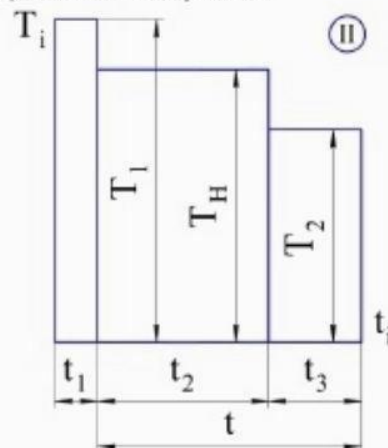


ЭД → МУ → ЦИЛ → ОЦ → МВПШ → ЗВ

1 2 3 4 5 6

1. ЭД – электродвигатель асинхронный переменного тока
2. МУ – муфта упругая
3. ЦИЛ – цилиндрический одноступенчатый редуктор
4. ОЦ – открытая цепная передача
5. МВПШ – муфта встроенная предохранительная шариковая
6. ЗВ – звездочка приводная цепного конвейера

График нагрузки – III. Тяговое усилие $F_t=2200\text{Н}$. Группа материалов – I.
Срок службы в годах $L = 6$, число смен работы $n_{см} = 3$.
Коэффициенты $\beta_1=1,7$, $\beta_2=0,5$. Окружная скорость $V=1,3$ м/с.
Диаметр приводной звездочки $D=323,6$ мм.



The diagram illustrates the internal circuitry of a vacuum tube radio receiver. It features a power supply section (1, 2, 3, 4) with a transformer and a full-wave rectifier. The main signal path consists of a tuned circuit (5, 6) with two coupled LC circuits. The output is connected to a speaker (7) and a volume control potentiometer (8). The diagram is labeled with various components and their connections.

						Лист
						1
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Срок службы привода

Срок службы привода L_h , (ч)

$$L_h = 365 \cdot L_r \cdot K_r \cdot t_c \cdot L_c \cdot K_c$$

L_r – расчетный срок службы привода (см. задание)

K_r – коэффициент годового использования

$$K_r = \text{Число рабочих дней в году} / 365 = 292 / 365 = 0,8$$

$t_c = 8$ – продолжительность смены, ч; $L_c = 3$ – число смен

K_c - коэффициент сменного использования

$$K_c = \text{Число часов работы в смену} / t_c = 7,2 / 8 = 0,9$$

тогда ресурс

$$L_h = 365 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 0,9 = 31536 \text{ ч}$$

с учетом 15% от ресурса времени простоя на профилактику

$$L_h = 31536 \cdot 0,85 = 26806 \text{ ч}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		2

1 Кинематический расчет привода

Определим мощность и частоту вращения на валу конвейера [1,стр.6]

$$P_B = F \cdot v = 2,2 \cdot 10^3 \cdot 1,3 / 10^3 = 2,86 \text{ кВт}$$

$$n_B = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1,3}{\pi \cdot 323,6} = 76,72 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

D-диаметр барабана

1.1 Выбор электродвигателя

[1, Дунаев П.Ф. “Конструирование узлов и деталей машин”. М, Высш. школа, 2000 г. стр.4]

Определяем необходимую мощность электродвигателя по общему к.п.д

$$P_{эд} = \frac{P_B}{\eta_{общ}} = \frac{2,86}{0,84} = 3,4$$

к.п.д. редуктора $\eta_{ред} = \eta_{зп} \cdot \eta_{пп}^2 = 0,97 \cdot 0,9801 = 0,95$

$\eta_{пп}$ – потери мощности в одной паре подшипников качения

$\eta_{зп}$ – к.п.д зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках

Общий к.п.д проектируемого привода

$$\eta_{общ} = \eta_{м} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{м} = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,93 \cdot 0,98 = 0,84$$

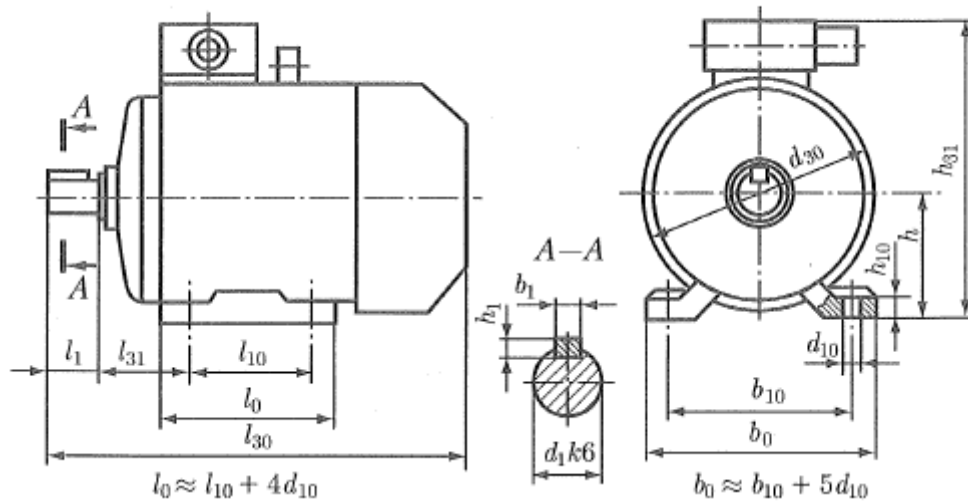
где $\eta_{м}$ – к.п.д муфты;

$\eta_{ц}$ – к.п.д цепной роликовой передачи.

По найденной мощности [1, табл. П29] выбираем электродвигатель АИР 112МВ6 У3 $P_{дв} = 4(\text{кВт})$, $T_{п}/T_{н} = 2$ синхронная частота вращения двигателя $n_{дв} = 1000 \text{ об/мин}$

Основные конструктивные размеры электродвигателя, мм

d_1	l_1	l_{30}	h	h_{31}	b_{10}	$T_{п}/T_{н}$
32	80	435	112	285	190	2



1.2 Определяем передаточное число привода [1, стр.8]

Частота вращения эл. двигателя $n_{ДВ} = 950$ об/мин (с учетом скольжения)

$$u_{общ} = \frac{n_{ДВ}}{n_B} = \frac{950}{76,72} = 12,38$$

Разбиваем общее передаточное число привода по ступеням. При установлении передаточных чисел передач привод будем стремиться к использованию стандартных значений.

Принимаем передаточное число редуктора $u_{ред} = 4$, тогда

$$u_{ц} = u_{общ} / u_{ред} = 12,38 / 4 = 3,1$$

где $u_{ц}$ – передаточное число цепной роликовой передачи

1.3 Определяем частоты вращения и угловые скорости валов привода, и их вращающие моменты [1, стр.9]

Условимся расчетные параметры быстроходного вала обозначать (Б), а тихоходного (Т).

1.3.1 Частота вращения

эл. двигателя и ведущего вала редуктора

$$n_{ДВ} = n_B = 950 \text{ об/мин}$$

$$\omega_{ДВ} = \omega_B = \pi n_{ДВ} / 30 = 3,14 \cdot 950 / 30 = 99,5 \text{ рад/с}$$

ведомого вала

$$n_T = n_B / u_{ред} = 950 / 4 = 237,5 \text{ об/мин}$$

$$\omega_T = \omega_B / u_{ред} = 99,5 / 4 = 24,88 \text{ рад/с}$$

вала рабочего органа

$$n_B = n_T / u_{Ц} = 237,5 / 3,1 = 76,61 \text{ об/мин}$$

$$\omega_B = \omega_T / u_{Ц} = 24,88 / 3,1 = 8,03 \text{ рад/с}$$

1.3.2 Вращающие моменты

на валу электродвигателя

$$T_{ДВ} = 9550 \cdot \frac{P_{тр}}{n_{ДВ}} = 9550 \cdot 3,4 / 950 = 34,18 \text{ Нм}$$

на ведущем валу редуктора

$$T_B = T_{ДВ} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ПП} = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 34,18 = 33,16 \text{ Нм}$$

на ведомом валу

$$T_T = T_B \cdot u_{РЕД} \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ПП} = 33,16 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 127,37 \text{ Нм}$$

на выходном валу привода

$$T_B = T_T \cdot u_{Ц} \cdot \eta_{Ц} = 127,37 \cdot 3,1 \cdot 0,93 = 356,26 \text{ Нм}$$

1.3.3 Мощность на валах привода

ведущий вал

$$P_B = P_{тр} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ПП} = 3,4 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 3,3 \text{ кВт}$$

ведомый вал

$$P_T = P_B \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ПП} = 3,3 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,17 \text{ кВт}$$

вал рабочего органа

$$P_B = P_T \cdot \eta_{Ц} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ПП} = 3,17 \cdot 0,93 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 2,86 \text{ кВт}$$

Кинематические и силовые параметры привода

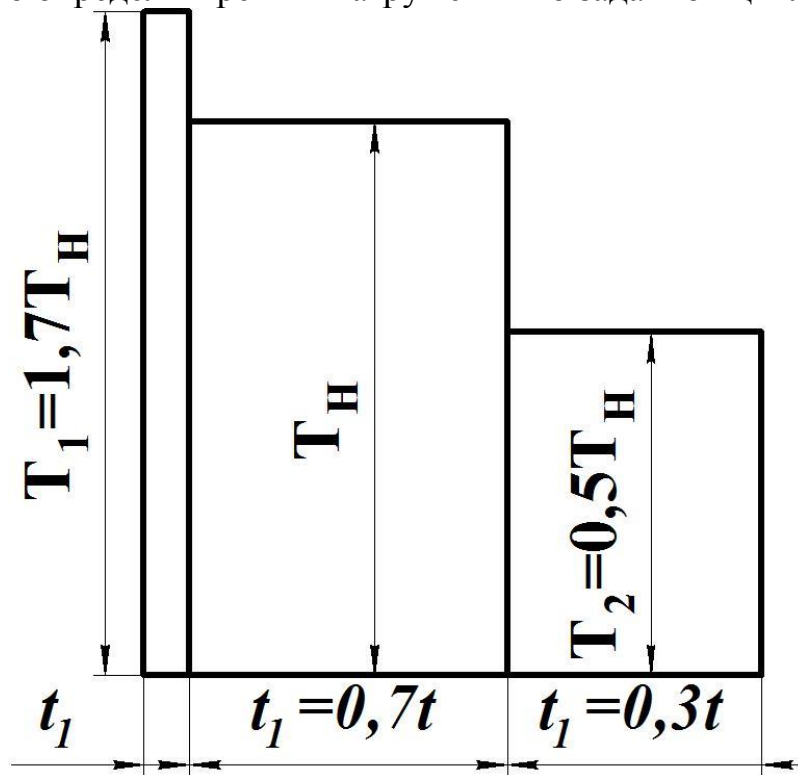
Параметр		№ валов		
Обозначение	Наименование	Б	Т	В
$n \text{ (мин}^{-1}\text{)}$	Частота вращения	950	237,5	76,61
$T \text{ (Нм)}$	Крутящий момент	33,16	127,37	356,26
$\omega = \pi n / 30 \text{ (с}^{-1}\text{)}$	Угловая скорость	99,5	24,88	8,03
$P \text{ (кВт)}$	Мощность	3,3	3,17	2,86
u	Передаточное число	4		3,1

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

2 Расчет цилиндрического одноступенчатого редуктора

Условимся расчетные параметры шестерни обозначать индексом 1, а колеса индексом 2.

Предварительно определим режим нагружения по заданной циклограмме.



Принимаем время работы конвейера в режиме $T_H = 0,7t$, тогда $0,3t$ время работы в режиме T_2

Так как угловая скорость привода постоянна, воспользуемся зависимостью [1, стр.31] и определим коэффициенты эквивалентности при расчете на контактную и изгибную (при $HВ < 350$) выносливость (без учета пиковых нагрузок).

$$\mu_H = \Sigma[(T_i/T_{\max})^3 \cdot L_{hi}/L_h] = 1^3 \cdot 0,7 + 0,5^3 \cdot 0,3 = 1 \cdot 0,7 + 0,125 \cdot 0,3 = 0,738$$

$$HВ \leq 350 \quad \mu_F = \Sigma[(T_i/T_{\max})^6 \cdot L_{hi}/L_h] = 1^6 \cdot 0,7 + 0,5^6 \cdot 0,3 = 0,7047$$

В дальнейших расчетах значения коэффициентов эквивалентности будем принимать, считая, что проектируемый привод нагружен по заданному режиму.

2.1 Выбор материалов.

Материалы шестерни и колеса будем выбирать, согласно рекомендаций [1, стр.11-12] [Иванов М.Н. "Детали машин" 6^е издание, Высш. шк., 1998, стр. 161-166]. И по заданию выбираем материалы I группы.

Известно, что при использовании в качестве материалов для шестерни и колеса стали с твердостью $HV \leq 350$, твердость у шестерни должна быть не менее чем, на (10...15) HV больше чем у колеса. [Иванов М.Н. "Детали машин" 6^е издание, Высш. шк., 1998., стр.164], а по рекомендации [Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Калининград, 1999г, стр.54] на 20...50 единиц.

Шестерня Сталь 40X Твердость поверхности 269...302HV $HV_{cp1} = 285,5$ $\sigma_B = 950$ Улучшение

Колесо Сталь 40X Твердость поверхности 235...262HV $HV_{cp2} = 248,5$ $\sigma_B = 850$ Улучшение

3.2 Определение допускаемых напряжений.

3.2.1 Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, МПа [1, стр12]

шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H1lim} \cdot Z_{N1} \cdot Z_{R1} \cdot Z_{v1}}{S_{H1}} = \frac{641 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,1} = 553,6 \text{ МПа}$$

колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H2lim} \cdot Z_{N2} \cdot Z_{R2} \cdot Z_{v2}}{S_{H2}} = \frac{567 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,1} = 489,7 \text{ МПа}$$

σ_{H1lim} и σ_{H2lim} – предел контактной выносливости (МПа) шестерни и колеса [1, табл.2.2]

$$\sigma_{H1lim} = 2HV_{cp1} + 70 = 641 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2lim} = 2HV_{cp2} + 70 = 567 \text{ МПа}$$

S_{H1} ; S_{H2} - коэффициенты запаса прочности [1, стр.13]

для шестерни с термообработкой - Улучшение

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

$$S_{H1} = 1,1$$

и для колеса с термообработкой - Улучшение

$$S_{H2} = 1,1$$

Z_{N1} и Z_{N2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса, учитывающие влияние ресурса [1,(2.1)]

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{23473395,97}{1127621196}} = 1$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{16823045}{281905299}} = 1$$

N_{HG} – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости HB_{cp} :

$$N_{HG1} = 30 \cdot HB_{cp1}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23473395,97$$

$$N_{HG2} = 30 \cdot HB_{cp2}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16823045$$

N_{HE} – эквивалентный ресурс передачи с учетом переменности режима нагружения, в (циклах) [1,стр15]

$$N_{HE1} = \mu_H \cdot N_{k1} = 0,738 \cdot 1527942000 = 1127621196$$

$$N_{HE2} = \mu_H \cdot N_{k2} = 0,738 \cdot 381985500 = 281905299$$

μ_H – коэффициент эквивалентности. табл.2.4 [1]

N_k – ресурс передачи, [1,стр13]]

$$N_{k1} = 60 \cdot L_h \cdot n_B = 60 \cdot 26806 \cdot 950 = 1527942000$$

$$N_{k2} = 60 \cdot L_h \cdot n_T = 60 \cdot 26806 \cdot 237,5 = 381985500$$

n_B ; n_T – частоты вращения быстроходного и тихоходного вала редуктора

L_h – суммарное время (в ч) работы передачи.

$$L_h = 26806$$

Z_R – коэффициент влияния шероховатости сопряженных поверхностей зубьев

$$Z_{R1} = Z_{R2} = 0,95$$

Z_v – Коэффициент влияния окружной скорости при условии $1 \leq Z_v \leq 1,15$. [1, стр14]

$$Z_{v1} = Z_{v2} = 0,85 \cdot v^{0,1} = 0,85 \cdot 2,01^{0,1} = 1$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

Принимаем контактные допускаемые напряжения, МПа

Допускаемое напряжение для цилиндрических передач с прямыми зубьями равно меньшему из допускаемых напряжений шестерни и колеса.

$$[\sigma]_H = 489,7 \text{ МПа}$$

3.2.2 Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса, МПа

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} \cdot Y_{N1} \cdot Y_{R1} \cdot Y_{A1}}{S_{F1}} = \frac{499,625 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 293,9 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot Y_{N2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_{A2}}{S_{F2}} = \frac{434,875 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 255,8 \text{ МПа}$$

$[\sigma]_{Flim1} = 1,75H_{Bcp}$; $[\sigma]_{Flim2} = 1,75H_{Bcp}$ – пределы выносливости шестерни и колеса [1, табл.2.3]

S_F – коэффициент запаса прочности, $S_{F1}=1,7$; $S_{F2}=1,7$. [1, стр.15]

Y_A – коэффициент реверса. При одностороннем приложении нагрузки $Y_{A1}=1$; $Y_{A2}=1$.

Y_R – коэффициент влияния шероховатости, принимают: $Y_{R1}=1$; $Y_{R2}=1$

Y_N – коэффициент долговечности при изгибе,

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4000000}{1076740727}} = 1$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4000000}{269185181,9}} = 1$$

при условии $1 \leq Y_N \leq 4$

N_{FG} – число циклов, $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ циклов. [9, стр. 170]

N_{FE} – эквивалентный ресурс передачи при изгибе с учетом переменности режима нагружения, в (циклах)

$$N_{FE1} = N_{k1} \cdot \mu_{F1} = 1527942000 \cdot 0,7047 = 1076740727$$

$$N_{FE2} = N_{k2} \cdot \mu_{F2} = 381985500 \cdot 0,7047 = 269185181,9$$

μ_F – коэффициент эквивалентности при изгибе, $\mu_F = 0,7047$. [1, табл.2.4]

N_k – ресурс передачи, [1, стр13], (см. выше).

3.3 Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи

3.3.1 Выбор межосевого расстояния

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		9

Предварительное значение, мм [1, стр.16]

$$a'_w = K \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_B}{u}} = 10 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{33,16}{4}} = 101,19 \text{ мм}$$

$K=10$ – коэффициент поверхностной твердости шестерни и колеса

T_B – вращающий момент на шестерне (наибольший из длительно действующих),

$T_B = 33,16 \text{ Нм}$

u – передаточное число передачи ; $u = 4$

3.3.2 Предварительное значение окружной скорости (м/с) вычисляем по формуле

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot a'_w \cdot n_B}{6 \cdot 10^4 \cdot (u + 1)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 101,19 \cdot 950}{6 \cdot 10^4 \cdot (4 + 1)} = 2,01$$

3.3.3 Степень точности передачи

Назначаем 8^ю степень точности [1, табл.2.5] для прямозубых колес при скорости до 6 м/с.

3.3.4 Уточняем межосевое расстояние, мм

$$a_w = K_a \cdot (u \mp 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_B}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}} = 450 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,146 \cdot 33,16}{0,315 \cdot 4 \cdot 489,7^2}} = 112,7$$

где, согласно [1, стр.17] $K_a = 450$ – для прямозубых колес;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колес принимаем $\psi_{ba} = 0,315$ [9, табл. 8.4]

K_H – коэф. нагрузки при расчете передачи на контактную прочность [1, стр.18]

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} = 1,101 \cdot 1,009 \cdot 1,032 = 1,146$$

здесь $K_{H\alpha}$ – динамический коэффициент, $K_{H\alpha} = 1,101$ [1, табл.2.6].

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{Hw} = 1 + (1,035 - 1) \cdot 0,27 = 1,009$$

где $K_{H\beta}^0$ – коэффициент концентрации, до приработки [1, таб.2.7].

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (4 + 1) = 0,79$$

$$\text{принимаем } K_{H\beta}^0 = 1,035$$

K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев [1, табл.2.8], для колеса с меньшей твердостью. $K_{Hw} = 0,27$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		10

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) \cdot K_{H\omega} = 1 + (1 - 1) \cdot 0,27 = 1,032$$

где $K_{H\alpha}^0$ – начальный коэффициент распределения нагрузки

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(c-5) = 1 + 0,06(7-5) = 1; \text{ при условии } 1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,25$$

c – степень точности по нормам плавности.

Полученное значение межосевого расстояния округляем по ряду размеров R_{a40} .

$$a_w = \mathbf{112 \text{ мм}}$$

3.3.5 Модуль передачи, мм

Максимально допустимый модуль определяем из условия неподрезания зубьев у основания [1, стр.20]

$$m_{max} = \frac{2 \cdot a_w}{17 \cdot (u + 1)} = \frac{2 \cdot 112}{17 \cdot (4 + 1)} = 2,64$$

Минимальное значение определяют [1, стр.20] из условия прочности

$$m_{min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_B \cdot (u \mp 1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{3400 \cdot 1,38 \cdot 33,16 \cdot (4 + 1)}{112 \cdot 38 \cdot 255,8} = 0,71$$

где $K_m=3400$ – коэффициент для прямозубых передач стр.20 [1]

$[\sigma]_F$ – меньшее из допускаемых напряжений изгиба шестерни и колеса

K_F – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,201 \cdot 1,029 \cdot 1,12 = 1,38$$

$K_{F\beta}$ – динамический коэффициент, который принимаем по [1, табл.2.9]

$$K_{F\beta} = 1,201$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения напряжений [1, стр.21]

$$K_{F\alpha} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\alpha}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,035 = 1,029$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент влияния погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями [1, стр.21], принимаем без учета приработки

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,12$$

из диапазона ($m_{min} \dots m_{max}$) принимаем значение, согласуя его со стандартным

$$m_n = \mathbf{2 \text{ мм}}$$

3.3.6 Суммарное число зубьев [1, стр.21]

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		11

суммарное число зубьев [1,стр.21]

$$z_s = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{min}}{m} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 1}{2} = 112$$

3.3.7 Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_s}{u + 1} = \frac{112}{4 + 1} = 22,4$$

Принимаем $z_1=22$

$$z_2 = z_s - z_1 = 112 - 22 = 90$$

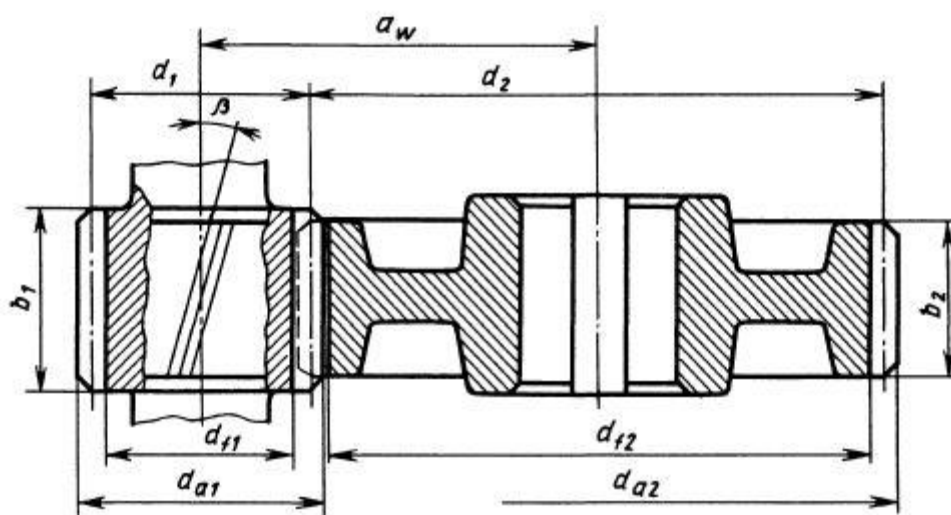
3.3.8 Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 90 / 22 = 4,09$$

отклонение от номинального значения

$$\Delta = \frac{|u_\phi - u|}{u} = \frac{|4,09 - 4|}{4} \cdot 100\% = 2,3\% , \text{ что меньше допускаемых } 3\% \quad [1, \text{стр.22}].$$

3.3.9 Основные геометрические параметры передачи, мм

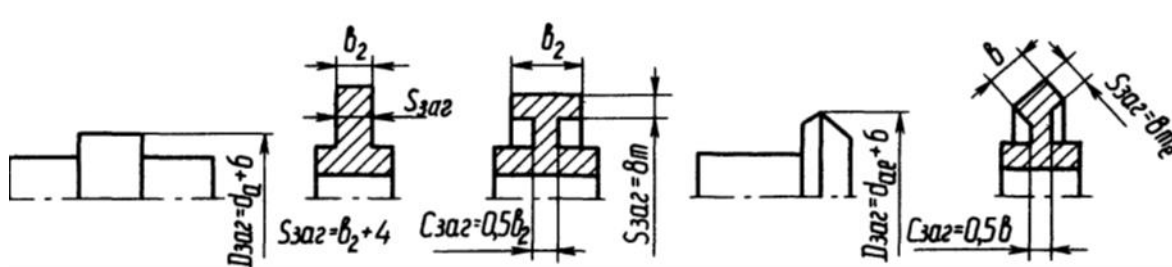


Обозначение	Формула	Значение, (мм)
Диаметры делительные	$d = z \cdot m_n$	$d_1 = 22 \cdot 2 = 44$
		$d_2 = 90 \cdot 2 = 180$
Диаметры окружностей выступов	$d_a = d + 2 \cdot m_n$	$d_{a1} = 44 + 2 \cdot 2 = 48$
		$d_{a2} = 180 + 2 \cdot 2 = 184$
Диаметры окружностей впадин	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f1} = 44 - 2,5 \cdot 2 = 39$
		$d_{f2} = 180 - 2,5 \cdot 2 = 175$
Межосевое расстояние	$a_w = m_n \cdot (z_1 + z_2) / 2$	$a_w = 2 \cdot (22 + 90) / 2 = 112$

Угол зацепления	α	20°
Ширина колеса (округленная до стандартного)	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$	$b_2 = 0,315 \cdot 112 = 38$
Ширина шестерни	$b_1 = b_2 + (3 \dots 5)$	$b_1 = 43$

3.4 Проверочный расчет передачи

Проверяем пригодность заготовок колес [1, стр.24]



$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}$$

шестерня

$$D_{\text{заг1}} = d_{a1} + 6 = 48 + 6 = 54 \text{ мм} \leq D_{\text{пред1}} = 120 \text{ мм}$$

колесо

$$S_{\text{заг2}} = b_2 + 4 = 38 + 4 = 42 \text{ мм}$$

$$C_{\text{заг}} = 0,5 \cdot b_2 = 0,5 \cdot 38 = 19 \text{ мм}$$

$$S_{\text{пред2}} = 125 \text{ мм}$$

3.4.1 Уточняем окружную скорость, степень точности и коэффициент нагрузки

Находим фактическую окружную скорость, м/с

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_B}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 44 \cdot 950}{1000 \cdot 60} = 2,19 \text{ м/с}$$

степень точности 8^я [1, табл.2.5]

коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,1095 \cdot 1,011 \cdot 1,033 = 1,1583$$

где уточненные коэффициенты

$$K_{H\alpha} = 1,1095; K_{H\beta} = 1,011; K_{H\alpha} = 1,033$$

3.4.2 Силы в зацеплении, Н [1, стр.23]

окружная

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		13

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_B}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 161,95}{44} = 1507,3 \text{ Н}$$

радиальная

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1507,3 \cdot 0,364 = 548,66 \text{ Н}$$

осевая

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1507,3 \cdot 0 = 0 \text{ Н}$$

3.4.3 Проверка зубьев по контактным напряжениям, МПа

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_H \cdot (u_\phi + 1)}{d_2 \cdot b_2}} \\ &= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,8758 \cdot \sqrt{\frac{1507,3 \cdot 1,1583 \cdot 155,65}{180 \cdot 38}} = 483,16 \text{ МПа} \end{aligned}$$

$Z_H=1,76 \cdot \cos \beta = 1,76$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, для стальных колес $Z_M=275 \text{ МПа}^{1/2}$.

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии, для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3} = 0,8758$$

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия зубьев

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{90} \right) \right] \cdot 1 = 1,699$$

Расчетное напряжение σ_H меньше допускаемого на 1,3%. Передача будет работать с допустимой недогрузкой.

3.4.4 Проверка зубьев по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба, МПа [1, стр.23]

а) в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1,271 \cdot 1507,3}{38 \cdot 2} \cdot 3,605 \cdot 1 \cdot 1 = 90,75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma]_{F2}$$

где уточненные коэффициенты

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		14

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,219 \cdot 1,010 \cdot 1 = 1,271$$

здесь (уточненные значения) $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 1,011^{0,891} = 1,010$$

N_F – показатель степени для прямозубых колес, при $b/m_n = 19$

[Решетов Д.Н. "Детали машин" 1989, стр.183-184]

$K_{F\alpha}$ – принимаем интерполируя значение [1, табл.2.9]

б) в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 90,75 \cdot \frac{4,012}{3,605} = 102,85 \text{ МПа}$$

где Y_β – коэффициент наклона зуба [1, стр.25] вычисляем по формуле

$$Y_\beta = 1 - \beta/100 = 1 \text{ при условии } Y_\beta \geq 0,7$$

Y_ϵ – коэффициент перекрытия зубьев,

$$Y_\epsilon = 1$$

Y_{FS} – коэффициент формы зуба, принимается по [1, табл.2.10] в зависимости от смещения инструмента при нарезании зубьев и приведенного числа зубьев $z_v = z/\cos^3\beta$; $z_{v1} = 22/1 = 22$; $z_{v2} = 90/1 = 90$

$$Y_{FS1} = 4,012; Y_{FS2} = 3,605$$

3.4.5 Проверка передачи при действии пиковой нагрузки

для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхности контактное напряжение σ_{Hmax} не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{Hmax}$, значение которого принимается по рекомендациям [1, стр.26]

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{пер}} = 489,32 \sqrt{2} = 692 < 1540 = [\sigma]_{Hmax}$$

$K_{пер}$ – коэффициент перегрузки, определяется как $K_{пер} = T_{пик} / T_{ном} = 2$

Проверку передачи для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхности при действии пикового момента по напряжениям изгиба проводят для зубьев шестерни

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \cdot K_{пер} = 102,85 \cdot 2 = 205,7 < 1484,6 = [\sigma_{F1}]_{max}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

$$[\sigma_{F1}]_{\max} = \frac{\sigma_{F1\text{lim}} \cdot Y_{N\max} \cdot k_{st}}{S_{st}} = 499,625 \cdot 4 \cdot 1,3 / 1,75 = 1484,6$$

и колеса

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \cdot K_{\text{пер}} = 90,75 \cdot 2 < 1292,2 = [\sigma_{F2}]_{\max}$$

$$[\sigma_{F2}]_{\max} = \frac{\sigma_{F2\text{lim}} \cdot Y_{N2\max} \cdot k_{st}}{S_{st}} = 434,875 \cdot 4 \cdot 1,3 / 1,75 = 1292,2$$

где $Y_{N\max}$ – максимально возможное значение коэффициента долговечности;
 k_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки; S_{st} – коэффициент запаса прочности. Значения коэффициентов выбраны по [1, стр.26]

3.5 Фактические значения частоты вращения на (Б) и (Т) валах редуктора

Наименование вала	n, (мин ⁻¹)
Быстроходный	950
Тихоходный	232,27