

Міністэрства адукацыі Рэспублікі Беларусь

Брэсцкі політэхнічны інстытут

Кафедра машыназнаўства

Метадычныя указанні

да курсавога праекту па дысцыпліне “Дэталі машын”
для студэнтаў спецыяльнасці Т.03.01 “Тэхналогія,
абсталяванне і аўтаматызацыя машынабудавання”

Брэст 2000

УДК 621.81(076.5)

Метадичныя указанні разлічаны на данамогу студэнту ў выкананні курсавога праекту па дэталям машын пры выбары электрарухавіка і кінематычным разліку прывода, пры разліках цыліндрычнай зубчатай перадачы з касымі зубамі, а таксама ланцуговай перадачы. У дадатку для прыкладу пададзены змест чарцяжоў курсавога праекту.

ПРИМЕР

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО КУРСУ «ДЕТАЛИ МАШИН»

Спроектировать привод цепного конвейера по следующим исходным данным:

Мощность на приводном валу $P=11$ кВт.

Частота вращения приводного вала $n=40$ мин⁻¹.

Кратковременная перегрузка $T_{пуск}/T=1,6$.

Расчетный срок службы $L_r = 12 \cdot 10^3$ ч.

Номер типового режима нагружения - 1 (тяжелый).

Число зубьев тяговой звездочки $z = 12$.

Шаг тяговой пластинчатой роликовой цепи $t = 125$ мм.

Работа в одну смену.

Характер производства - мелкосерийный.

Расчет быстроходной конической ступени выполнить для двух вариантов: с прямыми и круговыми зубьями.

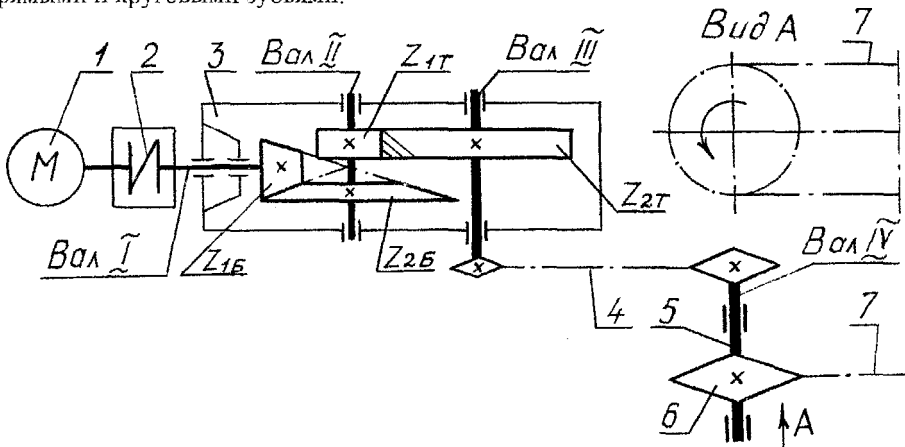


Схема привода:

1 - электродвигатель; 2 - муфта уругая; 3 - редуктор коническо-цилиндрический горизонтальный; 4 - передача цепная горизонтальная; 5 - вал приводной; 6 - звездочка тяговая; 7 - цепь тяговая пластинчатая роликовая

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

По табл. III.1 приложения III принимаем КПД элементов привода

КПД муфты упругой $\eta_m = 0,98$;

КПД закрытой конической передачи с опорами $\eta_{з.к} = 0,96$;

КПД закрытой цилиндрической передачи с опорами $\eta_{з.д} = 0,97$,

КПД цепной передачи $\eta_{ц} = 0,93$;

КПД пары подшипников приводного вала $\eta_{п} = 0,99$.

Тогда общий КПД привода:

$$\eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_{з.к} \cdot \eta_{з.д} \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{п} = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,84.$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{11}{0,84} = 13,1 \text{ кВт},$$

где P - мощность на приводном валу; $P = 11$ кВт (см. техническое задание на курсовое проектирование).

1.2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Электродвигатель выбираем исходя из требуемой мощности $P_{треб}$ и синхронной частоты вращения $n_{синхр}$.

Определим ориентировочно $n_{синхр}$.

Заданный для проектирования привод состоит из двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора и открытой цепной передачи.

На основании данных табл. III.3 приложения III зададимся предварительно передаточными числами каждой ступени:

а) быstroходной конической ступени редуктора

$$u_B' = 2 \dots 4;$$

б) тихоходной цилиндрической ступени редуктора

$$u_T' = 3 \dots 5;$$

в) открытой цепной передачи

$$u_{ц}' = 1,5 \dots 3.$$

Предварительная величина общего передаточного числа редуктора

$$u_R' = u_B' \cdot u_T' = (2 \dots 4)(3 \dots 5) = 6 \dots 20.$$

Предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u_{общ}' = u_R' \cdot u_{ц}' = (6 \dots 20)(1,5 \dots 3) = 9 \dots 60.$$

Тогда требуемая синхронная частота вращения электродвигателя

$$n_{синхр}' = n \cdot u_{общ}' = 40 (9 \dots 60) = 360 \dots 2400 \text{ мин}^{-1},$$

где n - частота вращения приводного вала; $n = 40 \text{ мин}^{-1}$ (см. техническое задание на курсовое проектирование).

Принимаем $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 13,1 \text{ кВт}$ и $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ по табл. III.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А160М6УЗ мощностью $P_3 = 15 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_3 = 975 \text{ мин}^{-1}$.

Примечание. Допускается выбирать электродвигатель мощностью $P_3 < P_{\text{треб}}$. Однако в данном случае величина перегрузки $\Delta P_3 = \frac{P_{\text{треб}} - P_3}{P_3} * 100\%$ не должна превышать допускаемую величину $[\Delta P_3]$. При этом принимают $[\Delta P_3] = 8\%$ при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) и $[\Delta P_3] = 12\%$ при перемежной нагрузке (типовые режимы нагружения 1 ... 5).

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПРИВОДА И РАЗБИВКА ЕГО ПО СТУПЕНЯМ

Фактическая величина общего передаточного числа привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_3}{n} = \frac{975}{40} = 24,38.$$

Примем передаточное число цепной передачи $u_{\text{ц}} = 2$.

Тогда передаточное число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ц}}} = \frac{24,38}{2} = 12,19.$$

На основании табл. III.4 приложения 1П распределяем передаточное число редуктора $u_{\text{р}} = 12,19$ между ступенями:

для тихоходной ступени

$$u_{\text{т}} = 1,1\sqrt{u_{\text{р}}} = 1,1\sqrt{12,19} = 3,84;$$

для быстроходной ступени

$$u_{\text{б}} = \frac{u_{\text{р}}}{u_{\text{т}}} = \frac{12,19}{3,84} = 3,17.$$

Примечание. Разбивка $u_{\text{р}}$ по ступеням может проводиться также на основании рекомендаций табл. III.5 приложения 1П.

1.4. СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДА

Вал I

Мощность на валу I

$$P_I = P_{\text{тр}} \eta_M = 13,1 \cdot 0,98 = 12,8 \text{ кВт.}$$

Частота вращения вала I

$$n_I = n_3 = 975 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на валу I

$$T_I = 9550 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9550 \cdot \frac{12,8}{975} = 125 \text{ Н*м.}$$

Вал II

$$P_{II} = P_I \eta_{\text{вк}} = 12,8 \cdot 0,96 = 12,3 \text{ кВт.}$$

$$n_{II} = n_I / u_{II} = 308 / 3,84 = 308 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{II} = 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \cdot \frac{12,3}{308} = 381 \text{ Н*м.}$$

Вал III

$$P_{III} = P_{II} \eta_{II} = 12,3 \cdot 0,97 = 11,9 \text{ кВт.}$$

$$n_{III} = n_{II} / u_I = 308 / 3,84 = 80 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{III} = 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \cdot \frac{11,9}{80} = 1421 \text{ Н*м.}$$

Вал IV

$$P_{IV} = P_{III} \eta_{III} \eta_{IV} = 11,9 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 11 \text{ кВт.}$$

$$n_{IV} = n_{III} / u_{II} = 80 / 2 = 40 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \cdot \frac{11}{40} = 2626 \text{ Н*м.}$$

Параметры P , n и T для соответствующих валов определены правильно, так как для приводного вала получили величины, соответствующие исходным данным, а именно:

$$P_{IV} = P = 11 \text{ кВт};$$
$$n_{IV} = n = 40 \text{ мин}^{-1}.$$

2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

2.1. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

Параметрам тихоходной ступени при ее проектировании приписываем индекс "Т". Тихоходная ступень разрабатываемого редуктора является цилиндрической косозубой и состоит из шестерни с числом зубьев Z_{1T} и колеса с числом зубьев Z_{2T} (см. схему привода).

Исходные данные для расчета:

а) частота вращения шестерни $n_{1T} = n_{II} = 308 \text{ мин}^{-1}$;

б) частота вращения колеса $n_{2T} = n_{III} = 80 \text{ мин}^{-1}$;

в) передаточное число тихоходной ступени $u_T = 3,84$;

г) вращающий момент на колесах тихоходной ступени $T_{2T} = T_{III} = 1421 \text{ Н*м}$;

д) расположение зубчатых колес относительно опор - несимметрично;

е) срок службы передачи $L_t = 12000$ ч.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

2.1.1. ВЫБОР ВАРИАНТА ТЕРМООБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

При курсовом проектировании вариант термообработки (т.о.) ориентировочно можно выбирать исходя из вращающего момента T_2 на колесе (а не на шестерне) рассчитываемой зубчатой пары:

$T_2 < 1000 \text{ Н*м}$ - вариант т.о. I;

$T_2 = 1000 \dots 10000 \text{ Н*м}$ - варианты т.о. II ... IV;

$T_2 > 10000 \text{ Н*м}$ - вариант т.о. V.

В нашем примере $T_2 = T_{2T} = 1421 \text{ Н*м}$. Принимаем вариант т.о. II (см. табл. П.6 приложения III):

а) т.о. шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45 ... 50 HRC₃ или 48 ... 53 HRC₃;

б) т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 269 ... 302 НВ;

в) марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X; 40X1; 35XM и др.

Принимаем твердость поверхности шестерни 45 ... 50 HRC₃, ориентируясь на сталь 40X (см. табл. П.7 приложения II).

2.1.2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТНОМ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Предел контактной выносливости поверхности зубьев σ_{Hlim} , соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. П.9 приложения II):

а) для шестерни (т.о. улучшение и закалка ТВЧ)

$$\sigma_{\text{Hlim}T} = 17H_{\text{HRC}_{3\text{ПОВ}T}} + 200 = 17 \cdot 47,5 = 1008 \text{ МПа,}$$

где $H_{\text{HRC}_{3\text{ПОВ}T}} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 \text{ HRC}_3$ - средняя твердость поверхности зубьев шестерни;

б) для колеса (т.о. - улучшение)

$$\sigma_{\text{Hlim}T} = 2H_{\text{HB}2T} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа,}$$

где $H_{\text{HB}2T} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ НВ}$ - средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Определим базовое число циклов напряжений N_{Hlim} для шестерни и колеса по формуле $N_{\text{Hlim}} = 30\sigma_{\text{Hlim}}^{2,4}$.

$$(2.1)$$

Следует отметить, что в формулу (2.1) средняя твердость поверхности зубьев подставляется только в единицах НВ. Так как для шестерни средняя твердость поверхности зубьев выражена в единицах HRC₃, переведем единицы HRC₃ в единицы НВ (см. табл. П.10 приложения III): $47,5 \text{ HRC}_3 \cong 450 \text{ НВ}$.

Тогда для шестерни

$$N_{\text{Нлм1Г}} = 30 \Pi_{\text{Нл1Г}}^2 = 30 * 480^2 = 69,96 * 10^6;$$

для колеса

$$N_{\text{Нлм2Г}} = 30 \Pi_{\text{Нл2Г}}^2 = 30 * 285^2 = 23,47 * 10^6.$$

Примечание: Если по формуле (2.1) получилось $N_{\text{Нлм}} > 120 * 10^6$, то принимают $N_{\text{Нлм}} = 120 * 10^6$.

По табл. И18 приложения И1 коэффициент, характеризующий интенсивность типовых режимов нагружения передачи при расчете на контактную выносливость для заданного типового режима 1 (см. техническое задание) $\mu_H = 0,5$.

Для рассчитываемой тихоходной ступени до шестерни и зуб колеса за один оборот зацепляются только один раз: соответственно число зацеплений $c_{1Г} = c_{2Г} = 1$.

Действительное число циклов напряжений N_k за расчетный срок службы передачи $L_{\text{дл}} = 12 * 10^3$ часов:

для шестерни

$$N_{\text{к1Г}} = 60 c_{1Г} n_{1Г} L_{\text{дл}} \mu_H = 60 * 1 * 308 * 12 * 10^3 * 0,5 = 111 * 10^6;$$

для колеса

$$N_{\text{к2Г}} = 60 c_{2Г} n_{2Г} L_{\text{дл}} \mu_H = 60 * 1 * 80 * 12 * 10^3 * 0,5 = 28,8 * 10^6.$$

Определим коэффициент долговечности Z_N для шестерни и колеса при расчете на контактную выносливость.

ГОСТ 21354-87 рекомендует определять коэффициент долговечности Z_N по одной из двух формул:

а) при $N_k \leq N_{\text{Нлм}}$

$$Z_N = 6 \sqrt[6]{\frac{N_{\text{Нлм}}}{N_k}} \leq Z_{N \text{ max}}, \quad (2.2)$$

где $Z_{N \text{ max}} = 2,6$ - при нормализации и улучшении;

$Z_{N \text{ max}} = 1,8$ - при закалке ТВЧ и цементации.

Примечание. Если по формуле (2.2) получилось $Z_N > Z_{N \text{ max}}$, то принимают $Z_N = Z_{N \text{ max}}$.

б) при $N_k > N_{\text{Нлм}}$

$$Z_N = 20 \sqrt[20]{\frac{N_{\text{Нлм}}}{N_k}} \geq 0,75. \quad (2.3)$$

Примечание. Если по формуле (2.3) получилось $Z_N < 0,75$, то принимают $Z_N = 0,75$.

Так как для шестерни $N_{\text{к1Г}} > N_{\text{Нлм1Г}}$, то коэффициент долговечности определяем по формуле (2.3):

$$Z_{\text{Н1Г}} = 20 \sqrt[20]{\frac{N_{\text{Нлм1Г}}}{N_{\text{к1Г}}}} = 20 \sqrt[20]{\frac{69,96 * 10^6}{111 * 10^6}} = 0,98 > 0,75.$$

Для колеса $N_{\text{к2Г}} > N_{\text{Нлм2Г}}$, аналогично по формуле (2.3):

$$Z_{N2T} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim2T}}{N_{k2T}}} = \sqrt[20]{\frac{23,47 * 10^6}{28,8 * 10^6}} = 0,99 > 0,75.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на контактную выносливость (см. табл. III.9 приложения III):

для шестерни - $S_{H1T} = 1,2$;

для колеса - $S_{H2T} = 1,1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на контактную выносливость:

для шестерни

$$[\sigma_H]_{1T} = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim1T}}{S_{H1T}} Z_{N1T} = 0,9 \frac{1008}{1,2} * 0,98 = 741 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_H]_{2T} = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim2T}}{S_{H2T}} Z_{N2T} = 0,9 \frac{641}{1,1} * 0,99 = 519 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого напряжения при расчете косозубой и шевронной передач на контактную выносливость принимается условное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (2.4)$$

При этом должно выполняться условие

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] < 1,25[\sigma_H]_{\min}, \quad (2.5)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - минимальное напряжение из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В нашем примере для тихоходной косозубой цилиндрической передачи:

$$[\sigma_H]_T = 0,45([\sigma_H]_{1T} + [\sigma_H]_{2T}) = 0,45(741 + 519) = 567 \text{ МПа}.$$

При этом $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_{2T}$.

Так как $[\sigma_H]_{2T} = 519 \text{ МПа}$, а $1,25[\sigma_H]_{2T} = 1,25 * 519 = 649 \text{ МПа}$, то условие (2.5) выполняется:

$$519 \text{ МПа} < [\sigma_H]_T = 567 \text{ МПа} < 649 \text{ МПа}.$$

Примечание. Если условие (2.5) не выполняется, т. е. получилось

$[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то принимают $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$, а если получилось

$[\sigma_H] > 1,25[\sigma_H]_{\min}$, то принимают $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_{\min}$.

Таким образом, в качестве предварительной величины расчетного допускаемого контактного напряжения для тихоходной косозубой цилиндрической ступени принимаем $[\sigma_H]_T = 567 \text{ МПа}$.

2.1.3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖОСЬЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Вращающий момент на колесе рассчитываемой тихоходной ступени $T_2 = T_{2T} - T_{III} = 1421 \text{ Н*м}$ (см. п. 1.4).

Если тихоходная ступень редуктора является раздвоенной, как, например, на рис. 2.1, то расчет ведут для одного из раздвоенного зацепления, принимая $T_2 = T_{2T} = T_{II}/2$.

Тихоходная ступень в проектируемом редукторе (см. техническое задание) расположена несимметрично относительно опор и является нераздвоенной. По табл. ПП.11 приложения III для такой ступени при $HВ_{1T} > 350$ и $HВ_{2T} < 350$ (согласно варианту т о II) коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,3$.

Тогда коэффициент рабочей ширины венца шестерни относительно ее делительного диаметра

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 * 0,3(3,84+1) = 0,73,$$

где $u = u_T = 3,84$.

По табл. ПП.12 приложения III при $HВ_1 > 350$ и $HВ_2 < 350$ для кривой IV в зависимости от $\psi_{bd} = 0,73$ принимаем коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,04$.

Тогда, приняв для косозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент $K_a = 430$, определим межосевое расстояние по формуле

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} \quad (2.6)$$

Для тихоходной косозубой цилиндрической ступени

$$a_{wT} = K_a(u_T+1) \sqrt[3]{\frac{T_{2T} K_{H\beta}}{u_T^2 \psi_{ba} [\sigma_{HT}]^2}} = 430(3,84+1) \sqrt[3]{\frac{1421 * 1,04}{3,84^2 * 0,3 * 567^2}} = 211 \text{ мм.}$$

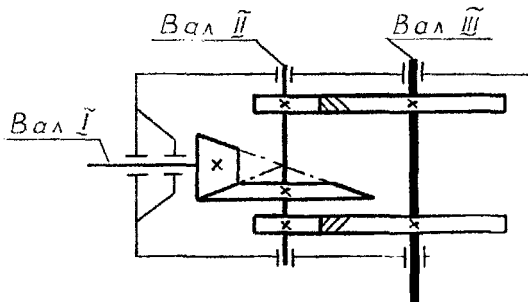


Рис. 2.1

По табл. III.13 приложения III принимаем по ряду R_a 40 ближайшее стандартное значение $a_{вт} = 210$ мм.

2.1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ПЕРЕДАЧИ

Для косозубой передачи нормальный модуль m_n может быть ориентировочно определен по условию

$$m_n \approx (0,016 \dots 0,02) a_{вт} \geq m_{n, \min} = 1,5 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

Или

$$m_n = (0,016 \dots 0,02) * 210 = 3,36 \dots 4,2 \text{ мм.}$$

По табл. III.14 приложения III принимаем стандартное значение $m_n = 4$ мм.

При этом выполняется условие (2.7)

$$m_n = 4 \text{ мм} > m_{n, \min} = 1,5 \text{ мм.}$$

2.1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, А ТАКЖЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Угол наклона зубьев в косозубой неразвоенной передаче составляет $\beta = 8 \dots 22^\circ$. Для развоенных косозубых ступеней (рис. 2.1.), как и в шевронных передачах, угол наклона зубьев рекомендуется принимать $\beta = 25 \dots 35^\circ$.

При этом угол наклона зубьев β должен быть выбран таким, чтобы был обеспечен коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,1$, т.е.:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m_n} \geq 1,1. \quad (2.8)$$

Рассчитаем ширину венца колеса b_2 :

$$b_2 = \psi_{ba} a_{вт} = 0,3 * 210 = 63 \text{ мм.}$$

Примечание. Величина b_2 округляется до целого числа.

Примем коэффициент $\varepsilon_\beta = 1,2$. Тогда

$$\sin \beta = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_2} = \frac{3,14 * 4 * 1,2}{63} = 0,239238;$$

$$\beta = 13,84157^\circ.$$

Угол β находится в рекомендуемом диапазоне $8 \dots 20^\circ$ для неразвоенных косозубых ступеней. Тогда число зубьев шестерни тихоходной цилиндрической ступени

$$z_{1T} = \frac{2 a_{вт} \cos \beta}{(u_T + 1) m_n} = \frac{2 * 210 * \cos 13,84157^\circ}{(3,84 + 1) * 4} = 21,1.$$

Принимаем $z_{1T} = 21$.

При этом, с целью исключения подрезания зубьев шестерни должно выполняться условие

$$z_1 \geq z_{1\min}. \quad (2.9)$$

Для косозубых и шевроновых передач

$$z_{1\min} = 17 \cos^2 \beta. \quad (2.10)$$

В нашем примере

$$z_{1\min} = 17 * \cos^2 13,8415^\circ = 16.$$

Условие (2.9) выполняется, так как

$$z_{1T} = 21 > z_{1\min} = 16.$$

Примечание. Если число зубьев шестерни получилось $z_1 \leq z_{1\min}$, то с целью устранения подрезания зубьев рекомендуется высотная коррекция зацепления. При этом для косозубой передачи коэффициент смещения у шестерни в нормальном к зубу сечении

$$x_{n1} = 1 - \frac{z_1}{2 \cos \beta + 15 \cos^3 \beta} \leq 0,6.$$

Тогда для колеса в нормальном сечении $x_{n2} = -x_{n1}$.

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны также в ГОСТ 16532-70, выдержки из которого приведены в табл. ПП.3а.

Число зубьев колеса

$$z_{2T} = z_{1T} u_T = 21 * 3,84 = 80,6.$$

Принимаем $z_{2T} = 81$.

Уточняем окончательно значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{(z_{1T} + z_{2T}) m_n}{2 a_{nT}} = \frac{(21 + 81) * 4}{2 * 210} = 0,9714285;$$

$$\beta = 13,72915^\circ.$$

Уточняем величины

$$v_\beta = \frac{b \sin \beta}{\lambda m_n} = \frac{63 \sin 13,72915^\circ}{3,14 * 4} = 1,19 \approx 1,1.$$

$$z_{1\min} = 17 \cos^2 \beta = 17 \cos^2 13,72915^\circ = 16.$$

Условия (2.8) и (2.9) по-прежнему выполняются.

2.1.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

$$u_{T,\Phi} = \frac{z_{2T}}{z_{1T}} = \frac{81}{21} = 3,86.$$

Отклонение $u_{T,\Phi}$ от u_T :

$$\Delta u = \frac{u_{T,\Phi} - u_T}{u_T} * 100 = \frac{3,86 - 3,84}{3,84} * 100 = 0,52\% < [\Delta u] = 4\%.$$

Примечание. Если получилось $\Delta u > [\Delta u]$, то следует изменить число зубьев z_{1T} и z_{2T} .

2.1.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{4 * 21}{0,9714285} = 86,471 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4 * 81}{0,9714285} = 333,529 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = a_{вт}; \quad \frac{86,471 + 333,529}{2} = 210 \text{ мм}.$$

Примечание. Выполненная выше проверка справедлива для косозубой передачи без смещения, когда коэффициенты смещения в нормальном сечении $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$, а также при высотной коррекции, когда $x_{n1} > 0$; $x_{n2} < 0$; $|x_{n1}| = |x_{n2}|$; $x_{\Sigma} = x_{n1} + x_{n2} = 0$. Для таких случаев делительное межосевое расстояние $a = (d_1 + d_2)/2$ равно начальному межосевому расстоянию $a_n = (d_{n1} + d_{n2})/2$, так как $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$; $\alpha_t = \alpha_{tw}$.

При угловой коррекции, когда $x_{n1} > 0$; $x_{n2} > 0$ и $x_{\Sigma} > 0$ $d_{w1} > d_1$; $d_{w2} > d_2$ и $a_w > a$. При этом $\alpha_{tw} > \alpha_t$. Однако следует отметить, что в косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна ввиду того, что с увеличением $(x_{n1} + x_{n2})$ уменьшается суммарная длина контактных линий, которая при этом не компенсируется увеличением приведенного радиуса кривизны. Поэтому угловая коррекция в косозубых передачах с внешним зацеплением, как правило, не применяется.

Диаметры вершин зубьев (при $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$):

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_{n1})m_n = 86,471 + 2 * (1 + 0) * 4 = 94,471 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_{n2})m_n = 333,529 + 2 * (1 + 0) * 4 = 341,529 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев (при $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$):

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_{n1})m_n = 86,471 - 2 * (1,25 - 0) * 4 = 76,471 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_{n2})m_n = 333,529 - 2 * (1,25 - 0) * 4 = 323,529 \text{ мм}.$$

Примечание. При определении d_a и d_f коэффициенты x_{n1} и x_{n2} подставляют со своими знаками.

Ширина венца колеса $b_2 = 63$ мм (см. п. 2.1.5.).

Тогда ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 63 + 7 = 70 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина венца шестерни (как общая величина для шестерни и колеса)

$$b_w = b_2 = 63 \text{ мм}.$$

Уточним коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{63}{86,471} = 0,73.$$

Проверим условие

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bdmax}. \quad (2.11)$$

По табл. 1.11.11 приложения III для несимметрично расположенной относительно опор неразвоенной ступени при $HV_1 > 350$ и $HV_2 < 350$

$$\psi_{bdmax} = 1,25.$$

Условие (2.11) выполняется, так как

$$\psi_{bd} = 0,73 < \psi_{bdmax} = 1,25.$$

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

2.1.8. ПРОВЕРКА ПРИГОДНОСТИ ЗАГОТОВОК ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Для варианта т.о. II марки стали одинаковы для шестерни и колеса: 40X, 40XH, 35XM (см. табл. III.6 приложения III).

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{з\text{ар}} \leq D_{\text{пред}} \quad (2.12)$$

где $D_{з\text{ар}}$ - диаметр заготовки шестерни (рис. 2.2, а);

$$D_{з\text{ар}} = d_{a1} + 6 \text{ мм};$$

$D_{\text{пред}}$ - предельное значение диаметра заготовки шестерни для принятого вида термообработки шестерни (см. табл. III.7 приложения III).

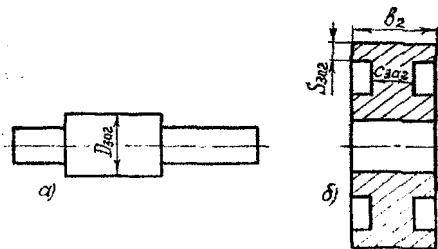


Рис. 2.2

Условие пригодности заготовки колеса (рис 2.2, б):

$$C_{з\text{ар}} \text{ или } S_{з\text{ар}} \leq S_{\text{пред}} \quad (2.13)$$

где $C_{з\text{ар}}$ - толщина заготовки диска колеса;

$S_{з\text{ар}}$ - толщина заготовки обода колеса:

$$C_{з\text{ар}} = 0,5b_2; \quad S_{з\text{ар}} = 8m_n;$$

$S_{\text{пред}}$ - см. табл. III.7 приложения III.

При проверке условия (2.13) с $S_{\text{пред}}$ сравнивается большее из значений $C_{з\text{ар}}$ и $S_{з\text{ар}}$.

Тогда в нашем примере:

а) для шестерни

$$D_{з\text{ар}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 94,471 + 6 = 100,471 \text{ мм}$$

По табл. 1П.7 приложения 1П для термообработки шестерни - улучшение и закалка ТВЧ при твердости поверхности 45...50 HRC₃, $D_{\text{перед}}=125$ мм для стали 40X, что больше $D_{\text{заг}}=100,471$ мм. Таким образом, для изготовления шестерни можно принимать сталь 40X, так как для принятого вида термообработки выполняется условие (2.12):

$$D_{\text{заг}}=100,471 \text{ мм} < D_{\text{перед}}=125 \text{ мм};$$

б) для колеса (ориентируемся также на сталь 40X)

$$C_{\text{заг}}=0,5b_2=0,5*63=31,5 \text{ мм};$$

$$S_{\text{заг}}=8m_n=8*4=32 \text{ мм}.$$

Для принятого вида термообработки колеса (улучшение) при твердости поверхности 269...302 НВ по табл 1П.7 приложения 1П величину $S_{\text{заг}}=32$ мм, как наибольшую из $C_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$, сравниваем с $S_{\text{перед}}$ для стали 40X. Ближайшая большая величина $S_{\text{перед}}=80$ мм.

Таким образом, для изготовления колеса также принимаем сталь 40X. При этом, для данной марки стали выполняется условие (2.13):

$$S_{\text{заг}}=32 \text{ мм} < S_{\text{перед}}=80 \text{ мм}.$$

2.1.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Окружная скорость шестерни и колеса в полном зацеплении одинакова и может быть определена по формуле

$$V = \frac{\pi d_2 n_{2T}}{60 * 10^3} = \frac{3,14 * 333,529 * 80}{60 * 10^3} = 1,4 \text{ м/с},$$

где n_{2T} - частота вращения колеса тихоходной ступени; так как колесо посажено на валу III, то $n_{2T}=n_{III}=80 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из $V=1,4$ м/с, для непрямоугольных цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, которая допускает окружную скорость зубчатых колес до 4 м/с.

2.1.10. ОКОНЧАТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПРОВЕРОЧНОМ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Окончательная величина допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете зубчатой передачи на контактную выносливость определяется согласно ГОСТ 21354-87 по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_N Z_R Z_V, \quad (2.14)$$

где σ_{Hlim} , S_H , и Z_N - см. п. 2.1.2.;

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

При $R_a=1,25 \dots 0,63$ мкм	$Z_R=1$
При $R_a=2,5 \dots 1,25$ мкм	$Z_R=0,95$
При $R_a=10 \dots 2,5$ мкм	$Z_R=0,9$

В конструкциях редукторов профили зубьев зубчатых колес имеют следующий параметр шероховатости R_a в зависимости от степени точности:

Степень точности	7	8	9
R_a , мкм	0,8	1,6	3,2

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

При окружной скорости зубчатого колеса $V \leq 5$ м/с коэффициент $Z_V=1$.

Если $V > 5$ м/с, то Z_V определяют по формулам:

При твердости $H \leq 350$ НВ	$Z_V = 0,85 V^{0,1}$
При твердости $H > 350$ НВ	$Z_V = 0,925 V^{0,05}$

В нашем примере для шестерни и колеса:

$Z_R=0,9$, т.к. для 9-й степени точности $R_a=3,2$ мкм;

$Z_V=1$, т.к. $V=1,4$ м/с < 5 м/с.

Тогда для шестерни:

$$[\sigma_H]_{IT} = \frac{\sigma_{HlimIT}}{\sigma_{HIT}} * Z_{NIT} * Z_R * Z_V = \frac{1008}{1,2} * 0,98 * 0,9 * 1 = 741 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$[\sigma_H]_{2T} = \frac{\sigma_{Hlim2T}}{\sigma_{H2T}} * Z_{N2T} * Z_R * Z_V = \frac{641}{1,1} * 0,99 * 0,9 * 1 = 519 \text{ МПа.}$$

Таким образом, величины $[\sigma_H]_{IT}$ и $[\sigma_H]_{2T}$ остались такими, как и при предварительном расчете (см. п. 2.1.2.) ввиду того, что произведение $Z_R Z_V$ оказалось равным 0,9.

Тогда прежней остается и расчетная величина $[\sigma_H]_T = 567$ МПа.

Примечание. Если при окончательном определении $[\sigma_H]_{IT}$ и $[\sigma_H]_{2T}$ будут получены значения, отличные от ранее принятых, тогда в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1.2, определяется новое значение окончательной расчетной величины $[\sigma_H]_T$.

2.1.11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КОСОЗУБОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Окружная сила F_t на делительном цилиндре в торцовом сечении косозубой тихоходной ступени

$$F_t = \frac{2 * 10^3 * T_{2T}}{d_2} = \frac{2 * 10^3 * 1421}{333,529} = 8521 \text{ Н.}$$

При этом для шестерни и колеса:

$$F_{t1T} = F_{t2T} = F_t = 8521 \text{ Н.}$$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1T} = F_{r2T} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 8521 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,72915^\circ} = 3193 \text{ Н.}$$

Осевая сила F_a для шестерни и колеса:

$$F_{a1T} = F_{a2T} = F_t \operatorname{tg} \beta = 8521 * \operatorname{tg} 13,72915^\circ = 2082 \text{ Н.}$$

2.1.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки при расчете передачи на контактную выносливость

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями

(см. табл. III.16 приложения III);

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (предварительно был определен в п. 2.1.3);

K_{HV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{HV} = 1 + V_H, \quad (2.16)$$

здесь V_H - динамическая добавка

$$V_H = \frac{\delta_H g_0 V \sqrt{a_w / u} b_w}{F_t}. \quad (2.17)$$

В формуле (2.17):

δ_H - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (табл. III.17. приложения III);

g_0 - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. III.18 приложения III).

В нашем примере:

$K_{H\alpha} = 1,3$ при $V \leq 5$ м/с и 9-ой степени точности (табл. III.16 приложения III);

$K_{H\beta} = 1,04$ (т.е. значение $K_{H\beta}$ осталось прежним, так как не изменилась окончательная величина $\psi_{bd} = 0,73$; если уточняем в п.2.1.7. значение ψ_{bd} изменится в сравнении с ранее принятым в п.1.2.3, то по графикам в табл. III.12 приложения III уточняют по той же кривой, что и предварительно, новое значение $K_{H\beta}$).

Приняв $\delta_H = 0,02$ (по табл. III.17 приложения III для косых зубьев при $HV_1 > 350$ и $HV_2 < 350$), $g_0 = 8,2$ (по табл. III.18 приложения III для $m_n = 4$ мм и 9-ой степени точности), $V = 1,4$ м/с, $a_w = a_{wT} = 210$ мм, $u = u_{T,\Phi} = 3,86$, $b_w = 63$ мм и $F_t = 8521$ Н по формуле (2.17):

$$V_H = \frac{\delta_H g_0 V \sqrt{a_w / u} b_w}{F_t} = \frac{0,02 * 8,2 * 1,4 * \sqrt{210 / 3,86} * 63}{8521} = 0,01.$$

Тогда по формуле (2.16):

$$K_{HIV} = 1 + V_{H1} = 1 + 0,01 = 1,01.$$

Окончательно коэффициент нагрузки по формуле (2.15)

$$K_{H1} = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HIV} = 1,13 * 1,04 * 1,01 = 1,19.$$

2.1.13. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Условие контактной выносливости согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H * \frac{u+1}{u}}{b_W d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (2.18)$$

где Z_E - коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес; для всех марок сталей при $E = 2,1 * 10^5$ МПа $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

F_t - Н; b_W, d_1 - мм; $\sigma_H, [\sigma_H]$ - МПа.

Рассмотрим определение коэффициентов Z_H и Z_ε .

Коэффициент Z_H

Для косозубой передачи без смещения ($x_{n1} = 0; x_{n2} = 0$), а также при высотной коррекции ($x_{n1} = -x_{n2}; x_\Sigma = 0$) коэффициент Z_H определяется по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} * \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\text{tg } \alpha_t}}, \quad (2.19)$$

где α_t - делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_t = \arctg \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos \beta}; \quad (2.20)$$

β_b - основной угол наклона зубьев

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ). \quad (2.21)$$

Коэффициент Z_ε .

Коэффициент Z_ε для косозубых передач определяют по различным формулам в зависимости от коэффициента осевого перекрытия ε_β :

$\varepsilon_\beta < 1$	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)(1 - \varepsilon_\beta) + \varepsilon_\beta}{3 \varepsilon_\alpha}}$	(2.22)
$\varepsilon_\beta \geq 1$	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$	(2.23)

где ε_α - коэффициент торцового перекрытия.

Для передачи без смещения при $\beta < 20^\circ$ коэффициент ε_α ориентировочно можно определить по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{i}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.24)$$

Для передачи без смещения, а также при высотной коррекции при любых значениях угла β более точно коэффициент ε_α определяют по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2}, \quad (2.25)$$

где ε_{a1} , ε_{a2} - составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев, соответственно для шестерни и колеса:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{a1} &= \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_t)}{2\pi}, \\ \varepsilon_{a2} &= \frac{z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_t)}{2\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{a1} &= \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}, \\ \alpha_{a2} &= \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}, \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

$$\left. \begin{aligned} d_{b1} &= d_1 \cos \alpha_t, \\ d_{b2} &= d_2 \cos \alpha_t, \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

Рассчитаем коэффициенты Z_H и Z_ε для нашего примера.

По формуле (2.20)

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,84157^\circ} = 20,54^\circ.$$

По формуле (2.21)

$$\beta_b = \operatorname{arcsin}(\sin \beta \cos 20^\circ) = \operatorname{arcsin}(\sin 13,84157^\circ \cos 20^\circ) = 12,99^\circ.$$

По формуле (2.19)

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} * \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}} = \frac{1}{\cos 20,54^\circ} * \sqrt{\frac{2 \cos 12,99^\circ}{\operatorname{tg} 20,54^\circ}} = 2,44.$$

Коэффициент ε_α определяем по формуле (2.24)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_{IT}} + \frac{1}{Z_{2T}} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{31} \right) \right] \cos 13,84157^\circ = 1,64.$$

Тогда по формуле (2.23), так как коэффициент $\varepsilon_\beta = 1,19$ (см. п. 2.1.5):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,78.$$

Окончательно по условию (2.18) для тихоходной косозубой передачи

$$\sigma_{HT} = Z_\varepsilon Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H * u_{т.ф} + 1}{b_w d_1 u_{т.ф}}} = 190 * 2,44 * 0,78 * \\ * \sqrt{\frac{8521 * 1,19 * 3,86 + 1}{63 * 86,471 * 3,86}} = 554 \text{ МПа} < [\sigma_H]_1 = 567 \text{ МПа}.$$

Условие контактной выпослвности передачи выполняется.

Примечания: 1. Перегрузка передачи в общем виде при $\sigma_H > [\sigma_H]$ должна быть не более 4%, т.е.

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} * 100\% \leq |\Delta \sigma_H| = 4\%.$$

2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более чем на 4%, то можно увеличить ширину венца колеса b_2 , приняв новое значение b'_2 по формуле

$$b'_2 = b_2 \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$$

и опять провсрить условие (2.18.), уточнив при этом коэффициенты, зависящие от нового значения b_2 , а именно: Z_ε , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$ и K_H . При этом в обязательном порядке должно выполняться условие:

$$\psi_{bd} = \frac{b'_2}{d_1} \leq \psi_{bd \max}.$$

3. Если увеличение ширины венца колеса не даст должного результата, т.е. перегрузка окажется более 4%, то необходимо увеличить межосевое расстояние a_w или принять другой вариант термообработки.

2.1.14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, определяется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} Y_N Y_A, \quad (2.29)$$

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. III.9 приложения III), МПа;

S_F – коэффициент запаса прочности (см. табл. III.9 приложения III);

Y_N – коэффициент долговечности при расчете на изгиб (см. ниже);

Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи; для неперерсивных передач (одностороннее приложение нагрузки) $Y_A=1$; для реверсивных передач (двустороннее приложение нагрузки) $Y_A=0,7 \dots 0,8$, здесь большие значения при $\Pi > 350 \text{ НВ}$.

Коэффициент долговечности Y_N для шестерни и колеса по формуле:

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_K}} \geq 1, \text{ и } 0 \leq Y_{N\text{max}}, \quad (2.30)$$

где N_{Flim} – базовое число циклов напряжений; для всех марок сталей:

$$N_{F\text{lim}} = 4 * 10^6;$$

N_K – действительное число циклов напряжений при расчете на изгиб:

$$N_K = 60cn L_h \mu_F, \quad (2.31)$$

где c , n , L_h – соответственно число зацеплений зуба за один оборот зубчатого колеса, частота его вращения (мин^{-1}) и расчетный срок службы передачи (ч); μ_F – см. табл. III.18 приложения III.

Показатель q_F и максимальная величина $Y_{N\text{max}}$ принимаются отдельно для шестерни и колеса в зависимости от твердости Π поверхности (а не сердцевины) зубьев согласно рекомендации [3]:

при $\text{H} < 350 \text{ НВ}$ $q_F=6$; $Y_{N\text{max}}=2$;

при $\text{H} > 350 \text{ НВ}$ $q_F=9$; $Y_{N\text{max}}=1,6$.

Если $N_K \geq N_{\text{Flim}}$, то принимают $Y_N=1$. Если $N_K < N_{\text{Flim}}$, то Y_N рассчитывают по формуле (2.30) при соответствующем значении q_F и, если получилось $Y_N \geq Y_{N\text{max}}$, то принимают $Y_N=Y_{N\text{max}}$.

Рассчитаем по формуле (2.29) допускаемые напряжения изгиба для шестерни $[\sigma_F]_{1T}$ и колеса $[\sigma_F]_{2T}$ тихоходной косозубой ступени.

По табл. III.9 приложения III принимаем:

а) для шестерни (т.о. улучшение и закалка ТВЧ) при $m_n > 3 \text{ мм}$

$$\sigma_{\text{Flim}1T} = 650 \text{ МПа}; S_{F1T} = 1,7;$$

б) для колеса (т.о. улучшение)

$$\sigma_{\text{Flim}2T} = 1,75 \text{H}_{\text{HB}2T} - 1,75 * 285,5 = 450 \text{ МПа}; (\text{здесь } \text{H}_{\text{HB}2T} - \text{см. п. 2.1.2}); S_{F1T} = 1,7.$$

Принимаем величины q_F и $Y_{N\text{max}}$:

а) для шестерни: $q_F=9$; $Y_{N\text{max}}=1,6$ при $\text{H}_{1T} > 350 \text{ НВ}$;

б) для колеса: $q_F=6$; $Y_{N\text{max}}=2$ при $\text{H}_{2T} < 350 \text{ НВ}$.

По формуле (2.31):

$$N_{K1T} = 60 c_{1T} n_{1T} L_h \mu_{F1T} = 60 * 1 * 308 * 12 * 10^3 * 0,2 = 44 * 10^6;$$

$$N_{K2T} = 60 c_{2T} n_{2T} L_h \mu_{F2T} = 60 * 1 * 80 * 12 * 10^3 * 0,3 = 17 * 10^6,$$

где по табл. П.8 приложения III для типового режима 1 $\mu_{F1T}=0,2$ при $q_F=9$ и $\mu_{F2T}=0,3$ при $q_F=6$.

Для шестерни и колеса $N_{Flim1T}=N_{Flim2T}=4 \cdot 10^6$. Тогда:

а) для шестерни

$$N_{K1T}=44 \cdot 10^6 > N_{Flim1T}=4 \cdot 10^6; Y_{N1T}=1;$$

б) для колеса

$$N_{K2T}=17 \cdot 10^6 > N_{Flim2T}=4 \cdot 10^6; Y_{N2T}=1;$$

Принимаем привод неререверсивным и $Y_A = 1$. Окончательно допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F]_{1T} = \frac{\sigma_{Flim1T}}{S_{F1T}} Y_{N1T} Y_A = \frac{650}{1,7} * 1 * 1 = 382 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{2T} = \frac{\sigma_{Flim2T}}{S_{F2T}} Y_{N2T} Y_A = \frac{450}{1,7} * 1 * 1 = 265 \text{ МПа}.$$

Примечание. При курсовом проектировании приводы цепных и ленточных конвейеров рекомендуется принимать неререверсивными, приводы общего назначения – реверсивными.

2.1.15. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на выносливость при изгибе:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \quad (2.32)$$

Физический смысл коэффициентов K_{Fa} , $K_{F\beta}$ и K_{Fv} тот же, что и коэффициентов K_{Ha} , $K_{H\beta}$ и K_{Hv} (здесь индекс "F" обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев на изгиб).

При этом принимают:

K_{Fa} - см. табл. III.16 приложения III;

$K_{F\beta}$ - см. табл. III.12 приложения III;

$K_{Fv} = 1 + v_F$, где v_F - динамическая добавка

$$v_F = \frac{\delta_F g_0 V \sqrt{a_w/u} b_w}{F_t}, \quad (2.33)$$

здесь $\delta_F=0,06$ - для косозубых передач.

Остальные величины в формуле (2.33) те же, что и при определении v_H (см. п. 2.1.12). Тогда в нашем примере:

$K_{Fa}=1,35$ (табл. III.16 приложения III);

$K_{F\beta}=1,1$ (по кривой IV при $Hb_1 > 350$ и $Hb_2 < 350$ для $\psi_{bd}=0,73$ на основании графиков, приведенных в табл. П.12 приложения III);

По формуле (2.33) величина v_F :

$$V_F = \frac{\delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u} b_w}}{F_t} = \frac{0,06 * 8,2 * 1,4 * \sqrt{210 / 3,86} * 63}{8521} = 0,04.$$

Коэффициент K_{FV} :

$$K_{FV} = 1 + v_F = 1 + 0,04 = 1,04.$$

Тогда по формуле (2.32) коэффициент нагрузки K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1,35 * 1,1 * 1,04 = 1,5.$$

2.1.16. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Условие выносливости зубьев при изгибе для косозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m_n} K_F Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} \leq [\sigma_F], \quad (2.34)$$

где Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V} - 29,7 \frac{x_n}{Z_V} + 0,092 x_n^2, \quad (2.35)$$

Z_V – эквивалентное число зубьев:

$$Z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (2.36)$$

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} * \frac{\beta}{120} \geq 0,7; \quad (2.37)$$

в формуле (2.37) β – град; при этом, если получилось $Y_{\beta} < 0,7$; то принимают $Y_{\beta} = 0,7$; Y_{ε} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

При $\varepsilon_{\beta} < 1$	$Y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha}}$	(2.38)
При $\varepsilon_{\beta} \geq 1$	$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}$	(2.39)

В нашем примере для шестерни и колеса:
по формуле (2.36):

$$Z_{VT} = \frac{Z_{IT}}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 13,72915^\circ} = 23;$$

$$Z_{V2T} = \frac{Z_{2T}}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 13,72915^\circ} = 88;$$

по формуле (2.35) при $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$:

$$Y_{FS1T} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{V1T}} = 3,47 + \frac{13,2}{23} = 4,04;$$

$$Y_{FS2T} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{V2T}} = 3,47 + \frac{13,2}{88} = 3,62;$$

по формуле (2.37) при $\varepsilon_\beta = 1,19$ (см. п. 2.1.5)

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,19 \cdot \frac{13,72915}{120} = 0,86 > 0,7;$$

по формуле (2.39) при $\varepsilon_\beta = 1,19$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,64} = 0,61, \text{ где } \varepsilon_\alpha = 1,64 \text{ см. п. 2.1.13.}$$

Тогда условие (2.34):

а) для шестерни:

$$\sigma_{F1T} = \frac{F_t}{b_1 \cdot m_n} K_F Y_{FS1T} Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{8521}{70 \cdot 4} \cdot 1,5 \cdot 4,04 \cdot 0,86 \cdot 0,61 = 97 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{1T} = 382 \text{ МПа};$$

б) для колеса:

$$\sigma_{F2T} = \frac{F_t}{b_2 \cdot m_n} K_F Y_{FS2T} Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{8521}{63 \cdot 4} \cdot 1,5 \cdot 3,62 \cdot 0,86 \cdot 0,61 = 96 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{2T} = 265 \text{ МПа.}$$

Выносливость зубьев шестерни и колеса при изгибе обеспечивается.

2.1.17. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Цель данного проверочного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии максимальной нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на контактную выносливость.

Проверочный расчет передачи на контактную прочность при перегрузке выполняют по условию:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} \leq [\sigma_{H \max}] \quad (2.40)$$

где $\sigma_{H \max}$ – максимальное контактное напряжение при перегрузке, МПа;

σ_H – фактическое контактное напряжение, полученное при расчете передачи на контактную выносливость, МПа (см. п. 2.1.13);

$\frac{T_{\text{пуск}}}{T}$ - кратковременная перегрузка привода (см. техническое задание на курсовой проект);

$[\sigma_{H\max}]$ - предельно допускаемое контактное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, МПа.

Значения $[\sigma_{H\max}]$ обычно принимают для менее прочного зубчатого колеса из рассчитываемой ступени.

Определим $[\sigma_{H\max}]$ для шестерни и колеса тихоходной ступени согласно табл. III.9 приложения III:

а) для шестерни (т.о. улучшение и закалка ТВЧ) при $m_n > 3$ мм:

$$[\sigma_{H\max}]_{1T} = 40 H_{HRC, \mu o d T} = 40 * 47,5 = 1900 \text{ МПа},$$

где $H_{HRC, \mu o d T} = 47,5 HRC_{\sigma}$ - см. п.2.1.2;

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{H\max}]_{2T} = 2,8 \sigma_T = 2,8 * 750 = 2100 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 750$ МПа для стали 40Х при т.о. улучшении ($H_{2T} = 269 \dots 302$ НВ) согласно табл. III.7 приложения III.

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину $[\sigma_{H\max}]_{1T} = 1900$ МПа. т.е:

$$[\sigma_{H\max}]_T = [\sigma_{H\max}]_{1T} = 1900 \text{ МПа}.$$

Тогда условие (2.40) для тихоходной ступени:

$$\sigma_{H\max T} = \sigma_{HP} \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T} \cdot 55,4 \sqrt{1,6}} = 701 \text{ МПа} < [\sigma_{H\max}]_T = 1900 \text{ МПа}.$$

Условие (2.40) выполняется.

2.1.18. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на выносливость при изгибе.

Проверочный расчет передачи при изгибе максимальной нагрузкой выполняют по условию:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пуск}}}{T} \leq [\sigma_{F\max}], \quad (2.41)$$

где $\sigma_{F\max}$ - максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузке, МПа.

σ_F - фактическое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба;

$[\sigma_{Fmax}]$ – предельно допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа (см. табл. III.9 приложения IП).

Определим отдельно для шестерни и колеса тихоходной ступени по табл. IП.9 приложения IП $[\sigma_{Fmax}]$:

а) для шестерни (т.о. улучшение и закалка ТВЧ) при $m_n > 3$ мм:

$$[\sigma_{Fmax}]_{1T} = 1260 \text{ МПа};$$

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_{2T} = 2,74 H_{HB2T} = 2,74 * 285,5 = 782 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2T} = 285,5$ HB – см. п. 2.1.2.

Ранее мы получили $\sigma_{F1T} = 97$ МПа и $\sigma_{F2T} = 96$ МПа (см. п. 2.1.16).

Тогда условие (2.41) для тихоходной ступени:

а) для шестерни:

$$\sigma_{Fmax1T} = \sigma_{F1T} \frac{T_{n_{ув.к}}}{T} = 97 * 1,6 = 155 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_{1T} = 1260 \text{ МПа};$$

б) для колеса:

$$\sigma_{Fmax2T} = \sigma_{F2T} \frac{T_{n_{ув.к}}}{T} = 96 * 1,6 = 154 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_{2T} = 782 \text{ МПа}.$$

Условие (2.41) выполняется как для шестерни, так и для колеса.

2.2. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

Параметрам быстроходной ступени при ее проектировании приписываем индекс "Б".

Расчет конической передачи с прямыми зубьями см. [2] с. 220...222, с круговыми зубьями - [3] с. 181...183. Общая методика проектирования конической передачи с прямыми и круговыми зубьями изложена в [8] с. 65...70.

3. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) мощность на валу ведущей звездочки $P_1 = P_{III} = 11,9$ кВт;

б) частота вращения ведущей звездочки $n_1 = n_{II} = 80$ мин⁻¹;

в) передаточное число $u_{II} = 2$;

г) условия эксплуатации (работа без пыли; передача открытая; расположение - горизонтальное; работа в одну смену; смазка - удовлетворительная; натяжение цепи не предусматривается).

Расчет цепной передачи проводим в следующей последовательности.

3.1. ВЫБОР ТИПА ЦЕПИ

Рассчитываемая цепная передача является последней ступенью привода. Поэтому при небольшой скорости движения она будет испытывать значительные нагрузки. Выбираем приводную роликовую цепь.

3.2. ВЫБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧЕК

В нашем примере меньшая звездочка является ведущей, а большая - ведомой. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки роликовой цепи согласно [4]

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_{ц} \geq 13.$$

$$\text{При } u_{ц} = 2$$

$$z_1 = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13.$$

Полученная величина $z_1 = 25$ примерно соответствует и рекомендациям М.Н. Иванова [3] (см. табл. 1П.27 приложения 1П).

Число зубьев большей (ведомой) звездочки

$$z_2 = u_{ц} \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50.$$

Д.Н. Решетов [4] считает, что предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу зубьев и шарниров. С учетом этих рекомендаций принимаем окончательно $z_1 = 25$ и $z_2 = 51$.

Для того, чтобы роликовая цепь в процессе изнашивания не соскакивала с большей звездочки, необходимо выполнение условия

$$z_2 = 51 < z_{2\max} = 120.$$

Тогда фактическое передаточное число

$$u_{ц,ф} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{25} = 2,04.$$

Отклонение $u_{ц,ф}$ от $u_{ц}$:

$$\Delta u_{ц} = \frac{u_{ц,ф} - u_{ц}}{u_{ц}} \cdot 100 = \frac{2,04 - 2}{2} \cdot 100 = 2\% < [\Delta u_{ц}] = 3\%,$$

что допустимо.

3.3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖСОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

По соображениям долговечности цепи *в примере* величину межсосевого расстояния будем принимать в диапазоне

$$a = (30 \dots 50) p_{ц}$$

где $p_{ц}$ - шаг цепи, мм.

3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЭКСПЛУАТАЦИИ $k_э$

По таблице III. 29 приложения III:

- а) коэффициент динамической нагрузки $k_д = 1,3$ (нагрузка переменная);
- б) коэффициент межосевого расстояния $k_а = 1$ [для $a = (30...50)$ рц];
- в) коэффициент наклона передачи к горизонту $k_н = 1$ (передача горизонтальная);
- г) коэффициент способа регулировки натяжения цепи $k_{РЕГ} = 1,25$ (натяжение цепи не регулируется);
- д) коэффициент смазки и загрязнения передачи $k_с = 1$ [производство без пыли, качество смазки - II (удовлетворительная: густая внутришарнирная при $V < 4$ м/с, см. таблицу III. 28 приложения III)];
- е) коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течении суток $k_{РЕЖ} = 1$ (работа в одну смену).

Тогда коэффициент эксплуатации

$$k_э = k_д \cdot k_а \cdot k_н \cdot k_{РЕГ} \cdot k_с \cdot k_{РЕЖ} = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,63.$$

3.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ k_z и k_n

Число зубьев малой звездочки типовой передачи принимается только $z_{01} = 25$ (см. таблицу III. 30 приложения III). Число зубьев малой звездочки проектируемой передачи $z_1 = 25$. Тогда коэффициент числа зубьев

$$k_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1.$$

Частота вращения малой звездочки проектируемой передачи $n_1 = 80$ мин⁻¹. Ближайшая большая частота вращения малой звездочки типовой передачи $n_{01} = 200$ мин⁻¹ (см. таблицу III.30 приложения III). Тогда коэффициент частоты вращения

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{200}{80} = 2,5.$$

3.6. ВЫБОР ЦЕПИ

Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью для проектируемой передачи

$$P_p = P_1 \cdot k_э \cdot k_z \cdot k_n = 11,9 \cdot 1,63 \cdot 1 \cdot 2,5 = 48,5 \text{ кВт.}$$

где $P_1 = 11,9$ кВт - мощность на валу малой (ведущей) звездочки.

Ближайшей большей допускаемой расчетной мощностью $[P_p]$ по табл. III.30 приложения III при $z_{01} = 25$ и $n_{01} = 200 \text{ мин}^{-1}$ является $[P_p] = 68,1 \text{ кВт}$ для однорядной цепи ПР-50,8-226800 с шагом $p_{ц} = 50,8 \text{ мм}$.

Для того, чтобы решить вопрос о том, подходит нам однорядная цепь с таким шагом или нет, определим, какие же при этом получаются делительные диаметры звездочек:

$$d_{d1} = \frac{p_{ц}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 405 \text{ мм}$$

$$d_{d2} = \frac{p_{ц}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 825 \text{ мм}$$

Так как ведомая звездочка диаметром d_{d2} устанавливается на приводном валу, на котором в свою очередь находится ведущая тяговая звездочка ($\text{пар } t = 125 \text{ мм}$, число зубьев $z = 12$), определим делительный диаметр d_d тяговой звездочки и сравним их размеры:

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{125}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 423 \text{ мм}$$

Мы видим, что d_{d2} значительно превышает d_d , что приводит к нарушению соразмерности конструкции. Кроме этого, нас не удовлетворяет и размер $d_{d1} = 405 \text{ мм}$, так как ведущая звездочка оказывается примерно такого же размера, что и высота редуктора (ведь в результате предыдущих расчетов, мы получили диаметр вершин колеса тихоходной ступени $d_{a2т} = 341,529 \text{ мм}$).

Принимаем решение о переходе с однорядной цепи на двухрядную. При этом вводим коэффициент числа рядов $k_{ряд}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов	1	2	3	4
$k_{ряд}$	1	1,7	2,5	3

Для двухрядной цепи $k_{ряд} = 1,7$.

Тогда расчетная мощность, передаваемая одним рядом двухрядной цепи

$$P_p' = \frac{P_p}{k_{ряд}} = \frac{48,5}{1,7} = 28,5 \text{ кВт}$$

На основании данных табл. III.30 приложения III видим, что при $z_{01} = 25$ и $n_{01} = 200 \text{ мин}^{-1}$ ближайшей большей к $P_p' = 28,5 \text{ кВт}$ является величина $[P_p] = 34,8 \text{ кВт}$ для одного ряда цепи шагом $p_{ц} = 38,1 \text{ мм}$. Учитывая, что двухрядная обозначается 2ПР, а трехрядная 3ПР, принятая в нашем случае цепь будет иметь обозначение 2ПР. Так как на разрыв работают два ряда цепи, в качестве разрушающей нагрузки для всей цепи принимается не величина, указанная в

обозначении однорядной цепи 1П в табл. III. 30, а нагрузка для цепи 2ПР с шагом $p_{11} = 38,1$ мм, приведенная в табл. III. 31, которая составляет 254 кН или 254 000 Н.

Обозначение цепи:

Цепь 2ПР-38,1-254 000 ГОСТ 13568-75.

Для ограничения вредного влияния ударов цепи о зубья ведущей звездочки, что может привести к разрушению шарниров цепи и зубьев проверяем, не превышает ли шаг p_{11} максимально допустимый $[p_{11}]_{\max}$. По табл. III. 32 приложения III видим, что при частоте вращения ведущей звездочки $n_1 = 300$ мин⁻¹ допускается для роликовой цепи $[p_{11}]_{\max} = 50,80$ мм. В нашем примере $n_1 = 80$ мин⁻¹ и, следовательно, цепь допускает еще большую величину $[p_{11}]_{\max}$. Таким образом, для выбранной цепи с $p_{11} = 38,1$ мм выполняется условие $p_{11} < [p_{11}]_{\max}$.

Уточняем делительные диаметры звездочек:

$$d_{o1} = \frac{p_{11}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 303,99 \text{ мм};$$

$$d_{o2} = \frac{p_{11}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 618,90 \text{ мм}.$$

Для того, чтобы еще уменьшить размеры d_{o1} и d_{o2} , можно принять трехрядную цепь 3ПР, один ряд которой составляет цепь 1П с шагом $p_{11} = 31,75$ мм (см. табл. III. 30 приложения III), а разрушающая нагрузка всей цепи 3ПР по табл. III. 31 равна 265,5 кН. При этом

$$P_{\text{ряд}} = \frac{P_{\text{П}}}{k_{\text{ряд}}} = \frac{48,5}{2,5} = 19,4 \text{ кВт} \approx [P_{\text{П}}] = 19,3 \text{ кВт}.$$

Тогда для $p_{11} = 31,75$ мм $d_{o1} = 253,33$ мм и $d_{o2} = 515,75$ мм. Таким образом, трехрядная цепь 3ПР-31,75 265500 дает наилучшее соотношение конструктивных размеров привода и студенту предлагается самому спроектировать такой привод.

Мы же для дальнейшей разработки принимаем вариант привода с двухрядной роликовой цепью 2ПР 38,1 254000.

Скорость цепи

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 303,99 \cdot 80}{60 \cdot 10^3} = 1,3 \text{ м/с}.$$

По табл. III. 28 приложения III при $V = 1,3 \text{ м/с}$ назначаем для цепи густую внутриварниковую смазку (качество смазки II).

3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ И ДЛИНЫ ЦЕПИ

Рансе (см. п. 3.3) из соображений долговечности цепи мы приняли, что предварительная величина межосевого расстояния a будет находится в диапазоне

$$a = (30 \dots 50) p_{ц}$$

Так как меньшее значение рекомендуется [3] для $z_{ц1} = 1 \dots 2$, а большее для $z_{ц1} = 6 \dots 7$, при $z_{ц1} = 2$ принимаем

$$a = 35 p_{ц} = 35 \cdot 38,1 = 1334 \text{ мм.}$$

Длина цепи в шагах или число звеньев цепи

$$L_p = \frac{2a}{p_{ц}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_{ц}}{a} = \frac{2 \cdot 1334}{38,1} + \frac{25 + 51}{2} + \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{1334} = 108,5.$$

Округляем L_p до целого четного числа, для того, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Тогда

$$L_p = 108.$$

Для принятого значения $L_p = 108$ уточняем a :

$$a = \frac{p_{ц}}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{38,1}{4} \left[108 - \frac{25 + 51}{2} + \sqrt{\left(108 - \frac{25 + 51}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1324 \text{ мм.}$$

Так как цепная передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи, расчетное межосевое расстояние a уменьшают на величину $\Delta a = (0,002 \dots 0,004) a$.

Тогда

$$\Delta a = (0,002 \dots 0,004) 1324 = 3 \dots 5 \text{ мм.}$$

Принимаем $\Delta a = 4$ мм и тогда окончательная величина межосевого расстояния

$$a = 1324 - 4 = 1320 \text{ мм.}$$

3.8. СИЛЫ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Окружная сила

$$F_t = \frac{10^3 P}{V} = \frac{10^3 \cdot 11,9}{1,3} = 9154 \text{ Н.}$$

По табл. 1П. 33 приложения 1П коэффициент провисания цепи при горизонтальном ее расположении $k_f = 6$.

По табл. 1П. 31 приложения 1П масса 1 м цепи 2ПР с шагом $r_{ц} = 38,1$ мм составляет 11 кг, т.е. погонная масса $q = 11 \text{ кг/м}$.

Натяжение цепи от силы тяжести провисающей ведомой ветви

$$F_q = k_f \cdot a \cdot q \cdot g = 6 \cdot 1,32 \cdot 11 \cdot 9,81 = 855 \text{ Н},$$

где $a = 1,32$ м; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_V = q \cdot V^2 = 11 \cdot 1,3^2 = 19 \text{ Н}.$$

Разрушающая нагрузка цепи 2ПР с шагом $r_{ц} = 38,1$ мм по табл. 1П. 31 $F_p = 254 \text{ кН} = 254000 \text{ Н}$.

Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot k_g + F_q + F_V} = \frac{254000}{9154 \cdot 1,3 + 855 + 19} = 19,9,$$

где $k_g = 1,3$ – коэффициент динамической нагрузки (см. п. 3.4).

Допускаемый коэффициент запаса прочности цепи по табл. 1П. 34 приложения 1П линейным интерполированием $[S] = 7,8$.

Цепь 2ПР – 38,1 – 254000 подходит, так как

$$S = 19,9 > [S] = 7,8.$$

Нагрузка на валы цепной передачи согласно [4]

$$F_{ц} = k_M \cdot F_t = 1,15 \cdot 9154 = 10527 \text{ Н},$$

где $k_M = 1,15$ – при горизонтальной передаче; $k_M = 1,05$ – при вертикальной передаче.

Сила $F_{ц}$ направлена по линии, соединяющей центры звездочек.

Оценим возможность резонансных колебаний, определив критическую частоту вращения [3]

$$n_{кр} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \sqrt{\frac{F_1}{q}} = \frac{30}{25 \cdot 1,32} \sqrt{\frac{10028}{11}} \approx 27 \text{ мин}^{-1} < n_1 = 80 \text{ мин}^{-1},$$

где $F_1 = F_t + F_q + F_V = 9154 + 855 + 19 = 10028 \text{ Н}$ – натяжение ведущей ветви;

$a = 1,32$ м; $q = 11 \text{ кг/м}$.

Таким образом, резонансные колебания в цепи не наблюдаются.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1П

Таблица 1П.1

КПД элементов приводов

Наименование элементов приводов	КПД
1. Зубчатая передача (с опорами, закрытая):	
а) цилиндрическая	0,96 ... 0,98
б) коническая	0,95 ... 0,97
2. Зубчатая передача (с опорами, открытая):	
а) цилиндрическая	0,93 ... 0,95
б) коническая	0,92 ... 0,94
3. Червячная передача (закрытая) при передаточном числе:	
св. 30	0,70 ... 0,80
св. 14 до 30	0,75 ... 0,85
св. 8 до 14	0,80 ... 0,90
4. Планетарная передача (закрытая):	
а) одноступенчатая	0,90 ... 0,95
б) двухступенчатая	0,85 ... 0,90
5. Ременная передача (все типы)	0,94 ... 0,96
6. Цепная передача	0,92 ... 0,95
7. Муфта соединительная	0,98
8. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Электродвигатели

Таблица ПП.2

Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые единой серии 4А (закрытые, обдуваемые)

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность P_n ($P_{ном}$), кВт	Номинальная частота вращения n_n ($n_{ном}$), мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м ²
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{дл} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 3000$ мин ⁻¹						
4A71A2Y3	0,75	2840	2,0	1,2	2,2	$9,75 \cdot 10^{-4}$
4A71B2Y3	1,1	2810	2,0	1,2	2,2	$1,05 \cdot 10^{-3}$
4A80A2Y3	1,5	2850	2,1	1,2	2,2	$1,82 \cdot 10^{-3}$
4A80B2Y3	2,2	2850	2,1	1,2	2,2	$2,12 \cdot 10^{-3}$
4A90L2Y3	3,0	2840	2,1	1,2	2,2	$3,52 \cdot 10^{-3}$
4A100S2Y3	4,0	2880	2,0	1,2	2,2	$5,92 \cdot 10^{-3}$
4A100L2Y3	5,5	2880	2,0	1,2	2,2	$7,5 \cdot 10^{-3}$
4A112M2Y3	7,5	2900	2,0	1,0	2,2	$1,0 \cdot 10^{-2}$
4A132M2Y3	11	2900	1,6	1,0	2,2	$2,25 \cdot 10^{-2}$
4A160S2Y3	15	2940	1,4	1,0	2,2	$4,75 \cdot 10^{-2}$
4A160M2Y3	18,5	2940	1,4	1,0	2,2	$5,25 \cdot 10^{-2}$
4A180S2Y3	22	2945	1,4	1,0	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A180M2Y3	30	2945	1,4	1,0	2,2	$8,5 \cdot 10^{-2}$

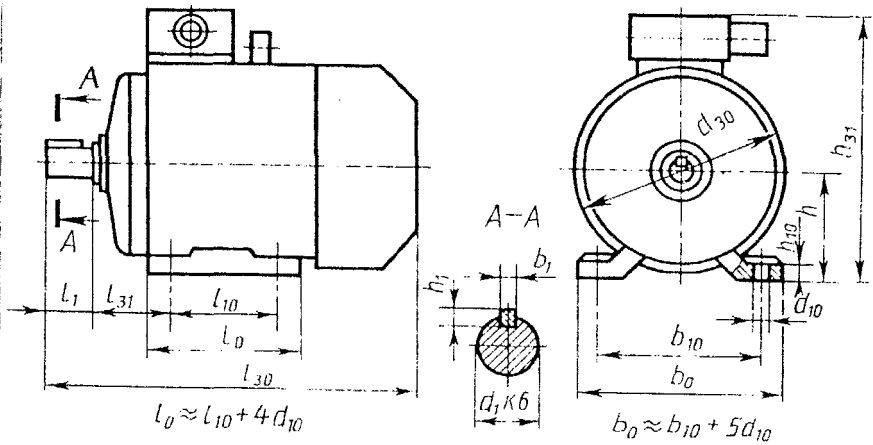
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3 (P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_3 (n_{ном})$, $мин^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, $кг \cdot м^2$
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{двиг} / T_{ном}$	$T_{пик} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 1500 \text{ мин}^{-1}$						
4A71B4Y3	0,75	1390	2,0	1,6	2,2	$1,42 \cdot 10^{-3}$
4A80A4Y3	1,1	1420	2,0	1,6	2,2	$3,23 \cdot 10^{-3}$
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	1,6	2,2	$3,27 \cdot 10^{-3}$
4A90L4Y3	2,2	1425	2,0	1,6	2,2	$5,59 \cdot 10^{-3}$
4A100S4Y3	3,0	1435	2,0	1,6	2,2	$8,67 \cdot 10^{-3}$
4A100L4Y3	4,0	1430	2,0	1,6	2,2	$1,12 \cdot 10^{-2}$
4A112M4Y3	5,5	1445	2,0	1,6	2,2	$1,7 \cdot 10^{-2}$
4A132S4Y3	7,5	1455	2,0	1,6	2,2	$2,75 \cdot 10^{-2}$
4A132M4Y3	11	1460	2,0	1,6	2,2	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A160S4Y3	15	1465	1,4	1,0	2,2	0,102
4A160M4Y3	18,5	1465	1,4	1,0	2,2	0,127
4A180S4Y3	22	1470	1,4	1,0	2,2	0,19
4A180M4Y3	30	1470	1,4	1,0	2,2	0,232

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_n (P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_n (n_{ном})$, мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг · м ²
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{min} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 1000$ мин ⁻¹						
4A80A6Y3	0,75	915	2,0	1,6	2,2	$4,59 \cdot 10^{-3}$
4A80B6Y3	1,1	920	2,0	1,6	2,2	$4,62 \cdot 10^{-3}$
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	1,6	2,2	$7,35 \cdot 10^{-3}$
4A100L6Y3	2,2	950	2,0	1,6	2,2	$1,31 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6Y3	3,0	955	2,0	1,6	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6Y3	4,0	950	2,0	1,6	2,2	$2,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S6Y3	5,5	965	2,0	1,6	2,2	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A132M6Y3	7,5	870	2,0	1,6	2,2	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S6Y3	11	975	1,2	1,0	2,0	0,137
4A160M6Y3	15	975	1,2	1,0	2,0	0,182
4A180M6Y3	18,5	975	1,2	1,0	2,0	0,22
4A200M6Y3	22	975	1,2	1,0	2,0	0,40
4A200L6Y3	30	980	1,2	1,0	2,0	0,45

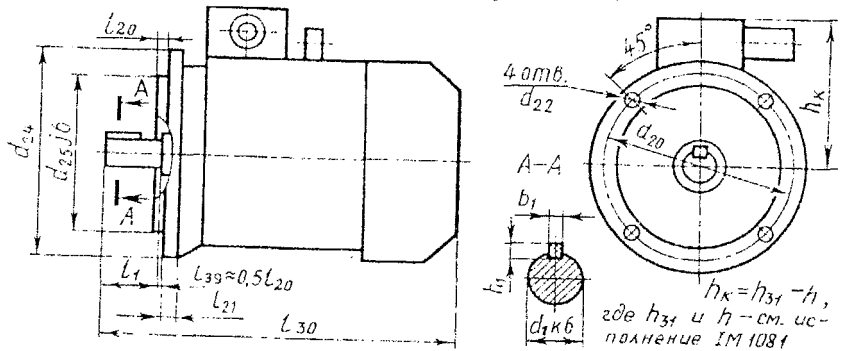
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3 (P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_3 (n_{ном})$, $мин^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, $кг \cdot м^2$
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{всп} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 750 \text{ мин}^{-1}$						
4A90LA8Y3	0,75	700	1,6	1,2	1,7	$6,75 \cdot 10^{-3}$
4A90LB8Y3	1,1	700	1,6	1,2	1,7	$8,62 \cdot 10^{-3}$
4A100L8Y3	1,5	700	1,6	1,2	1,7	$1,3 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8Y3	2,2	700	1,8	1,4	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8Y3	3,0	700	1,8	1,4	2,2	$2,5 \cdot 10^{-2}$
4A132S8Y3	4,0	720	1,8	1,4	2,2	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4A132M8Y3	5,5	720	1,8	1,4	2,2	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S8Y3	7,5	730	1,4	1,0	2,2	0,137
4A160M8Y3	11	730	1,4	1,0	2,2	0,180
4A180M8Y3	15	730	1,2	1,0	2,0	0,25
4A200M8Y3	18,5	735	1,2	1,0	2,0	0,40
4A200L8Y3	22	730	1,2	1,0	2,0	0,452
4A225M8Y3	30	735	1,2	1,0	2,0	7,37

Размеры двигателей

Исполнение IM 1081 (на лапах)



Исполнение IM 3081 (фланцевое)



Пример обозначения электродвигателя 4А 160 М6 УЗ для работы в зоне с умеренным климатом:

Двигатель 4А 160 М6 УЗ ГОСТ 19523 - 81

Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
		IM 1081	IM 1081, IM 3081						IM 1081						IM 3081					
		d_{30}	l_1	l_{20}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{30}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
71A, B	2, 4, 6, 8	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3,5	10	165	12	200	130
80A		186	50	300	22	6	6	100	50	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
80B		186	50	320	22	6	6	100	50	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
90L		208	50	350	24	8	7	125	56	10	140	90	11	243	4	12	215	15	250	180
100S		235	60	362	28	8	7	112	63	12	160	100	12	263	4	14	215	15	250	180
100L		235	60	392	28	8	7	140	63	12	160	100	12	263	4	14	215	15	250	180
112M		260	80	452	32	10	8	140	70	12	190	112	12	310	4	16	265	15	300	230
132S		302	80	480	38	10	8	140	89	12	216	132	13	350	5	18	300	19	350	250
132M		302	80	530	38	10	8	178	89	12	216	132	13	350	5	18	300	19	350	250
160S	2	358	110	624	42	12	8	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250
160S	4, 6, 8	358	110	624	48	14	9	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250

Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
		IM 1081	IM 1081, IM 3081						IM 1081						IM 3081					
		d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	D_{22}	d_{24}	d_{25}
160M	2	358	110	667	42	12	8	210	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
160M	4, 6, 8	358	110	667	48	14	9	210	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180S	2	410	110	662	48	14	9	203	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180S	4, 6, 8	410	110	662	55	16	10	203	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180M	2	410	110	702	48	14	9	241	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180M	4, 6, 8	410	110	702	55	16	10	241	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
200M	4, 6, 8	450	140	790	60	18	11	267	133	15	318	200	20	535	—					
200L	4, 6, 8	450	140	830	60	18	11	305	133	15	318	200	20	535	—					
225M	4, 6, 8	494	140	840	65	18	11	311	149	15	356	225	20	575	—					

Примечание. В обозначении двигателя: 4 – номер серии; А – асинхронный; двух- или трехзначное число – высота оси вращения ротора; А, В – длина сердечника статора; L, S, M – установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 – число полюсов; УЗ – климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зоне с умеренным климатом) по ГОСТ 15150 – 69

Предварительный выбор передаточных чисел для различных видов передач

Вид передачи	Значение передаточных чисел	
	$U_{РЕК}$	$U_{ПРЕД}$
1. Зубчатая цилиндрическая	3 ... 5	6,3
2. Зубчатая коническая	2 ... 4	5
3. Червячная	16 ... 50	80
4. Цепная	1,5 ... 3	6
5. Ременная	2 ... 3	7
6. Коробка передач	1 ... 2,5	3,15

Примечание. $U_{РЕК}$ и $U_{ПРЕД}$ – соответственно рекомендуемое и предельное значения передаточного числа одной ступени соответствующей передачи

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения (из ГОСТ 16532 – 70)

Коэффициент смещения		Передачи	
шестерни x_1	колеса x_2	прямозубые	косозубые и шевронные
0	0	$z_1 \geq 21$	$z_1 \geq z_{\min} + 2^*$
0,3	- 0,3	$14 < z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$	$z_1 > z_{\min} + 2$, но не менее 10 и $u > 3,5^{**}$
0,5	0,5	$10 < z_1 \leq 30^{***}$	Рекомендация не распространяется на передачи, у которых при твердости колеса ≤ 320 НВ твердость шестерни превышает не более чем на 70 НВ

* Ограничение по подрезанию:
 β , град до 12 св. 12 до 17 св. 17 до 21 св. 21 до 24 св. 24 до 28 св. 28 до 30
 z_{\min} 17 16 15 14 13 12

** Ограничение по подрезанию:
 β , град до 10 св. 10 до 15 св. 15 до 20 св. 20 до 25 св. 25 до 30
 z_{\min} 12 11 10 9 8

*** Нижние предельные значения z_1 , определяемые минимумом $\varepsilon_{\alpha} = 1,2$ в зависимости от z_2 :

z_2	16	18...19	20...21	22...24	25...28	29
z_1	16	14	13	12	11	10

Рекомендации по разбивке передаточного числа двухступенчатого редуктора по ступеням

Редуктор (передаточное число u_p)	Схема	Передаточное число	
		Тихоход- ной ступени u_1	Быстро- ходной ступени u_2
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		$1,1\sqrt{u_p}$	$\frac{u_p}{u_1}$
Двухступенчатый цилиндрический по развернутой схеме		$0,88\sqrt{u_p}$	$\frac{u_p}{u_1}$
Двухступенчатый цилиндрический соосный		$\frac{u_p}{u_2}$	$0,9\sqrt{u_p}$
Двухступенчатый цилиндрическо-червячный		$\frac{u_p}{u_2}$	1,6 ... 3,15

**Рекомендуемые передаточные числа цилиндрических
горизонтальных зубчатых редукторов и их разбивка по ступеням [9]**

Передаточное число редуктора U_p			
Одноступенчатого U_p	Двухступенчатого $U_p = U_B U_T$	Двухступенчатого соосного $U_p = U_B U_T$	Трехступенчатого $U_p = U_B U_{II} U_T$
1,25	8 = 2 x 4	8 ≈ 2,5 x 3,15	40 = 2 x 4 x 5
1,4	9 ≈ 2,24 x 4	9 ≈ 2,8 x 3,15	45 ≈ 2,24 x 4 x 5
1,6	10 = 2,5 x 4	10 ≈ 3,15 x 3,15	50 = 2,5 x 4 x 5
1,8	11,2 = 2,8 x 4	11,2 = 2,8 x 4	56 = 2,8 x 4 x 5
2	12,5 ≈ 3,15 x 4	12,5 ≈ 3,15 x 4	63 = 3,15 x 4 x 5
2,24	14 ≈ 3,15 x 4,5	14 ≈ 3,55 x 4	71 ≈ 3,15 x 4,5 x 5
2,5	16 ≈ 3,55 x 4,5	16 = 4 x 4	80 ≈ 3,55 x 4,5 x 5
2,8	18 = 4 x 4,5	18 = 4 x 4,5	90 = 4 x 4,5 x 5
3,15	20 ≈ 4,5 x 4,5	20 ≈ 4,5 x 4,5	100 ≈ 4,5 x 4,5 x 5
3,55	22,4 ≈ 4,5 x 5	22,4 ≈ 4,5 x 5	112 ≈ 5 x 4,5 x 5
4	25 = 5 x 5	25 = 5 x 5	125 = 5 x 5 x 5
4,5	28 = 5,6 x 5	28 = 5 x 5,6	140 = 5 x 5 x 5,6
5	31,5 = 6,3 x 5,6	31,5 ≈ 5 x 6,3	160 ≈ 5,6 x 5 x 5,6
5,6	35,5 ≈ 6,3 x 5,6	35,5 ≈ 5,6 x 6,3	180 ≈ 6,3 x 5 x 5,6
6,3	40 ≈ 7,1 x 5,6	40 ≈ 6,3 x 6,3	200 ≈ 6,3 x 5,6 x 5,6
7,1	45 ≈ 8 x 5,6	45 ≈ 6,3 x 7,1	224 ≈ 6,3 x 5,6 x 6,3
8	50 ≈ 9 x 5,6	50 ≈ 7,1 x 7,1	250 ≈ 7,1 x 5,6 x 6,3
9			280 ≈ 7,1 x 6,3 x 6,3
10			315 ≈ 8 x 6,3 x 6,3
			400 ≈ 9 x 7,1 x 6,3

- Примечания:**
1. U_p -- передаточное число редуктора (фактическое передаточное число может иметь отклонение от номинального значения до $\pm 4\%$).
 2. U_B , U_{II} , U_T -- передаточные числа соответственно быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней.
 3. Приведенными данными можно пользоваться и для коническо-цилиндрических редукторов, назначая в обычных условиях для быстроходной конической ступени передаточное число не выше $U_B = 4$ и только в случаях крайней необходимости до $U_B = 6,3$.

Характеристика вариантов термообработки зубчатых колес

Вариант термообработки (Т.О.)	Характеристика вариантов термообработки
I	1. Т.О. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 2. Т.О. колеса – улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
II	1. Т.О. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC ₃ , 48...53 HRC ₃ (см. табл. III. 7). 2. Т.О. колеса – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
III	1. Т.О. шестерни и колеса одинаковые - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC ₃ , 48...53 HRC ₃ (см. табл. III. 7). 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
IV	1. Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC ₃ . 2. Т.О. колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC ₃ , 48...53 HRC ₃ (см. табл. III. 7). 3. Материал шестерни – сталь марки 20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А и др. 4. Материал колеса – сталь марки 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
V	1. Т.О. шестерни и колеса одинаковые - улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC ₃ . 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др.

Характеристика материалов для изготовления зубчатых колес [1]

Марка стали	Термо-обработка	Твердость		σ_T МПа	Размеры, мм	
		Сердцевины	Поверхности		$D_{\text{пред}}$	$S_{\text{пред}}$
45	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	540	125	80
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	650	80	50
40Х	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	640	200	125
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	750	125	80
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 НВ	45...50 HRC ₃	750	125	80
40ХН, 35ХМ	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	630	315	200
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	750	200	125
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 НВ	48...53 HRC ₃	750	200	125
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25Х1М	Улучшение цементация и закалка	300...400 НВ	56...63 HRC ₃	800	200	125

Таблица ПП.8

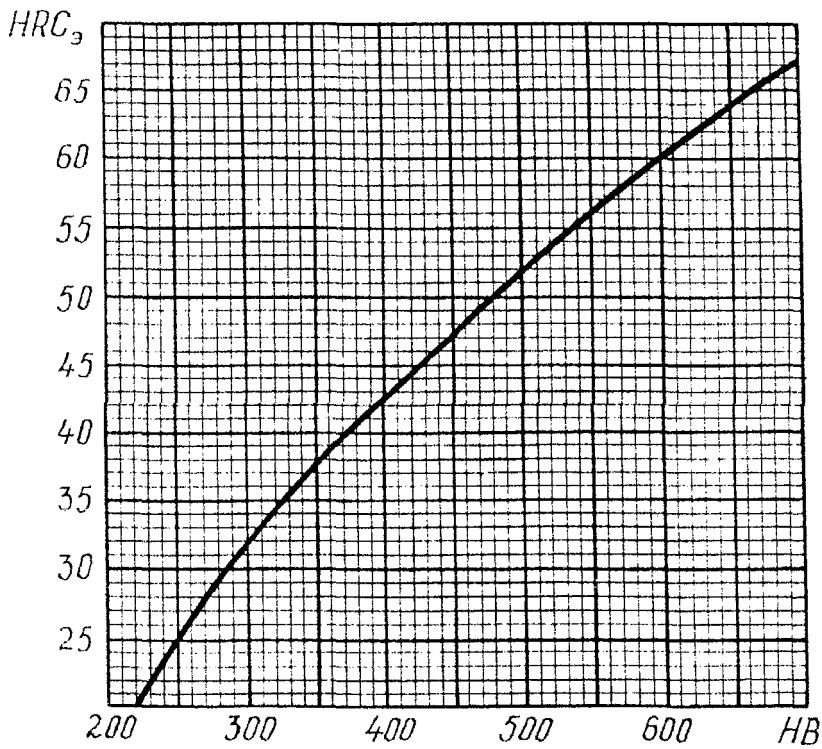
Коэффициенты μ_H и μ_F

Номер типового режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

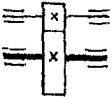
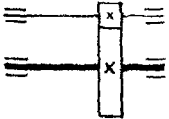
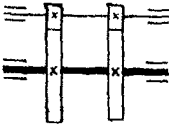
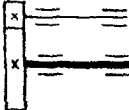
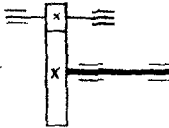
Величины $\sigma_{H\text{ lim}}, S_H, \sigma_{F\text{ lim}}, S_F, [\sigma_{H\text{ max}}], [\sigma_{F\text{ max}}]$

Термообработка	Марки сталей	$\sigma_{H\text{ lim}},$ МПа	S_H	$\sigma_{F\text{ lim}},$ МПа	S_F	$[\sigma_{H\text{ max}}],$ МПа	$[\sigma_{F\text{ max}}],$ МПа
Улучшение	40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 35XM и др.	$2 H_{\text{HB}} + 70$	1,1	$1,75 H_{\text{HB}}$	1,7	$2,8 \sigma_T$	$2,74 H_{\text{HB}}$
Улучшение и закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3$ мм)	40X; 40XH; 35XM	$17 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}} + 200$	1,2	650	1,7	$40 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$	1260
Улучшение и закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3$ мм)				550			1430
Улучшение, цементация и закалка	20X; 18XГГ; 20XH2M; 12XH3A; 25XГМ	$23 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$	1,2	750	1,5	$40 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$	1200

Примечание. H_{HB} – средняя твердость поверхности (сердцевины) в единицах HB;
 $H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$ – средняя твердость поверхности в единицах HRC_э

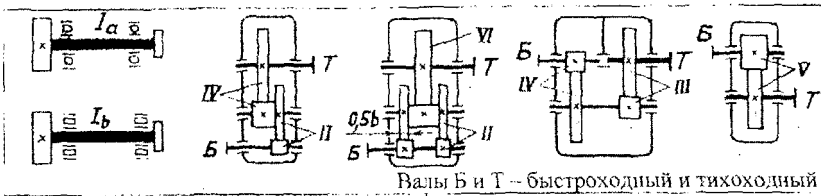
График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC₃

Коэффициенты Ψ_{ba} и $\Psi_{bd\ max}$

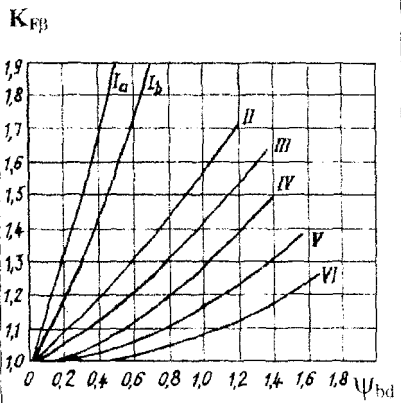
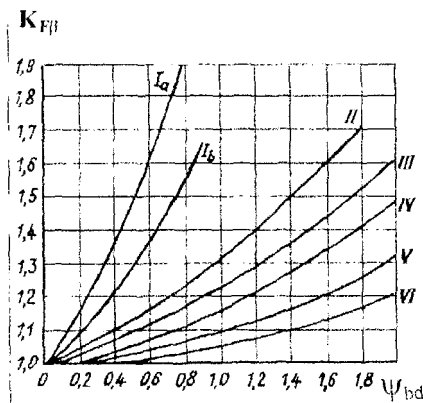
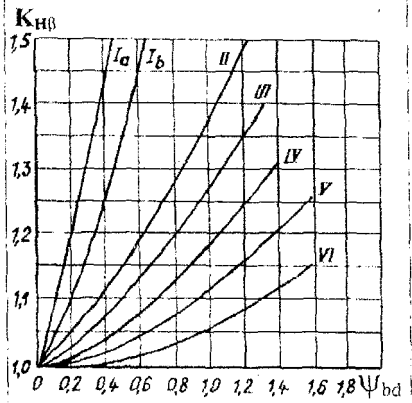
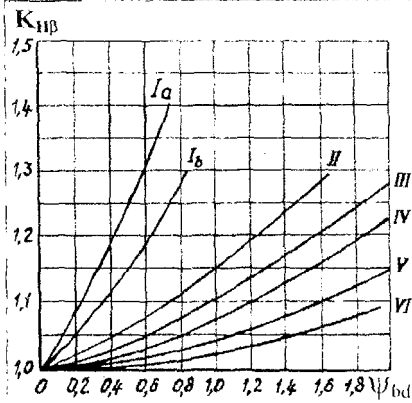
Расположение зубчатых колес относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		HB ₁ ≤ 350 и HB ₂ ≤ 350 или HB ₁ > 350; HB ₂ ≤ 350	HB ₁ > 350 и HB ₂ > 350
Симметричное 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,3 ... 0,5 1,2 ... 1,6	0,25 ... 0,3 0,9 ... 1
Несимметричное для неразвоенной ступени 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,25 ... 0,4 1 ... 1,25	0,2 ... 0,25 0,65 ... 0,8
Несимметричное для развоенной ступени (одной ее половины) 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,2 ... 0,3 1 ... 1,25	0,2 0,65 ... 0,8
Консольное 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,2 ... 0,25 0,6 ... 0,7	0,15 ... 0,2 0,45 ... 0,55
Симметрично-консольное 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$		

- Примечания:** 1. Большие значения Ψ_{ba} и $\Psi_{bd\ max}$ — для постоянных и близких к ним нагрузок.
2. Для многоступенчатых редукторов в каждой последующей более тихоходной ступени значение Ψ_{ba} принимают больше на 20-30%, чем в предыдущей

Коэффициенты $K_{НВ}$ и K_{FB}



Валы Б и Т - быстроходный и тихоходный



При $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$
или $HB_1 > 350$; $HB_2 < 350$

При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряд Ra40
... 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 62; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950

Таблица 1П.14

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.

Таблица 1П.15

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости V , м/с, вращения зубчатых колес			
	Прямозубых		Непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	до 10	до 8	до 15	до 10
8	до 6	до 4	до 10	до 7
9	до 2	до 1,5	до 4	до 3

Таблица 1П.16

Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых передач [3]

Окружная скорость V , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
до 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
свыше 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблица 1П.17

Значения коэффициента δ_H

Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	δ_H
$HV_1 \leq 350$ и $HV_2 \leq 350$ или $HV_1 > 350$; $HV_2 \leq 350$	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
$HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Таблица 1П.18

Значения коэффициента Q_0

Модуль m_n , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
до 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
свыше 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
свыше 10	4,8	6,4	7,3	10

Число зубьев Z_1 малой звездочки для передачи с роликовой цепью [3]

u_{II}	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
Z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
<p>Примечания:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Большие значения Z_1 - для быстроходных передач. При $V > 25$ м/с рекомендуется принимать $Z_1 > 35$. 2. Для тихоходных передач можно принимать Z_1 меньше табличных значений, но не меньше $Z_{1 \min} = 7$. 3. По условию потери зацепления изношенной цепи максимальное число зубьев большой звездочки $Z_{2 \max}$ желательно принимать не более 100...120. 						

Характеристика смазки цепных передач [3]

Качество смазки	Смазка цепных передач при окружной скорости V , м/с			
	< 4	< 7	< 12	≥ 12
I - хорошая	Капельная 4...10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Разбрызгиванием
II - удовлетворительная	Густая внутришарнирная	Капельная 20 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением
	Пропитка цепи через 120...180 ч			
III - недостаточная	Периодически через 6...8 часов			
IV - работа без смазки	Допускается при V до 0,07 м/с			

Коэффициенты K_d , K_a , K_H , $K_{РЕГ}$, K_C и $K_{РЕЖ}$ [3]

Условия работы цепной передачи		Значения коэффициентов
Нагрузка равномерная или близкая к ней		$K_d \approx 1,0$
Нагрузка переменная		$K_d \approx 1,2 \dots 1,5$
$\rho_{Ц} = (30 \dots 50) \rho_{Ц}$		$K_a = 1,0$
$\rho_{Ц} = 25 \rho_{Ц}$		$K_a = 1,25$
$\rho_{Ц} = (60 \dots 80) \rho_{Ц}$		$K_a = 0,8$
Плоскость центров звездочек наклонена к горизонту:		
до 60°		$K_H \approx 1,0$
больше 60°		$K_H \approx 1,25$
Положение оси регулируется:		
одной из звездочек		$K_{РЕГ} = 1,0$
тяжелыми звездочками или нажимными роликами		$K_{РЕГ} = 1,1$
не регулируется		$K_{РЕГ} = 1,25$
Производство:	Смазка (см. табл. 1П. 28)	
без пыли	I	$K_C \approx 0,8$
	II	$K_C \approx 1,0$
запыленное	II	$K_C \approx 1,3$
	III	$K_C \approx 1,8$ до $V = 4$ м/с $K_C \approx 3,0$ до $V = 7$ м/с
грязное	III	$K_C \approx 3,0$ до $V = 4$ м/с $K_C \approx 6,0$ до $V = 7$ м/с
	IV	$K_C \approx 6,0$ до $V = 4$ м/с
односменное	---	$K_{РЕЖ} = 1,00$
двухсменное		$K_{РЕЖ} = 1,25$
трехсменное		$K_{РЕЖ} = 1,45$

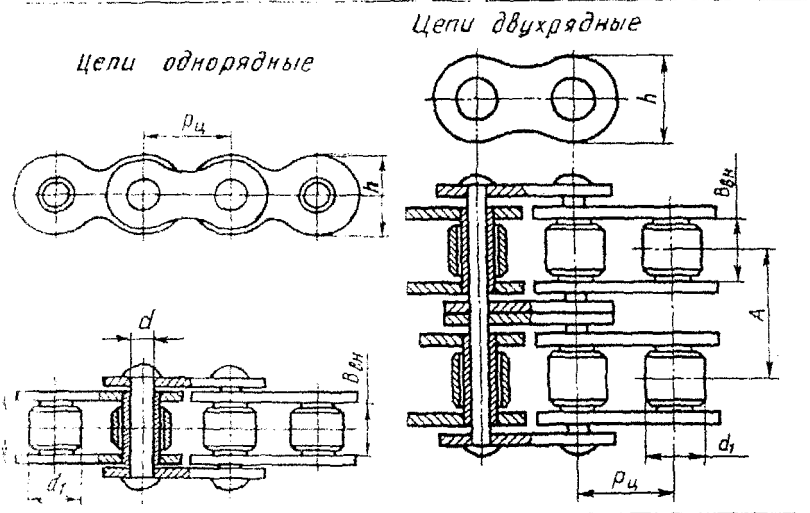
Примечание. Характеристику смазки I, II, III, IV см. табл. 1П. 28

Основные данные приводных роликовых цепей нормальной серии (ПР)

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР из ГОСТ 13568 -- 75	Шаг $P_{ш}$, мм	Диаметр валика d , мм	Длина втулки B , мм	[P_p], кВт, при частоте вращения малой звездочки n_{01} , мин ⁻¹ и $z_{01} = 25$							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР - 12,7 - 18200 - 1	12,70	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР - 12,7 - 18200 - 2	12,70	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР - 15,875 - 22700 - 1	15,87	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР - 15,875 - 22700 - 2	15,87	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР - 19,05 - 31800	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР - 25,4 - 57600	25,40	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР - 31,75 - 88500	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
ПР - 38,1 - 127000	38,10	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
ПР - 44,45 - 172400	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
ПР - 50,8 - 226800	50,80	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-

- Примечания:**
1. В обозначениях цепи кроме шага указаны статическая разрушающая нагрузка, H , и габарит по ширине (1 или 2).
 2. Кроме роликовых цепей нормальной серии (ПР) ГОСТ 13568 - 75 предусматривает цепи легкой серии (ПРЛ) и длиннозвенные (ПРД).
 3. Основные размеры элементов цепей однорядных ПР, двухрядных 2ПР и трехрядных 3ПР, а также их разрушающую нагрузку и массу 1 м см. табл. ПП.31

Цепи приводные роликовые ПР (ГОСТ 13568-75)



Шаг цепи p, мм	B _{ВН} , мм	A, мм	d ₁ , мм	h, мм	Разрушающая нагрузка, кН Масса 1 м цепи, кг		
					ПР	2ПР	3ПР
12,70	7,75	13,92	8,51	11,8	18,2 0,75	31,8 1,4	45,4 2
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8	22,7 1,0	45,4 1,9	68,10 2,8
19,05	12,70	25,50	11,91	18,2	31,8 1,9	72,0 3,5	108,0 5,8
25,40	15,88	29,29	15,88	24,2	56,7 2,6	113,4 5	170,1 7,5
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2	88,5 3,8	177 7,3	265,5 11
38,10	25,40	45,44	22,23	36,2	127,0 5,5	254 11	381,0 16,5
44,45	25,40	48,87	25,40	42,4	172,4 7,5	344,8 14,4	517,2 21,7
50,80	31,75	58,55	28,58	48,3	226,8 9,7	453,6 19,1	680,4 28,3

**Наибольший допускаемый шаг $[p_{ц}]_{\max}$ роликовой
цепи при $Z_1 \geq 15$ [3]**

Частота вращения малой звездочки Π_1 , мин ⁻¹	1250	1000	900	800	630	500	400	300
$[p_{ц}]_{\max}$, мм	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

Коэффициент провисания цепи K_f

Расположение цепи	Горизонтальное	Наклонное (под углом $\alpha \leq 40^\circ$)	Вертикальное
Коэффициент K_f при рекомендуемой стреле провисания цепи $f = (0,01 \dots 0,02)a$	6	3	1

**Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых
цепей при $Z_1 = 15 \dots 30$**

Шаг $p_{ц}$, мм	Частота вращения малой звездочки Π_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,70	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,40	7,3	7,7	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	---
38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	---	---
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	---	---	---
50,80	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	---	---	---	---

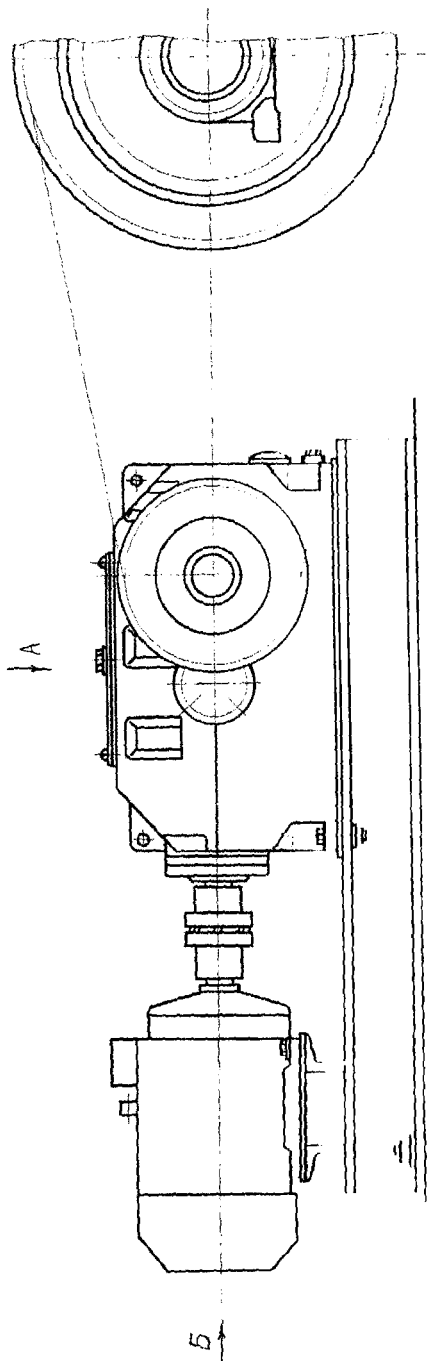


Рис. 11. Привод цепного конвейера

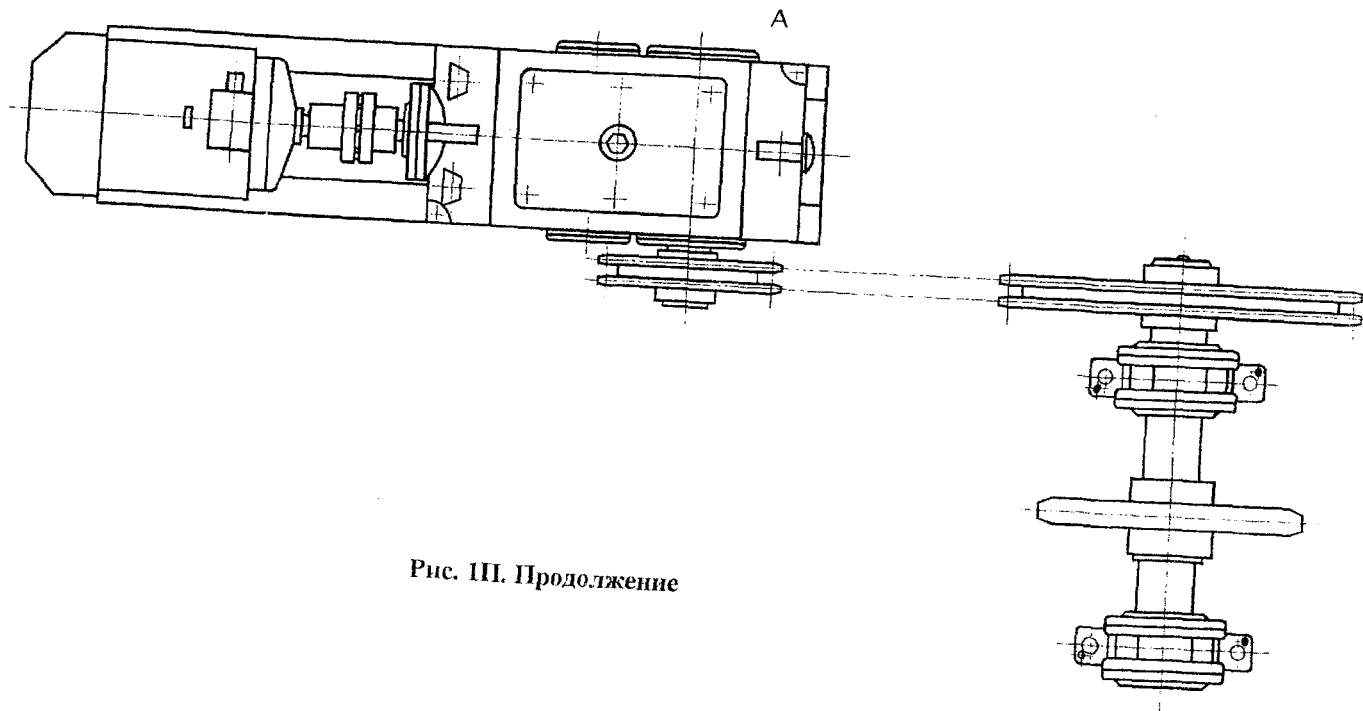


Рис. III. Продолжение

Б

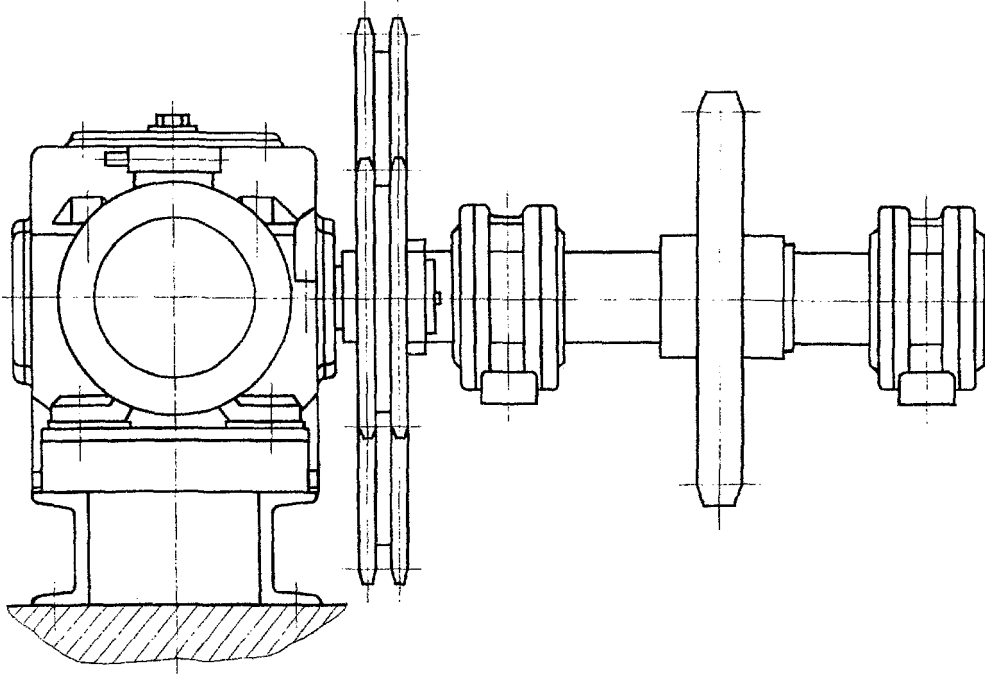


Рис. 1П. Продолжение

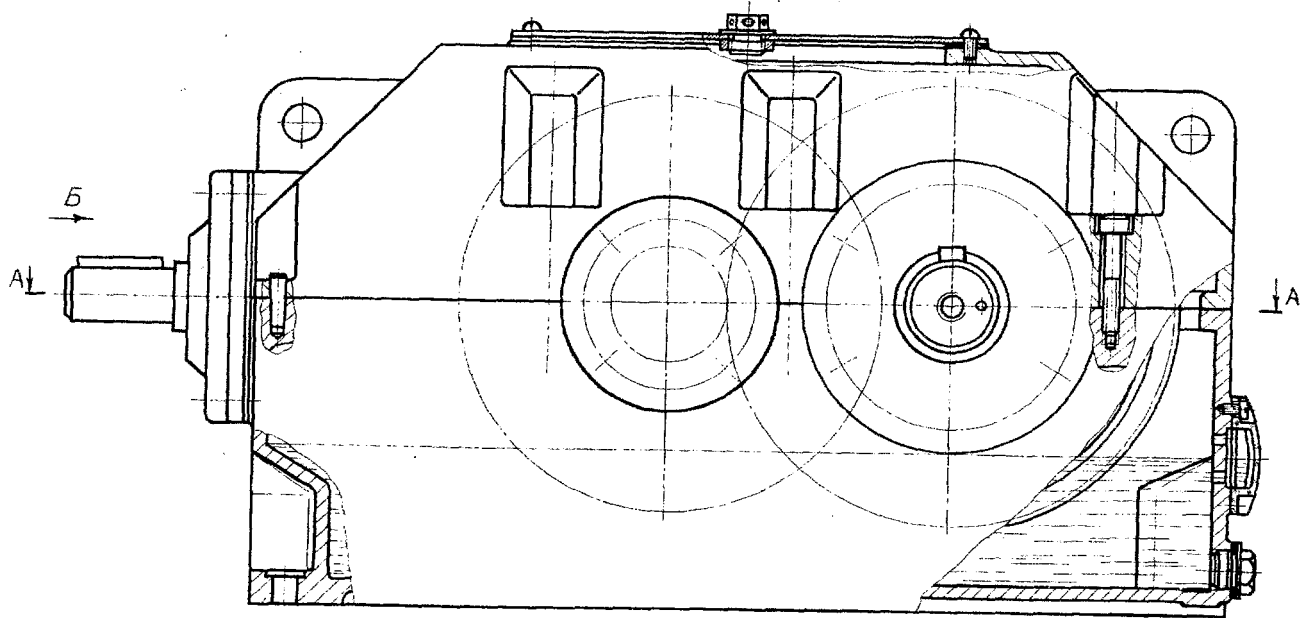


Рис. 2П. Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый

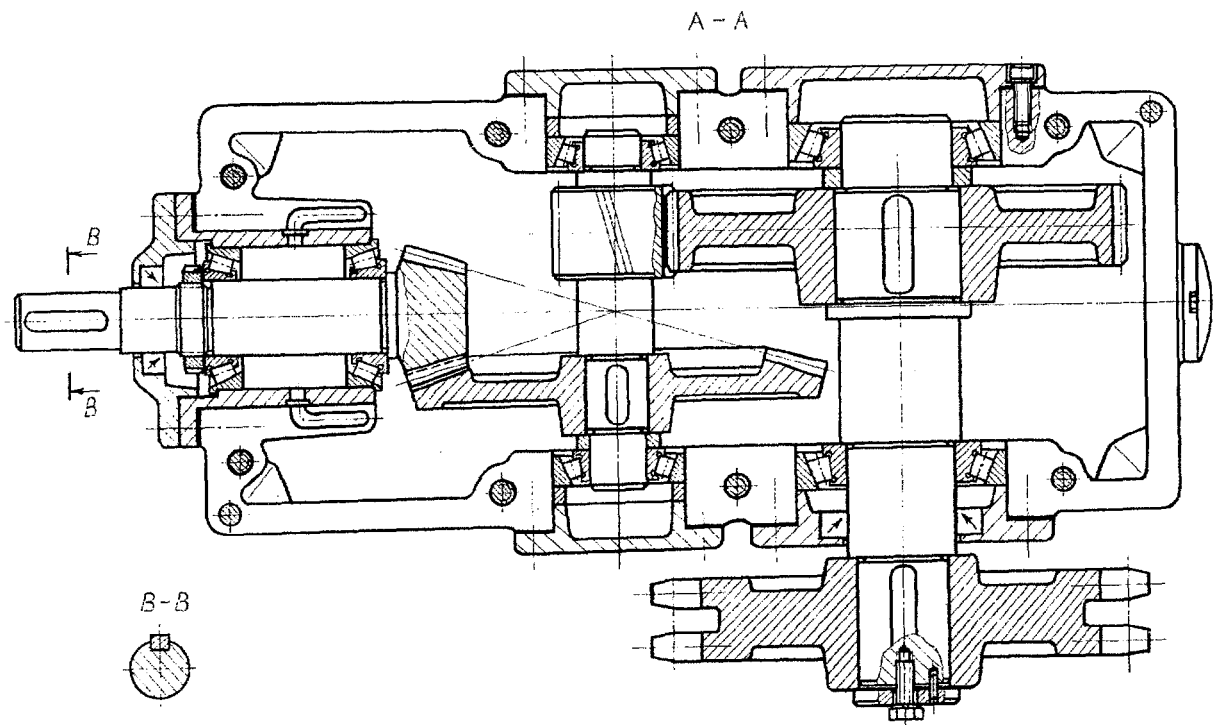


Рис. 2П. Продолжение

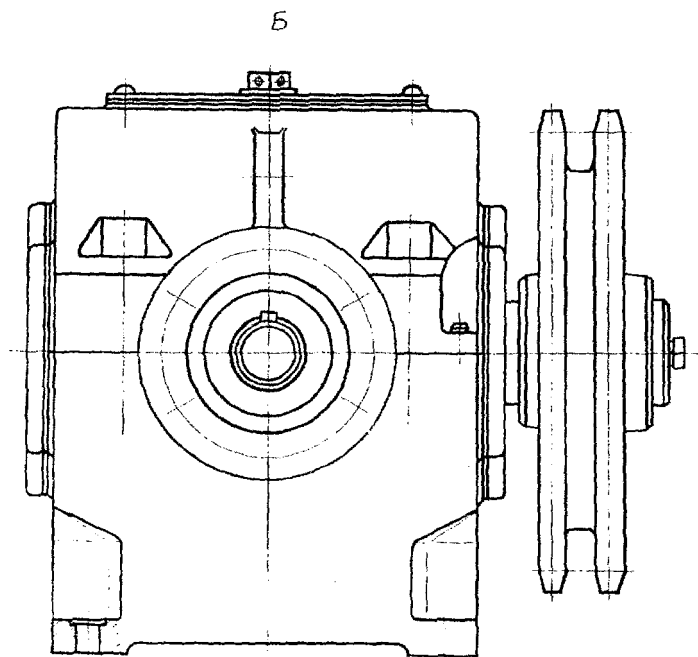


Рис. 2П. Продолжение

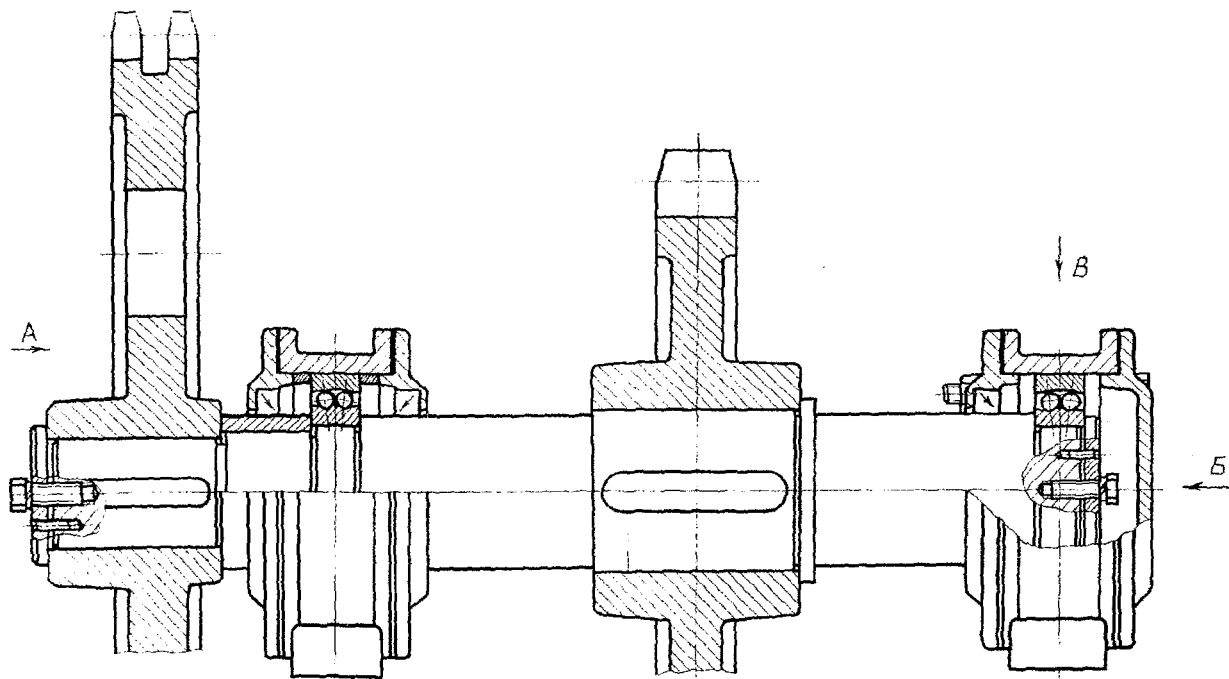


Рис. 311. Вал приводной

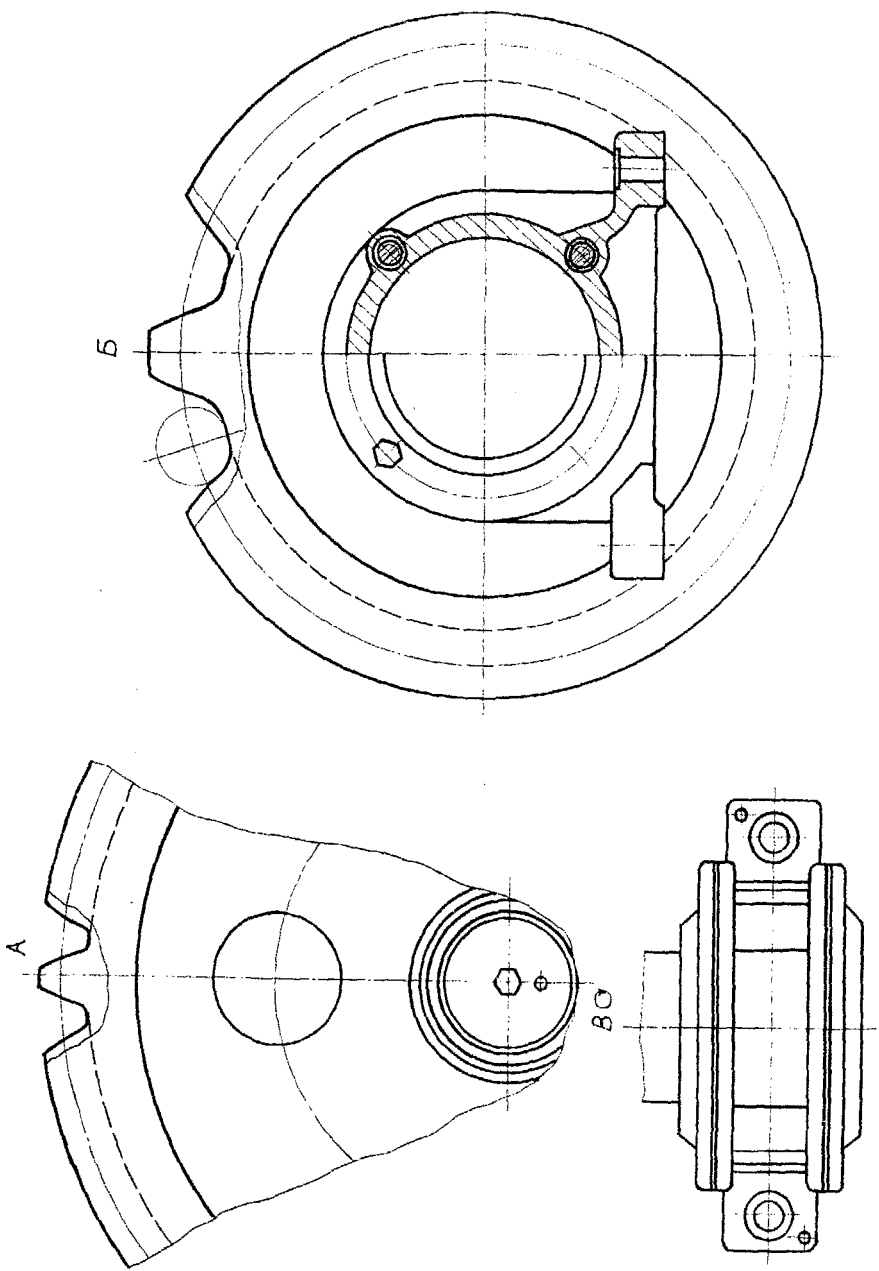


Рис. 3П. Продолжение

Литература

- Цунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.-М.: Высшая школа, 1985.
- Кузнецов П.Г. Детали машин.-М.: Высшая школа, 1986.
- Иванов М.И. Детали машин.-М.: Высшая школа, 1991.
- Вешетов Д.Н. Детали машин. -М.: Машиностроение, 1989.
- Проектирование механических передач : Учебно-справочное пособие /С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. - М.: Машиностроение, 1984.
- Цунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование.-М.: Высшая школа, 1990.
- Курсовое проектирование деталей машин /В.П. Кудрявцев, Ю.А. Чержавец, И.И. Арфьев и др.; Под общей ред.В.Н Кудрявцева.- М.: Машиностроение. 1984.
- Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. -М.: Высшая школа, 1991.
- Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчёты деталей машин : Справочное пособие.-Мн.: Вышэйшая школа, 1986.
- Курсовое проектирование деталей машин : Справочное пособие. Ч. 1 и 2. / А.В.Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф.Калачев и др.-Мн.: Вышэйшая школа, 1982.
- Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин.Курсовое проектирование.-М.: Высшая школа, 1975.

Вучэбнае выданне

Складальнік:

Санюкевіч Фёдар Міхайлавіч

МЕТАДЫЧНЫЯ УКАЗАННІ

да курсавога праекту па дысцыпліне “Дэталі машын”
для студэнтаў спецыяльнасці Т.03.01 “Тэхналогія
абсталявання і аўтаматызацыя машынабудавання”

Адказны за выпуск Санюкевіч Ф.М.

Рэдактар Строкач Т.У.

Подпісана к печати 27.2.99 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. 37. Уч. изд. л. 40. Заказ N 40. Тираж 200 экз. Бесплатно. Отпечатано на ризографе Брестского политехнического института. 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.