ Н;
- осевое усилие $F_{a_1} = F_{a_2} = \frac{F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \underline{\hspace{2cm}}$ Н.

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 расчет 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, $Z_H = \underline{\hspace{2cm}}$ (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]:

$$\epsilon_\beta = \frac{b_{w2} \sin \beta}{\pi m_n} = \underline{\hspace{10em}},$$

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \underline{\hspace{10em}}.$$

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

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \underline{\hspace{10em}}$$

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

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \underline{\hspace{10em}}$$

Определяем коэффициенты нагрузки:

V – окружная скорость передачи.

$$V = \frac{w_2 d_2}{2 \times 1000} = \underline{\hspace{10em}} \text{ м/с}$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = \underline{\hspace{10em}}$ (табл. 5П);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = \underline{\hspace{10em}}$ при $\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{ba}(i+1)}{2} = \underline{\hspace{10em}}$,

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

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

Определяем ω_{Hv} по формуле [3, ф. (6.16), с. 55]:

$$\omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{A}{i}},$$

$\delta_H = \underline{\hspace{10em}}$, δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 7П);

$g_0 = \underline{\hspace{10em}}$, g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса (табл. 8П);

$$\omega_{Hv} = \underline{\hspace{10em}} \text{ Н/мм.}$$

По формуле [3, ф. (6.15), с. 54];

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{Hv} b_{w2}}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}} = \underline{\hspace{10em}}.$$

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

$$\omega_{ht} = \frac{F_t}{b_{w2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \text{_____} \text{ Н/мм.}$$

По найденным значениям определяем действующие в передаче контактные напряжения:

$$\sigma_H = \text{_____} \text{ МПа.}$$

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

3.5.2. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на выносливость по напряжению изгиба

Определяем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса

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

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

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

- для шестерни: при $Z_{1v} = \text{_____}$, $Y_{F1} = \text{_____}$;
- для колеса: при $Z_{2v} = \text{_____}$, $Y_{F2} = \text{_____}$.

Определяем отношения:

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

Если _____ т.е. _____, то расчет 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

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}; \quad Y_\beta = \text{_____}.$$

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

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

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

Для прямозубых передач с $\varepsilon_{\beta} > 1$ и степени точности выше пятой

$$K_{F\alpha} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \underline{\hspace{10em}};$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий симметричное расположение колеса относительно опор: $K_{F\beta} = \underline{\hspace{2em}}$ при $\Psi_{bd} = \underline{\hspace{2em}}$ (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

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{A}{i}} = \underline{\hspace{10em}} \text{ Н/мм}$$

при $\delta_F = \underline{\hspace{2em}}$, $g_0 = \underline{\hspace{2em}}$ (табл. 7П, 8П)

$$V = \underline{\hspace{2em}} \text{ м/с.}$$

Вычисляем по формуле [3, ф. (6.20), с. 56] коэффициент K_{Fv} :

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}} = \underline{\hspace{10em}}.$$

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

$$\sigma_F = Y_F Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \frac{\omega_{Ft}}{m};$$

$$\sigma_F = \underline{\hspace{2em}} \text{ МПа; } \sigma_F \underline{\hspace{2em}} [\sigma_{F_2}],$$

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

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.

2.

2. 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 $M_2 =$

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

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

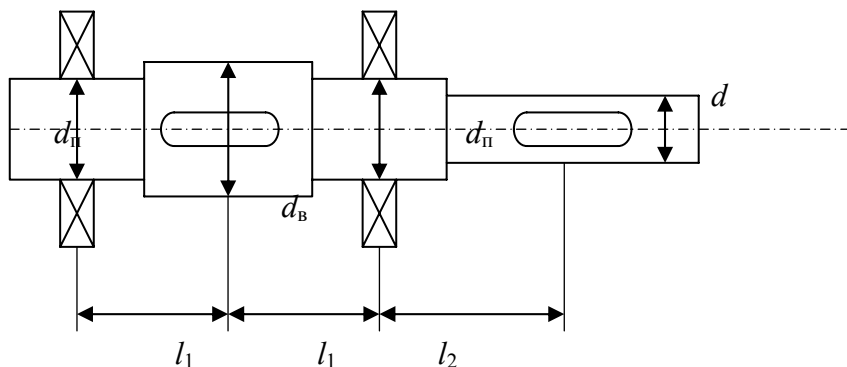
Принимаем ближайшее значение из стандартного ряда $d =$
Диаметр вала в сечении посадки подшипников ($d_{\text{п}}$):

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

Диаметр вала в сечении посадки колеса:

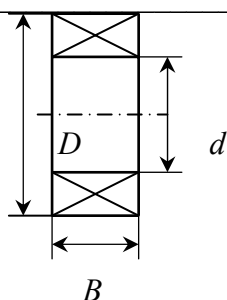
$$d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + 5 \dots 10 \text{ мм}; \quad d_{\text{в}} =$$

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. 10П).

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:

$$d_n = d + 5...10 \text{ (мм)}; \quad d_n =$$

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 представляют в виде балки на двух опорах (шарнирно-подвижная и шарнирно-неподвижная).

Все силы приводят 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: $\sum Y = 0$

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

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:

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

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 $M_{\bar{u}} > M_{\bar{v}}$

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:

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

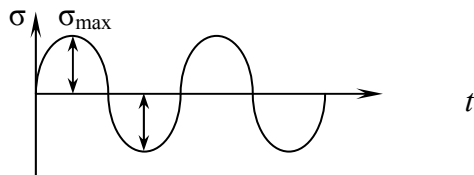
Статическая прочность вала обеспечена, так как $n > [n]$, $[n] = 1,5 \dots 3$ – требуемый запас прочности.

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:



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

Амплитуда цикла

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

Среднее напряжение $\sigma_m = 0$.

Изгибающий момент в опасном сечении

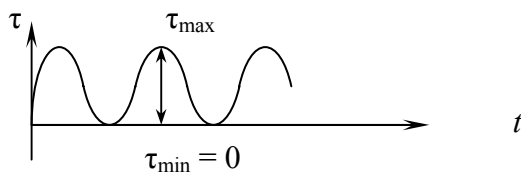
$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} =$$

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

$$W_{\text{oc}} = \frac{\pi d_B^3}{32} - \frac{b t_1 (d_B - t_1)^2}{2 d_B} =$$

$$\sigma_a = \sigma_{\text{изг}} =$$

Пульсирующий цикл:



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

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

$W_{кр}$ – 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

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

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. 11П); 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. 12П).

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 :

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

Опора C :

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

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. 13П):

$$P_{a1} =$$

$$P_{a2} =$$

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

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

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

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

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{экр}} = (xVP_z + yP_a)k_\sigma k_T =$$

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 А:

$$P_Э$$

Опора С:

$$P_Э$$

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

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

Расчётная долговечность _____

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

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. 3).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

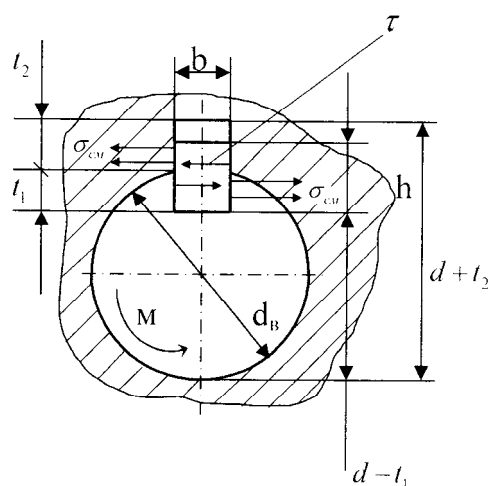


Рис. 3. Распределение напряжений в шпоночном соединении

Определяем напряжение смятия в шпоночном соединении:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} = \frac{2M_2}{d_{\text{в}}(h - z_1)l_{\text{п}}}$$

Окружное усилие в соединении

$$P = \frac{2M_2}{d_{\text{в}}}$$

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

$$F = (h - t_1) l_{\text{п}} =$$

$l_{\text{п}}$ – рабочая длина шпонки;

$$\sigma_{\text{см}} =$$

Прочность соединения обеспечена, так как $\sigma_{\text{см}} < [\sigma]_{\text{см}}$. $\sigma_{\text{см}} = 100 \dots 120$ МПа – допускаемое 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, $\sigma_H =$ 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. 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

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.

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

Таблица 1П

Марка стали	<i>d</i> шестерни, мм, не более	<i>d</i> колеса, мм	Механические свойства				Термическая обработка
			Твёрдость		предел прочно- сти	предел текуче- сти	
			НВ	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	– " –

Таблица 2П

<i>a</i> _ω , мм	1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
	2-й ряд	–	–	–	–	–	140	180	225	280	355

Таблица 3П

<i>m</i> , м	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

Таблица 4П

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

Таблица 5П

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	–	–	–

Таблица 6П

Относительная ширина колеса	Ψ_b d	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
При твердости рабочих поверхностей зубьев < 350 НВ	$K_{H\beta}$	1,0	1,0	1,01	1,03	1,04	1,05	1,07	1,08
	$K_{F\beta}$	1,0	1,01	1,02	1,05	1,08	1,10	1,13	1,16

Таблица 7П

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

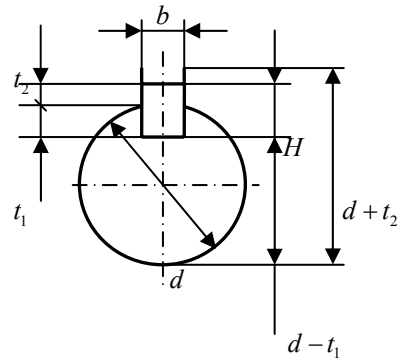
Таблица 8П

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

Таблица 9П

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. 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.

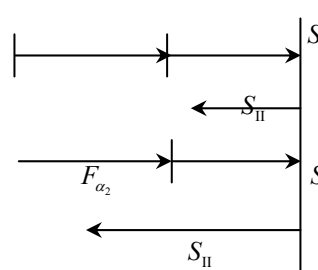
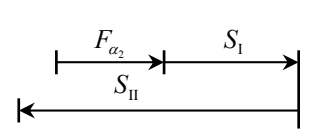
Таблица 11П

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

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	$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

13П. 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	$S_I \leq S_{II}; F_{\alpha_2} \geq S_{II} - S_I$	
3	$S_I \leq S_{II}; F_{\alpha_2} \leq S_{II} - S_I$	 $P_{\alpha_1} = S_{II} - F_{\alpha_2};$ $P_{\alpha_{II}} = P_{II}$

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 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	10
3.5. Проверочный расчёт зубчатой передачи	11
3.5.1. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на контактную выносливость	11
3.5.2. Проверочный расчёт зубчатого зацепления на выносливость по напряжению изгиба	13
4. РАСЧЁТ ВАЛОВ	15
4.1. Выбор материалов валов	15
4.2. Проектный расчёт валов. Подбор подшипников и шпонок.	16
4.3. Составление расчётной схемы ведомого вала редуктора. Определение опорных реакций	18
4.4. Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов	21
4.5. Проверочный расчёт ведомого вала	22
4.5.1. Проверочный расчёт вала на статическую прочность	22
4.5.2. Проверочный расчёт вала на усталостную прочность	22
5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ ВЕДОМОГО ВАЛА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬ	24
6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОК ВЕДОМОГО ВАЛА	26
7. ВЫБОР СМАЗКИ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	27
8. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	27
9. СБОРКА РЕДУКТОРА	27
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	29
ПРИЛОЖЕНИЕ	30