



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

Н. В. Акулов, Е. М. Глушак

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОТКРЫТЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовому проекту по дисциплинам
«Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2009

УДК 621.81.001.66(075.8)
ББК 34.44я73
А44

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 24.09.2007 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук *Ю. А. Новоселов*

Акулов, Н. В.
А44 Расчет и конструирование открытых механических передач : метод. указания к курсовому проекту по дисциплинам «Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика» для студентов техн. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Акулов, Е. М. Глушак. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 47 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены пять видов механических открытых передач и представлены методики расчетов в рамках рассмотренных примеров.

Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

**УДК 621.81.001.66(075.8)
ББК 34.44я73**

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2009

ВВЕДЕНИЕ

В заданиях на курсовые проекты по деталям машин широко представлены приводы, содержащие редуктор и открытые механические передачи. Если методика расчета параметров зацепления редукторов изложена систематизировано, то расчетам открытых передач не уделяется должного внимания.

В данных методических указаниях представлены методики расчетов наиболее используемых в курсовом проектировании открытых передач, что будет способствовать рациональному подходу к выполнению студентами проекта.

1 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача – механизм для передачи энергии между валами, как угодно расположенными в пространстве, с помощью шкивов и надетого на них с натяжением бесконечного ремня (цельного или сшитого).

В простейшем виде ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и гибкой связи – ремня, надетого на шкивы с натяжением.

1.1 Плоскоременные передачи

Основные характеристики ремней представлены в таблицах П1.1 – П1.4 .

Выбор типа прорезиненного ремня можно производить по характеристике, приведенной в таблице П1.5 [3].

Пример расчета плоскоременной передачи.

Рассчитать открытую плоскоременную передачу от асинхронного электродвигателя мощностью $P_1 = 5$ кВт при $n_1 = 1440$ мин⁻¹ ($\omega_1 = 151$ рад/с) и передаточном числе $u_{\text{опр}} = 2,4$. Работа односменная, нагрузка спокойная. Передача горизонтальная. Натяжение ремня – за счет его упругости (передвижением электродвигателя по салазкам). Условия окружающей среды – нормальные. Требования к габаритам – жесткие.

Расчет выполняем в следующей последовательности [3].

1. Выбираем прорезиненный ремень типа *A* с тканью БКНЛ-65 с резиновыми прослойками (таблица П1.5).

2. Определяем диаметр меньшего шкива по формуле ([3], 2.1)

$$D_1 \approx (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (1.1)$$

где P_1 – передаваемая мощность, кВт;

n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹.

$$D_1 = 1100 \cdot \sqrt[3]{\frac{5}{1440}} = 166,6 \text{ мм.}$$

3. По таблице П1.2 принимаем диаметр меньшего шкива $D_1 = 180$ мм, толщину ремня $H_p = 4,8$ мм, число прокладок $i = 4$.

4. Определяем диаметр большего шкива по формуле

$$D_2 = D_1 \cdot u_{\text{опр}} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (1.2)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения ($\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$).

$$D_2 = 180 \cdot 2,4 \cdot (1 - 0,01) = 427,7 \text{ мм.}$$

Полученное значение D_2 округляется до стандартного (таблица П1.6).

Принимаем $D_2 = 450$ мм.

5. При выбранных диаметрах D_1 и D_2 определяем окончательное передаточное число ременной передачи по формуле

$$u_{\text{опр}} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}. \quad (1.3)$$

Уточняем передаточные числа остальных передач привода с тем, чтобы общее передаточное число отличалось от заданного не более чем на 4%.

$$u_{\text{опр}} = \frac{450}{180 \cdot (1 - 0,01)}.$$

6. Скорость ремня v , м/с, определяется по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (1.4)$$

где D_1 – расчетный диаметр меньшего шкива, мм;
 n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹.

$$v = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} = 13,6 \text{ м/с.}$$

7. Определяем минимальное межосевое расстояние a , мм, по формуле

$$a \geq 2 \cdot (D_1 + D_2); \quad (1.5)$$

$$a = 2 \cdot (180 + 450) = 1260 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 1300$ мм.

8. Определяем расчетную длину ремня по формуле

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}. \quad (1.6)$$

$$L = 2 \cdot 1300 + \frac{3,14}{2} \cdot (180 + 450) + \frac{(450 - 180)^2}{4 \cdot 1300} = 3603 \text{ мм.}$$

К этой длине необходимо добавить для соединения концов ремня отрезок $\Delta L \approx B_p$ ([5], с.14).

9. Определяем число пробегов ремня ν , 1/с, по формуле

$$\nu = \frac{v}{L} \leq [\nu], \quad (1.7)$$

где v – скорость ремня, м/с;

L – длина ремня, м;

$[\nu]$ – допускаемое число пробегов, 1/с.

$$\nu = \frac{13,6}{3,603} = 3,8 \text{ с}^{-1} < [\nu].$$

Для обеспечения долговечности в рассматриваемой передаче $[v] = 5$ 1/с. Если неравенство не удовлетворяется, длину ремня определяют из условия

$$L = \frac{v}{[v]}. \quad (1.8)$$

По окончательно принятой длине ремня пересчитывают межосевое расстояние по формуле

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (1.9)$$

Для создания натяжения ремня и подтягивания при вытяжке конструкция передачи должна допускать увеличение межосевого расстояния на $0,025L$. Обычно с этой целью двигатель устанавливают на салазках или на шарнирной плите ([5], рисунок 2.9.1).

10. Определяем угол обхвата на меньшем шкиве по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a}. \quad (1.10)$$

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{450 - 180}{1300} = 168^\circ > 150^\circ.$$

Если α_1 окажется меньше рекомендованного, то необходимо увеличить межосевое расстояние a и пересчитать по формуле (1.6) требуемую длину ремня L .

11. Удельная сила предварительного натяжения для передач с натяжением за счет упругости ремня при большом межосевом расстоянии и горизонтальном ее расположении $S_0 = 2,25$ Н/м [3].

12. Удельное окружное усилие (таблица П1.7) при $S_0 = 2,25$ Н/м, $i = 4$ и $D_1 = 180$ мм принимаем $q_0 = 11,1$ Н/мм.

13. Допускаемое удельное окружное усилие $[q]$, Н/мм, для условий эксплуатации, отличающихся от исходных, определяются с помощью поправочных коэффициентов по формуле

$$[q] = q_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_v, \quad (1.12)$$

где C_0 – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона ее к горизонту (таблица П1.8); $C_0 = 1$;

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве (таблица П1.9); $C_\alpha = 0,965$;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы (таблица П1.10);
 $C_p = 1$;

C_v – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (таблица П1.11); $C_v = 0,97$.

$$[q] = 11,1 \cdot 1,0 \cdot 0,965 \cdot 1,0 \cdot 0,97 = 10,4 \text{ Н/мм.}$$

14. Необходимая ширина ремня B_p , мм, определяется по формуле

$$B_p = \frac{F_t}{[q]}, \quad (1.13)$$

где F_t – окружная сила, Н;

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}; \quad (1.14)$$

T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве, Н мм;

D_1 – диаметр меньшего шкива, мм;

$[q]$ – допускаемое удельное окружное усилие, Н/мм.

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{5 \cdot 10^3}{1440} = 33160 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Тогда $B_p = \frac{2 \cdot 33160}{180 \cdot 10,4} = 35,4 \text{ мм.}$

По таблице П1.1 округляем ширину ремня до стандартной $B_p = 40 \text{ мм.}$

Проверяем соответствие выбранной (таблица П1.2) и окончательно принятой (таблица П1.1) слойности прокладок i . В нашем случае $i = 4$, т. е. соответствие слойности соблюдено.

15. Усилие от предварительного натяжения ремня определяем по формуле

$$F_0 = s_0 \cdot B_p \cdot i. \quad (1.15)$$
$$F_0 = 2,25 \cdot 40 \cdot 4 = 360 \text{ Н.}$$

16. Сила, нагружающая валы передачи F_{on} , Н, определяется по формуле

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1^0}{2}; \quad (1.16)$$

$$F_{оп} = 2 \cdot 360 \cdot \sin \frac{168}{2} = 716 \text{ Н.}$$

Учитывая, что для передач с периодическим подтягиванием ремня запас натяжения принят 1,5, то

$$F_{оп \max} = 1,5 \cdot F_{оп}; \quad (1.17)$$

$$F_{оп \max} = 1,5 \cdot 716 = 1074 \text{ Н}$$

17. Ширина обода шкивов B , мм, выбирается по ширине ремня (таблица П1.12).

Принимаем $B = 50$ мм.

Проверочный расчет.

Прочность по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви определяется из условия

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma_p], \quad (1.18)$$

где σ_1 – напряжения растяжения, МПа;

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A}; \quad (1.19)$$

A – площадь поперечного сечения ремня, мм²;

$$A = H_p \cdot B_p;$$

σ_u – напряжения изгиба, МПа;

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{H_p}{D_1}; \quad (1.20)$$

E_u – модуль продольной упругости для прорезиненных ремней, мм²; $E_u = 80 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$;

σ_v – напряжения от центробежных сил, Н/мм²;

$$\sigma_v = \rho \cdot v_2^2 \cdot 10^{-6}; \quad (1.21)$$

ρ – плотность материала ремня, кг/м³; $\rho = 1000 \dots 1200$ кг/м³.

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа; $[\sigma_p] = 8$ МПа.

Напряжения растяжения

$$\sigma_1 = \frac{360}{4,8 \cdot 40} + \frac{2 \cdot 33160}{180 \cdot 2 \cdot 4,8 \cdot 40} = 2,83 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = 80 \cdot \frac{4,8}{180} = 2,13 \text{ МПа.}$$

Напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = 1000 \cdot 13,6^2 \cdot 10^{-6} = 0,18 \text{ МПа.}$$

Тогда $\sigma_{\text{max}} = 2,83 + 2,13 + 0,18 = 5,14$ МПа.

Условие прочности (1.18) выполняется.

Если в результате расчетов получится, что $\sigma_{\text{max}} > [\sigma_p]$, то следует увеличить диаметр D_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Параметры плоскоременной передачи представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Параметры плоскоременной передачи

Наименование параметра	Значение
Межосевое расстояние a , мм	1300
Длина ремня l , мм	3603
Угол обхвата малого шкива α_1 , град	168
Число пробегов ремня V , 1/с	3,8

Диаметр ведущего шкива d_1 , мм	180
Диаметр ведомого шкива d_2 , мм	450
Максимальное напряжение σ_{\max} , МПа	5,14
Сила предварительного натяжения F_0 , Н	360
Сила давления ремня на вал F_{on} , Н	1074

1.2 Клиноременные передачи.

Ремни нормального сечения являются основными. По сравнению с ремнями других типов они наиболее широко используются в общем машиностроении. Поэтому передачи с такими ремнями рекомендуется применять и в курсовых проектах [3].

Ремни нормального сечения выпускаются семи размеров:

$$Z(O), A, B(B), C(B), D(\Gamma), E(D), F(E).$$

Они могут работать при температуре от -30 до $+60^\circ\text{C}$.

Характеристики некоторых типов ремней представлены в таблице П1.13. В ней также указаны минимальный расчетный диаметр меньшего шкива $D_{1\min}$, крутящие моменты на быстроходном шкиве T_{1p} , для которых рекомендуется применять рассматриваемое сечение ремня, а также площадь сечения A и погонная масса ремня q .

Стандартные длины L , мм, клиновых ремней представлены в таблице П1.14.

Пределы длин для каждого сечения указаны в таблице П1.15.

Стандартные расчетные диаметры шкивов (по нейтральному слою ремня) клиноременных передач представлены в таблице П1.16.

Пример расчета клиноременной передачи с ремнем нормального сечения.

Рассчитать клиноременную передачу привода ленточного транспортера от асинхронного электродвигателя при следующих исходных данных: $P_1 = 4$ кВт; $n_1 = 1430$ мин⁻¹; $u_{окр} = 4$. Работа двухсменная, нагрузка спокойная.

Расчет ведем в следующей последовательности [3].

1. Определяем крутящий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4}{1430} = 26,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. По заданным величинам P_1 и n_1 ([13], рисунок 5.2) принимаем сечение ремня A .

Может оказаться, что для заданного крутящего момента подходят ремни двух сечений. В этом случае расчеты обычно ведутся в двух вариантах. Окончательный выбор производят при сравнении расчетных вариантов.

Параметры поперечных сечений ремня (таблица П1.13):

$$\begin{aligned} B_p &= 11 \text{ мм}; H_p = 8 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; \\ H &= 2,8 \text{ мм}; A = 81 \text{ мм}^2; q = 0,1 \text{ кг/м}. \end{aligned}$$

3. Диаметр меньшего шкива (таблица П1.13) для сечения A – $D_{1\min} = 90$ мм. Так как в рассматриваемом случае нет жестких ограничений к габаритам передачи, то для повышения долговечности ремня принимаем $D_1 = 100$ мм.

4. Определяем диаметр большего шкива по формуле (1.2)

$$D_2 = 100 \cdot 4 \cdot (1 - 0,02) = 392 \text{ мм}.$$

Стандартный диаметр (таблица П1.16) $D_2 = 400$ мм.

5. Определяем фактическое передаточное число по формуле (1.3)

$$u_{\text{ф окр}} = \frac{400}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 4,08.$$

6. Определяем скорость ремня по (1.4)

$$v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 7,5 \text{ м/с}.$$

7. Частота вращения ведомого вала

$$n_2 = \frac{D_1 \cdot n_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{D_2}; \quad (1.22)$$

$$n_2 = \frac{100 \cdot 1430 \cdot (1 - 0,02)}{400} = 350,4 \text{ мм.}$$

8. Межосевое расстояние согласно таблицы П1.17

$$a = 0,95 \cdot D_2 = 0,95 \cdot 400 = 380 \text{ мм.}$$

9. Расчетная длина ремня (1.6)

$$L = 2 \cdot 380 + \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 400) + \frac{(400 - 100)^2}{4 \cdot 380} = 1604 \text{ мм.}$$

Принимаем $L = 1600$ мм (таблица П1.14).

10. По стандартной длине L уточняем действительное межосевое расстояние по (1.9)

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot 1600 - 3,14 \cdot (100 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14 \cdot (100 + 400)]^2 - 8 \cdot (400 - 100)^2} \right\} = 378 \text{ мм.}$$

Минимальное межосевое расстояние для удобства монтажа и снятия ремней ([3], с.27)

$$a_{\min} = a - 0,01L = 378 - 0,01 \cdot 1600 = 362 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние для создания натяжения и подтягивания ремня при вытяжке

$$a_{\max} = a + 0,025 \cdot L = 378 + 0,025 \cdot 1600 = 418 \text{ мм.}$$

11. Угол обхвата на меньшем шкиве определяется по формуле (1.10)

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{400 - 100}{378} = 135^\circ > 120^\circ.$$

12. Исходная длина ремня (таблица П1.18) $L_0 = 1700$ мм. Относительная длина $L / L_0 = 1600 / 1700 = 0,94$.

13. Мощность $[P]$, кВт, допускаемая на один клиновой ремень, определяется по формуле

$$[P] = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) \cdot C_p, \quad (1.23)$$

где P_0 – мощность, допускаемая на один ремень при $\alpha = 180^\circ$, $u_{окр} = 1$, исходной длине L_0 и спокойной работе (таблица П1.18); $P_0 = 1,275$;

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность ремня (таблица П1.19); $C_\alpha = 0,875$;

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность, определяется в зависимости от отношения $\frac{L}{L_0}$ (таблица П1.20); $C_L = 0,977$;

C_p – коэффициент режима работы (таблица П1.10); $C_p = 0,73$;

ΔP_u – поправка, учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня на большом шкиве с увеличением передаточного числа ([3], с.23);

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_1; \quad (1.24)$$

ΔT_u – поправка к крутящему моменту на меньшем шкиве, Н м (таблица П1.21); $\Delta T_u = 1,2$;

n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹.

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot 1,2 \cdot 1430 = 0,172 \text{ кВт};$$

$$[P] = (1,275 \cdot 0,875 \cdot 0,977 + 0,172) \cdot 0,73 = 0,921 \text{ кВт}.$$

14. Определяем расчетное число клиновых ремней в передаче

$$z = \frac{P}{[P]}, \quad (1.25)$$

где P – мощность, передаваемая меньшим шкивом, Н·м.

$$z = \frac{4}{0,921} = 4,343.$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки $C_z = 0,9$ (таблица П1.22).

15. Действительное число ремней в передаче

$$z' = \frac{z}{C_z}; \quad (1.26)$$

Принимаем число ремней $z' = 5$.

16. Для расчета валов и подшипников необходимо знать усилия, действующие на валы.

Сила начального натяжения одного клинового ремня F_0 , Н, определяется по формуле [3, 2.28]

$$F_0 = \frac{780 \cdot P}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + q \cdot v^2, \quad (1.27)$$

где v – скорость ремня, м/с;

q – масса одного погонного метра ремня, кг/м (таблица 1.18).

$$F_0 = \frac{780 \cdot 4}{7,5 \cdot 0,875 \cdot 0,73 \cdot 5} + 0,1 \cdot 7,5^2 = 136 \text{ Н.}$$

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем F_t , Н, определяется по формуле

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v}; \quad (1.28)$$

$$F_t = \frac{4,0 \cdot 10^3}{7,5} = 533 \text{ Н.}$$

Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой ветвей F_2 , Н:

– одного клинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z'}; \quad (1.29)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z'}; \quad (1.30)$$

$$F_1 = 136 + \frac{533}{2 \cdot 5} = 243 \text{ Н};$$

$$F_2 = 136 - \frac{533}{2 \cdot 5} = 29,5 \text{ Н}.$$

Усилие, действующее на вал от клиноременной передачи F_{on} , Н, определяется по формуле

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (1.31)$$

$$F_{on} = 2 \cdot 136 \cdot 5 \cdot \sin \frac{135}{2} = 1256 \text{ Н}.$$

Проверочный расчет.

Прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви проверяется по условию (1.18).

Напряжения растяжения:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2z'A}; \quad (1.32)$$

$$\sigma_1 = \frac{136}{81} + \frac{533}{2 \cdot 5 \cdot 81} = 2,34 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба:

$$\sigma_u = E_u \frac{H_p}{d_1}, \quad (1.33)$$

где E_u – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней, МПа; $E_u = 80$ МПа ([7], с 81);

$$\sigma_u = 80 \cdot \frac{8}{100} = 6,4 \text{ МПа};$$

Напряжения от центробежных сил (1.21) при $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$;

$$\sigma_v = 1250 \cdot 7,5^2 \cdot 10^{-6} = 0,07 \text{ МПа};$$

Допускаемое напряжение растяжения, МПа; $[\sigma_p] = 10 \text{ МПа}$;

$$\sigma_{\max} = 2,34 + 6,4 + 0,07 = 8,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} < [\sigma_p].$$

Условие прочности (1.18) выполняется.

Если в результате расчетов получится, что $\sigma_{\max} > [\sigma_p]$, то следует увеличить диаметр D_1 ведущего шкива или принять бóльшее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Параметры клиноременной передачи представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Параметры клиноременной передачи

Наименование параметра	Значение
Тип ремня	Клиновой
Сечение ремня	A
Количество ремней z'	5
Межосевое расстояние a , мм	378
Длина ремня L , мм	1600
Угол обхвата малого шкива α_1 , град	135
Диаметр ведущего шкива d_1 , мм	100
Диаметр ведомого шкива d_2 , мм	400
Максимальное напряжение σ_{\max} , МПа	8,8
Сила предварительного натяжения F_0 , Н	136
Сила давления ремня на вал $F_{оп}$, Н	1256

2 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Методику расчета рассмотрим на примере.

Расчет ведем на основании рекомендаций, представленных в ([8], с. 146–154).

Исходные данные. Вращающий момент на валу меньшей звездочки $T_1 = 216029$ Н·мм. Передаточное число цепной передачи $u_{\text{общ}} = 2,087$. Частота вращения вала с меньшей звездочкой 240 об/мин.

1. Выбираем цепь приводную роликовую однорядную ПР (ГОСТ 13586–75) и определяем шаг ее по формуле ([8], 7.38)

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_9}{z_1 [p] m}}, \quad (2.1)$$

где T_1 – вращающий момент на валу меньшей звездочки, Н·мм;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки;

$[p]$ – допускаемое давление, приходящееся на единицу проекции опорной поверхности шарнира, МПа ([8], табл. 7.18);

m – число рядов цепи;

K_9 – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи,

$$K_9 = K_\delta K_a K_n K_p K_{cm} K_n, \quad (2.2)$$

K_δ – динамический коэффициент; $K_\delta = 1,0$ ([8], с. 149);

K_a – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния; $K_a = 1,0$ ([8], с. 150);

K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи; $K_n = 1,0$ ([8], с. 150);

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи; $K_p = 1,25$ ([8], с. 150);

K_{cm} – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи; $K_{cm} = 1,3$ ([8], с. 150);

K_n – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи; $K_n = 1,0$ ([8], с. 150);

$$K_9 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1,625.$$

Числа зубьев звездочек определяется по формулам

$$z_1 = 31 - 2u_{\text{оцп}}; \quad (2.3)$$

$$z_2 = z_1 u_{\text{оцп}}; \quad (2.4)$$

$$z_1 = 31 - 2 \cdot 2,087 = 26,8; \quad \text{принимаем } z_1 = 27;$$

$$z_2 = 27 \cdot 2,087 = 56,3; \quad \text{принимаем } z_2 = 56.$$

Уточняем передаточное число цепной передачи

$$u_{\text{общ}} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\text{общ}} = \frac{56}{27} = 2,074.$$

Среднее значение $[p]$ принимаем ориентировочно по ([8], табл. 7.18): $[p] = 24$ МПа

Число рядов цепи $m = 1$.

Тогда

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{216029 \cdot 1,625}{27 \cdot 24 \cdot 1,0}} = 22,8 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение $t = 25,4$ мм ([8], табл. 7.15).

Характеристика цепи:

– проекция опорной поверхности $A_{\text{оп}} = 179,7 \text{ мм}^2$;

– разрушающая нагрузка $Q = 60 \text{ кН}$;

– масса одного метра цепи $q = 2,6 \text{ кг/м}$.

2. Проверяем цепь по двум показателям:

а) по частоте вращения – ([8], табл. 7.17) допускаемая для цепи с шагом $t = 25,4$ мм частота вращения $[n_1] = 800$ об/мин; условие $n_1 \leq [n_1]$ выполнено;

б) по давлению в шарнирах – ([8], табл. 7.18); для данной цепи при 240 об/мин значение $[p] = 21,8$ МПа, а с учетом примечания к таблице ([8], табл. 7.18)

$$[p] = [p][1 + 0,01(z_1 - 17)];$$

$$[p] = 21,8 \cdot (1 + 0,01 \cdot (27 - 17)) = 24 \text{ МПа.}$$

Расчетное давление определяется по формуле ([8], 7.39)

$$p = \frac{F_t K_2}{A_{\text{он}}}, \quad (2.5)$$

где F_t – окружная сила, Н;

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v}; \quad (2.6)$$

P – передаваемая мощность ведущей звездочкой, кВт;
 v – скорость цепи, м/с;

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad (2.7)$$

$$v = \frac{27 \cdot 25,4 \cdot 240}{60 \cdot 10^3} = 2,74 \text{ м/с};$$

$$F_t = \frac{5,429 \cdot 10^3}{2,74} = 1981 \text{ Н};$$

$$p = \frac{1981 \cdot 1,625}{179,7} = 17,9 \text{ МПа.}$$

Условие $p \leq [p]$ выполнено.

3. Число звеньев цепи определяется по формуле ([8], 7.36)

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t}; \quad (2.8)$$

где a_t – межосевое расстояние в шагах;

$$a = 40t; \quad a_t = \frac{a}{t} = 40;$$

z_Σ – суммарное число зубьев;

$$z_\Sigma = z_1 + z_2;$$

$$z_\Sigma = 27 + 56 = 83;$$

Δ – поправка

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi};$$

$$\Delta = \frac{56 - 27}{2 \cdot 3,14} = 4,62;$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 83 + \frac{4,62^2}{40} = 122.$$

Величину L_t округляем до четного числа $L_t = 122$.

4. Уточняем межосевое расстояние по формуле ([8], 7.37)

$$a = 0,25t[L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}]. \quad (2.9)$$

$$a = 0,25 \cdot 25,4 \cdot \left[122 - 0,5 \cdot 83 + \sqrt{(122 - 0,5 \cdot 83)^2 - 8 \cdot 4,62^2} \right] = 1016 \text{ мм.}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т.е. на $a \cdot 0,004 = 1016 \cdot 0,004 = 4,1$ мм.

5. Определяем диаметры делительных окружностей звездочек по формуле ([8], 7.34)

$$d_\partial = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}; \quad (2.10)$$

– ведущей

$$d_{\partial 1} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{27}} = 218,7 \text{ мм};$$

– ведомой

$$d_{\partial 2} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{56}} = 453 \text{ мм.}$$

6. Определяем диаметры наружных окружностей звездочек по формуле ([8], 7.35)

$$D_e = t(K_z + 0,7) - 0,31d_1, \quad (2.11)$$

где K_z – коэффициент;

$$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180}{z}; \quad (2.12)$$

$$K_{z1} = \operatorname{ctg} \frac{180}{27} = 8,56; \quad K_{z2} = \operatorname{ctg} \frac{180}{56} = 17,8;$$

d_1 – диаметр ролика, мм; ([8], табл. 7.15); $d_1 = 15,88$ мм;
– ведущей

$$D_{e1} = 25,4 \cdot (8,56 + 0,7) - 0,31 \cdot 15,88 = 230,3 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 25,4 \cdot (17,8 + 0,7) - 0,31 \cdot 15,88 = 465 \text{ мм}.$$

7. Определяем силы, действующие на цепь:

– окружная $F_t = 1981$ Н;

– центробежная $F_v = qv^2$;

$$F_v = 2,6 \cdot 2,74^2 = 19,5 \text{ Н};$$

– от провисания цепи

$$F_f = 9,81 k_f q a, \quad (2.13)$$

где k_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи;

$$F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1,016 = 155,5 \text{ Н};$$

– расчетная нагрузка на валы

$$F_g = F_t + 2F_f; \quad (2.14)$$

$$F_B = 1981 + 2 \cdot 155,5 = 2292 \text{ Н}.$$

8. Проверяем коэффициент запаса прочности s по формуле

$$s = \frac{Q}{F_t k_\delta + F_v + F_f}; \quad (2.15)$$

$$s = \frac{60 \cdot 10^3}{1981 \cdot 1,0 + 19,5 + 155,5} = 27,8.$$

Нормативный коэффициент запаса прочности $[s] = 8,4$ ([8], табл. 7.19).

Условие $s \geq [s]$ выполнено.

Результаты расчета представлены в таблице 2.1.
Таблица 2.1 – Параметры цепной передачи

Наименование параметра	Значение
Тип цепи	ПР
Шаг цепи t , мм	25,4
Межосевое расстояние a , мм	1016
Число звеньев L_t	122
Число зубьев звездочки:	
z_1	27
z_2	56
Диаметры делительной окружности звездочек, мм:	
– ведущей $d_{\partial 1}$	218,7
– ведомой $d_{\partial 2}$	453
Диаметр наружной окружности звездочек, мм:	
– ведущей D_{e1}	230,3
– ведомой D_{e2}	465
Расчетная нагрузка на вал F_g , Н	2292

3 ОТКРЫТЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Открытая цилиндрическая передача

Методику расчета рассмотрим на примере.

Исходные данные.

Вращающий момент на зубчатом колесе $T = 666,667$ Н·м.

Передаточное число открытой цилиндрической передачи $u_{\text{общ}} = 3,989$.

Частота вращения вала шестерни $n_2 = 228,6$ об/мин.

В состав привода входит одноступенчатый редуктор.

Для изготовления шестерни и колеса на основании рекомендаций [12] принимаем для шестерни чугун ВЧ60, для колеса ВЧ45.

Механические характеристики материала представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Механическая характеристика материала

Наименование	Марка чугуна	Предел прочности на		
		растяжение $\sigma_{вр}$, МПа	изгиб $\sigma_{ви}$, МПа	сжатие $\sigma_{вс}$, МПа
Шестерня	ВЧ60	600	1100	2190
Колесо	ВЧ45	450	700	1900

3.1.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле ([12], 2.5)

$$\sigma_{FP} = (0,31...0,36)\sigma_{\text{сп}}K_{FC}K_{FL}, \quad (3.1)$$

где K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1,0$ ([12], с.7);

K_{FL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (3.2)$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера циклограммы нагружения;

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i; \quad (3.3)$$

где T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней;

$$t = 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot T_{\text{пр}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (3.4)$$

$T_{\text{пр}}$ – срок службы привода, год; $T_{\text{пр}} = 2,85$ года;

$K_{\text{год}}$, $K_{\text{сут}}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток; $K_{\text{год}} = 0,8$; $K_{\text{сут}} = 0,8$;

$$t = 365 \cdot 0,8 \cdot 2,85 \cdot 24 \cdot 0,8 = 15978 \text{ ч};$$

$$N_{FE3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,5 + 0,8^9 \cdot 0,5) \cdot 228,6 \cdot 15978 = 124,3 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE4} = N_{FE3} / u_{оцн}; \quad N_{FE4} = 124,3 \cdot 10^6 / 3,989 = 31,2 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{FE3} > N_{F0}$, $N_{FE4} > N_{F0}$, то $K_{FL} = 1,0$.

$$\sigma_{FP3} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 1 = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1 \cdot 1 = 157,5 \text{ МПа}.$$

3.1.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Допускаемые предельные напряжения определяются по формуле ([12], 2.6)

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{сп}; \quad (3.5)$$

$$\sigma_{FPM3} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FPM4} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа}.$$

3.1.3 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба.

На основании рекомендаций ([12], с.9) принимаем число зубьев цилиндрической шестерни

$$z_3 = 20.$$

Число зубьев z_6 цилиндрического колеса определяется по формуле

$$z_4 = z_3 \cdot u_{оцн}; \quad (3.6)$$

$$z_4 = 20 \cdot 3,989 = 79,8; \quad \text{принимаем } z_4 = 80.$$

Согласно рекомендаций ([12], с.8) принимаем прямозубую открытую цилиндрическую передачу и назначаем 9-ю степень точности.

Уточняем передаточное число

$$u_{оцн} = \frac{80}{20} = 4,0.$$

Определяем коэффициенты формы зуба по ([6], рисунок 6.14).

$$Y_{F3} = 4,05; \quad Y_{F4} = 3,6.$$

Определяем отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$:

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}} = \frac{210}{4,05} = 51,9 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа}.$$

Так как $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}}$, то дальнейший расчет ведем по колесу.

Модуль зацепления m определяется по формуле ([12], 3.3)

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_F K_F K_{изн} Y_F}{z \psi_m \sigma_{FP}}}, \quad (3.7)$$

где T_F – крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, Н·м;

K_F – коэффициент нагрузки; $K_F = 1,5$ ([7], с. 9);

$K_{изн}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа; $K_{изн} = 1,5$ ([7], с. 9);

ψ_m – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m зацепления

$$\psi_m = \frac{b_\omega}{m}, \quad (3.8)$$

где b_ω – ширина зубчатого венца, мм;

$\psi_m = 10$ ([12], с. 10);

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 666,667 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{80 \cdot 10 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 4,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $m = 5$ мм.

Ширина зубчатого венца определяется по формуле

$$b_{\omega 4} = \psi_m m; \quad (3.9)$$

$$b_{\omega 4} = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм};$$

$$b_{\omega 3} = 50 + 5 = 55 \text{ мм}.$$

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса

$$d_{\omega} = z \cdot m; \quad (3.10)$$

$$d_{\omega 3} = 20 \cdot 5 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{\omega 4} = 80 \cdot 5 = 400 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние

$$a_{\omega} = 0,5(d_{\omega 3} + d_{\omega 4}); \quad (3.11)$$

$$a_{\omega} = 0,5(100 + 400) = 250 \text{ мм}.$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле

$$v_3 = \frac{\pi d_{\omega 3} n_2}{60 \cdot 1000}; \quad (3.12)$$

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 228,6}{60 \cdot 1000} = 1,2 \text{ м/с}.$$

3.1.4 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Уточняем величину коэффициента K_F по формуле

$$K_F = K_{Fv} K_{F\beta}, \quad (3.13)$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; $K_{Fv} = 1,5$ ([12], табл. 6);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{F\beta} = \theta(1 - \varphi) + \varphi, \quad (3.14)$$

где θ – вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположения относительно опор и параметра

$$\psi_{bd} = \frac{b_{\omega 3}}{d_{\omega 3}}; \quad (3.15)$$

$$\psi_{bd} = \frac{55}{100} = 0,55 < 1;$$

$$\theta = 1,0 \quad ([12], \text{ с. } 10).$$

φ – вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки;

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \frac{\sum T_{Fi} t_i n_i}{\sum t_i n_i}; \quad (3.16)$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 0,5 = 0,9;$$

$$K_{F\beta} = 1 \cdot (1 - 0,9) + 0,9 = 1;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,0 = 1,5.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия

$$\sigma_F = Y_F K_{узн} \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.17)$$

где ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_{\omega}} K_F, \quad (3.18)$$

F_{Ft} – исходная расчетная окружная сила, Н;

$$F_{Ft} = \frac{2T_3}{d_{\omega 4}}; \quad (3.19)$$
$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot 666667}{400} = 3333,3 \text{ Н};$$
$$\omega_{Ft} = \frac{3333,3}{50} \cdot 1,5 = 100 \text{ Н/мм};$$
$$\sigma_{F4} = 3,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{100}{5} = 108, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4} < \sigma_{FP4} = 157,5 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (3.17) выполняется.

3.1.5 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия ([12], 3.15)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM}}{T_F} \leq \sigma_{FPM}; \quad (3.20)$$

$$\sigma_{FM4} = 108 \cdot 2,2 = 237,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM4} < \sigma_{FPM4} = 270 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (3.20) выполняется.

3.1.6 Параметры зацепления открытой цилиндрической передачи.

Диаметры вершин

$$d_a = d_{\omega} + 2m; \quad (3.21)$$

$$d_{a3} = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 400 + 2 \cdot 5 = 410 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин

$$d_f = d_\omega - 2,5m; \quad (3.22)$$

$$d_{f3} = 100 - 2,5 \cdot 5 = 87,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 400 - 2,5 \cdot 5 = 387,5 \text{ мм}.$$

Параметры открытой цилиндрической передачи представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Параметры открытой цилиндрической передачи

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	m	мм	5	5
Число зубьев	z	–	20	80
Диаметр начальной окружности	d_ω	мм	100	400
Делительный диаметр	d	мм	100	400
Диаметр окружности вершин	d_a	мм	110	410
Диаметр окружности впадин	d_f	мм	87,5	387,5
Рабочая ширина зубчатого венца	b_ω	мм	55	50
Общая ширина венца	b	мм	60	55

3.2 Открытая коническая передача.

Методику расчета рассмотрим на примере.

Исходные данные.

Вращающий момент на зубчатом колесе $T = 319,925 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Передаточное число открытой конической передачи $u_{\text{окп}} = 2,375$.

Частота вращения вала шестерни $n_2 = 237,5 \text{ об/мин}$.

В состав привода входит одноступенчатый редуктор.

Для изготовления шестерни и колеса на основании рекомендаций [12] принимаем для шестерни чугун ВЧ60, для колеса ВЧ45.

Механические характеристики материала представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Механическая характеристика материала

Наименование	Марка чугуна	Предел прочности на		
		растяжение $\sigma_{вр}$, МПа	изгиб $\sigma_{ви}$, МПа	сжатие $\sigma_{вс}$, МПа
Шестерня	ВЧ60	600	1100	2190
Колесо	ВЧ45	450	700	1900

3.2.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле ([12], 2.5)

$$\sigma_{FP} = (0,31...0,36)\sigma_{вр} K_{FC} K_{FL}, \quad (3.23)$$

где K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1,0$ ([7], с.7);

K_{FL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (3.24)$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера циклограммы нагружения;

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i, \quad (3.25)$$

T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней;

$$t = 365 \cdot K_{год} T_{np} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \quad (3.26)$$

T_{np} – срок службы привода, год; $T_{np} = 6$ лет;

$K_{год}, K_{сут}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток; $K_{год} = 0,6$; $K_{сут} = 0,7$;

$$t = 365 \cdot 0,6 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 0,7 = 22075 \text{ ч};$$

$$N_{FE3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,4 + 0,4^9 \cdot 0,6) \cdot 237,5 \cdot 22075 = 126 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE4} = N_{FE3} / u_{окп}; \quad N_{FE4} = 126 \cdot 10^6 / 2,375 = 53,1 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{FE3} > N_{F0}$, $N_{FE4} > N_{F0}$, то $K_{FL} = 1,0$.

$$\sigma_{FP3} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 1 = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1 \cdot 1 = 157,5 \text{ МПа}.$$

3.2.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения определяются по формуле ([12], 2.7)

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{сп}; \quad (3.27)$$

$$\sigma_{FPM3} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FPM4} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа}.$$

3.2.3 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба.

На основании рекомендаций ([12], с.9) принимаем число зубьев конической шестерни

$$z_3 = 20.$$

Число зубьев z_4 конического колеса определяется по формуле

$$z_4 = z_3 \cdot u_{окп}; \quad (3.28)$$

$$z_4 = 20 \cdot 2,375 = 47,5; \text{ принимаем } z_4 = 48.$$

Уточняем величину $u_{окп} = 48/20 = 2,4$.

Согласно рекомендаций ([12], с.8) принимаем прямозубую открытую коническую передачу и назначаем 9-ю степень точности.

Углы делительных конусов определяются по формулам

$$\delta_4^\circ = \text{arctg} \cdot u_{окп}; \quad (3.29)$$

$$\delta_3^\circ = 90^\circ - \delta_4^\circ; \quad (3.30)$$

$$\delta_4^\circ = \text{arctg} 2,4 = 67^\circ 22' 48'';$$

$$\delta_3^\circ = 90^\circ - 67^\circ 22' 48'' = 22^\circ 37' 12''.$$

Эквивалентное число зубьев шестерни z_{v3} и колеса z_{v4} определяется по формуле

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta}, \quad (3.31)$$

где $\beta = 0$.

$$z_{v3} = \frac{20}{\cos 22^\circ 37' 12''} = 21,7;$$

$$z_{v4} = \frac{48}{\cos 67^\circ 28' 48''} = 124,8.$$

Определяем коэффициенты формы зуба по ([6], рисунок 6.14).

$$Y_{F3} = 4,0; \quad Y_{F4} = 3,6.$$

Определяем отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}} = \frac{210}{4,0} = 52,5 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа.}$$

Так как $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}}$, то дальнейший расчет ведем по колесу.

Средний окружной модуль m_{tm} определяется по формуле ([12], 3.17)

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2T_F K_F K_{изн}}{0,85 z \psi_m \sigma_{FP}} Y_F}, \quad (3.32)$$

где T_F – крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, Н·м;

K_F – коэффициент нагрузки; $K_F = 1,5$ ([12], с. 9);

$K_{изн}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа; $K_{изн} = 1,5$ ([12], с. 9);

ψ_m – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m зацепления, определяемый по формуле ([12], 3.18)

$$\psi_m = \psi_{Re} \frac{0,5 \cdot z_c}{1 - 0,5 \cdot \psi_{Re}}, \quad (3.33)$$

где ψ_{Re} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e ; $\psi_{Re} = 0,3$ ([12], с. 14);

z_c – коэффициент, определяемый по формуле ([12], 3.19)

$$z_c = \sqrt{z_3^2 + z_4^2}; \quad (3.34)$$

$$z_c = \sqrt{20^2 + 48^2} = 52;$$

$$\psi_m = 0,3 \cdot \frac{0,5 \cdot 52}{1 - 0,5 \cdot 0,3} = 9,2;$$

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 319925 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{0,85 \cdot 48 \cdot 9,2 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 4,4 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца определяется по формуле ([12], 3.20)

$$b_{\omega 4} = \psi_m m_{tm}; \quad (3.35)$$

$$b_{\omega 4} = 9,2 \cdot 4,4 = 40,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{\omega 4} = 42 \text{ мм.}$

Внешнее конусное расстояние R_e определяется по формуле ([12], 3.21)

$$R_e = \frac{b_{\omega 4}}{\psi_{Re}}; \quad (3.36)$$

$$R_e = \frac{42}{0,3} = 140 \text{ мм.}$$

Среднее конусное расстояние определяется по формуле ([12], 3.22)

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_{\omega 3}; \quad (3.37)$$

$$R_m = 140 - 0,5 \cdot 42 = 119 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль определяется по формуле ([12], 3.23)

$$m_{te} = m_{tm} + \frac{b_{\omega 4} \sin \delta_4}{z_4}; \quad (3.38)$$

$$m_{te} = 4,4 + \frac{42 \cdot \sin 67^\circ 22' 48''}{48} = 5,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_{te} = 6 \text{ мм.}$

Условие

$$\frac{b_{\omega 4}}{\psi_m} = \frac{42}{9,2} = 4,6 \text{ мм} > m_{\min} = 1,5 \text{ мм} \text{ выполняется.}$$

Фактическое значение среднего окружного модуля определяется по формуле ([12], 3.24)

$$m_{tm} = m_{te} \frac{R_m}{R_e}; \quad (3.39)$$

$$m_{tm} = 6 \cdot \frac{119}{140} = 5,1 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры шестерни и колеса определяются по формуле

$$d_e = z \cdot m_{te}; \quad (3.40)$$

$$d_{e3} = 20 \cdot 6 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{e4} = 48 \cdot 6 = 288 \text{ мм.}$$

Средние диаметры шестерни и колеса определяются по формуле

$$d_m = d_e - b_\omega \cdot \sin \delta; \quad (3.41)$$

$$d_{m3} = 120 - 42 \cdot \sin 22^\circ 37' 12'' = 103,8 \text{ мм};$$

$$d_{m4} = 288 - 42 \cdot \sin 67^\circ 22' 48'' = 249,2 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле ([6], 4.3)

$$v_{m3} = \frac{\pi d_{m3} n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (3.42)$$

где n_2 – частота вращения шестерни, об/мин;

$$v_{m3} = \frac{3,14 \cdot 103,7 \cdot 237,5}{60 \cdot 1000} = 1,3 \text{ м/с.}$$

3.2.5 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Уточняем величину коэффициента K_F по формуле ([12], 3.8)

$$K_F = K_{Fv} K_{F\beta}, \quad (3.43)$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; $K_{Fv}=1,5$ ([12], табл. 6);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{F\beta} = \theta(1 - \varphi) + \varphi, \quad (3.44)$$

где θ – вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположения относительно опор и параметра

$$\psi_{bd} = \frac{b\omega_3}{d_{m3}}; \quad \psi_{bd} = \frac{42}{103,8} = 0,4 < 1; \quad \theta = 1,2 \quad ([12], \text{табл. 7}).$$

φ – вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки;

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \frac{\sum T_{Fi} t_i n_i}{\sum t_i n_i}; \quad (3.45)$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,4 + 0,4 \cdot 0,6 = 0,64;$$

$$K_{F\beta} = 1,2 \cdot (1 - 0,64) + 0,64 = 1,07;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,07 = 1,605.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия ([12], 3.25)

$$\sigma_F = Y_F K_{узн} \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.46)$$

где ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_\omega} K_F, \quad (3.47)$$

F_{Ft} – исходная расчетная окружная сила, Н;

$$F_{Ft} = \frac{2T_F}{d_m}; \quad (3.48)$$

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot 319925}{249,2} = 2568 \text{ Н};$$

$$\omega_{Ft} = \frac{2568}{42} \cdot 1,605 = 98,1 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{F4} = 3,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{98,1}{0,85 \cdot 5,1} = 122,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4} < \sigma_{FPM4} = 157,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (3.46) выполняется.

3.2.6 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия ([12], 3.15)

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM}}{T_F} \leq \sigma_{FPM}; \quad (3.49)$$

$$\sigma_{FM4} = 122,2 \cdot 2,2 = 268,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM4} < \sigma_{FPM4} = 270 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (3.49) выполняется.

3.2.7 Параметры зацепления открытой конической передачи.

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_3^2 + z_4^2}; \quad (3.50)$$

$$R_e = 0,5 \cdot 6 \cdot \sqrt{20^2 + 48^2} = 156 \text{ мм};$$

$$R_m = 156 - 0,5 \cdot 42 = 135 \text{ мм};$$

Внутренний окружной модуль

$$m_{ti} = m_{te} \frac{R_e - b_{\omega}}{R_e}; \quad (3.51)$$
$$m_{ti} = 6 \cdot \frac{156 - 42}{156} = 4,38 \text{ мм.}$$

Внутреннее конусное расстояние

$$R_i = R_e - b_{\omega}; \quad (3.52)$$
$$R_i = 156 - 42 = 114 \text{ мм.}$$

Наибольшая высота зуба

$$h_{e3} = h_{e4} = h_e = 2,2m_{te}; \quad (3.53)$$
$$h_e = 2,2 \cdot 6 = 13,2 \text{ мм.}$$

Наибольшая высота головки зуба

$$h_{a3} = h_{a4} = h_a = m_{te}; \quad (3.54)$$
$$h_a = 6,0 \text{ мм.}$$

Наибольшая высота ножки зуба

$$h_{f3} = h_{f4} = h_f = 1,2m_{te}; \quad (3.55)$$
$$h_f = 1,2 \cdot 6,0 = 7,2 \text{ мм.}$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f3} = \theta_{f4} = \theta_f = \text{arctg} \frac{h_f}{R_e}; \quad (3.56)$$
$$\theta_f = \text{arctg} \frac{7,2}{156} = 2^{\circ}38'33''.$$

Внешние диаметры вершин

$$d_{ae3} = d_{e3} + 2h_a \cos \delta_3; \quad (3.57)$$

$$d_{ae4} = d_{e4} + 2h_a \cos \delta_4; \quad (3.58)$$

$$d_{ae3} = 120 + 2 \cdot 6 \cdot \cos 22^\circ 37' 12'' = 131 \text{ мм};$$

$$d_{ae4} = 288 + 2 \cdot 6 \cdot \cos 67^\circ 22' 48'' = 292,6 \text{ мм}.$$

Параметры открытой конической передачи представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Параметры открытой конической передачи

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	Колесо
Внешний окружной модуль	m_{te}	мм	6	6
Средний окружной модуль	m_{tm}	мм	5,4	5,4
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	156	156
Среднее конусное расстояние	R_m	мм	135	135
Ширина зубчатого венца	b_o	мм	42	42
Число зубьев	z	–	20	48
Внешний делительный диаметр	d_e	мм	120	288
Средний делительный диаметр	d_m	мм	103,8	249,2
Угол делительного конуса	δ	град	22°37'12"	67°22'48"
Наибольшая высота ножки зуба	h_f	мм	7,2	7,2
Наибольшая высота головки зуба	h_a	мм	6,0	6,0
Наибольшая высота зуба	h_e	мм	13,2	13,2
Угол ножки зуба	θ_f	град	2°38'33"	2°38'33"
Внешний диаметр вершин	d_{ae}	мм	131	292,6

4 КОНСТРУИРОВАНИЕ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ

Вопросам конструирования элементов открытых передач уделено должное внимание в учебной и справочной литературе.

Конструкции элементов ременных и цепных передач широко представлены в прилагаемом списке литературы.

Что касается конструкции зубчатых открытых передач, то они не имеют существенных отличий от закрытых передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособие/С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев и др.; Под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. – Мн.: Выш. школа, 1981. – 432 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.: Учеб. пособие. – М.: Высш. школа, 2001. – 447 с.
3. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: Часть 1. – Вища школа, 1987. – 136 с.
4. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справ. пособие/ А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – Мн.: Выш. школа, 1986. – 400 с.
5. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.
6. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Часть 1/ А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Выш. школа, 1982. – 208 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин/ В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учеб. пособие. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
8. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
9. Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие. – Брест: БГТУ, 2004. – 488 с.
11. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования: Учебник/ А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; Под общ. ред. А.Т. Скойбеда. – Мн.: Выш. школа, 2000. – 584 с.
12. Тростин В.И. Методика расчета параметров зацепления открытых цилиндрических и конических зубчатых передач: Метод. указания. – Гомель: ГПИ, 1981.
13. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. Сказ, 1999. – 454 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1.1 – Ширина B_p и число несущих слоев i резинотканевых ремней

B_p , мм	20, 25, 30, 40, 50, 63, 71	80, 90, 100, 112	125, 160, 180, 200, ...
i , шт	2 ÷ 5	3 ÷ 6	4 ÷ 6

Таблица П1.2 – Толщина H_p , число слоев i резинотканевых ремней и рекомендуемые диаметры шкивов $d_{1 \min}$

Число слоев i , шт	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
	H_p , мм	$d_{1 \min}$, мм	H_p , мм	$d_{1 \min}$, мм	H_p , мм	$d_{1 \min}$, мм	H_p , мм	$d_{1 \min}$, мм
2	3,0	90	2,5	80	—	—	—	—
3	4,5	140	3,75	112	3,6	112	3,0	90
4	6,0	180	5,0	140	4,8	140	4,0	112
5	7,5	224	6,25	180	6,0	180	5,0	140
6	9,0	280	7,5	224	7,2	200	6,0	180
...								

Таблица П1.3 – Основные размеры кордшнуровых плоских ремней [5]:

Ширина B_p , мм	Толщина H_p , мм	Внутренняя длина L_p , мм
30	2,2	500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850,
40	2,2	900, 1000, 1050, 1100, 1150, 1200, 1250,
50	2,2	1700, 1800, 2000, 2500, 3000
60	2,8	

Таблица П1.4 – Основные размеры синтетических ремней

Ширина B_p , мм	Толщина H_p , мм	Внутренняя длина L_p , мм
10	0,5	250, 260, 280, 300, 340, 350, 380, 400
15	0,5	420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670
20	0,5	710, 750, 800, 850, 900, 950
25	0,5	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
30	0,7	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000
40	0,7	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800
50	0,7	3000, 3150, 3350
60	0,7	
80	0,7	
100	0,7	

Таблица П1.5 – Характеристика приводных прорезиненных ремней

Показатели и условия работы	Приводные прорезиненные ремни
Удельная тяговая способность	Высокая
Наибольшая скорость, м/с	Тип А – 30 Тип Б – 20 Тип В – 15
Резкие колебания рабочей нагрузки (удары)	Допускаются незначительные До 20 ... 30 %
Кратковременные перегрузки	
Сохраняют начальное натяжение (при $a = const$)	Хорошо
Возможность применения в перекрестных передачах и на ступенчатых шкивах с закраинами (ребордами)	Применимы ремни без обкладок До 60°
Допускаемая температура, С°	

Таблица П1.6 – Диаметры шкивов D плоскоремennых передач, мм (ГОСТ 17383-73)

..., 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355,
400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, ...

Таблица П1.7 – Номинальное удельное окружное усилие q_0 , передаваемое прорезиненными ремнями из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Т-820

Число слоев (прокладок) i	Диаметр меньшего шкива D_1	Номинальное удельное окружное усилие q_0 , Н/мм при натяжении s_0 , Н/мм			
		2	2,25	2,5	3
2	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	≥ 125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	7,3	7,3	8,8	10,0
	160	7,5	8,5	9,1	10,3
	≥ 200	8,1	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	≥ 280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	≥ 400	13,2	14,6	15,8	17,7
6	315	15,6	17,0	18,3	20,5
	400	15,9	17,3	18,7	21,0
	≥ 500	16,1	17,6	19,0	21,4

Примечания. 1. Значения q_0 приведены для односменной работы. При двух- и трехсменной работе табличные значения снижаются соответственно на 13 и 20 %.

2. При работе передач в условиях повышенной влажности и температуры, запыленности, насыщения окружающего воздуха парами масла табличные значения q_0 снижаются на 10 ... 30 %.

Таблица П1.8 – Значения коэффициента C_0

C_0			
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту			Передача с автоматическим натяжением ремня
$0^0 \dots 60^0$	$60^0 \dots 80^0$	$80^0 \dots 90^0$	
1,0	0,9	0,8	1,0

Таблица П1.9 – Значения коэффициента C_α

α_1^0	140	150	160	170	180	190	200	210	220
C_α	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2

Таблица П1.10 – Значения коэффициента C_p [5]

Режим работы	C_p при числе смен работы передачи								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	I			II			III		
Легкий	1,0	0,91	0,71	0,91	0,83	0,67	0,83	0,71	0,63
Средний	1,0	0,83	0,67	0,83	0,71	0,63	0,77	0,67	0,59
Тяжелый	0,83	0,77	0,63	0,77	0,67	0,59	0,71	0,63	0,53
Очень тяжелый	0,77	0,67	0,59	0,71	0,63	0,56	0,67	0,59	0,5

П р и м е ч а н и я . 1. I – электродвигатели переменного тока общепромышленного применения; электродвигатели постоянного тока шунтовые; турбины. II – электродвигатели постоянного тока компаундные; ДВС при $n \geq 600 \text{ мин}^{-1}$. III – электродвигатели переменного тока с повышенным пусковым моментом; электродвигатели постоянного тока серийные; ДВС при $n < 600 \text{ мин}^{-1}$.

2. Легкий режим работы ($T_{\max} \approx 1,2T_{\max}$) – станки с непрерывным процессом резания (токарные, шлифовальные), легкие вентиляторы, насосы и компрессоры (центробежные, ротационные), ленточные конвейеры, легкие грохоты, машины для очистки и погрузки зерна и т.д.

Средний режим работы ($T_{\max} \approx 1,5T_{\max}$) – станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные, полиграфические машины, поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки, цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы для дерева и т.д.

Тяжелый режим работы ($T_{\max} \approx 2,0T_{\max}$) – станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие, насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа, конвейеры винтовые и скребковые, прессы винтовые, машины для брикетирования кормов и т.д.

Очень тяжелый режим работы ($T_{\max} \approx 3,0T_{\max}$) – подъемники, экскаваторы, драги, ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы и т.д.

Таблица П1.11 – Значения коэффициента C_v

Скорость ремня v , м/с	1	5	7	10	12	15	20	25	30
C_v	1,04	1,03	1,02	1,0	0,98	0,95	0,88	0,79	0,68

Таблица П1.12 – Стандартные ширины обода шкивов B , мм [3]

Ширина ремня B_p , мм	Ширина обода шкива B , мм	Допускаемое отклонение	Ширина ремня B_p , мм	Ширина обода шкива B , мм	Допускаемое отклонение	Ширина ремня B_p , мм	Ширина обода шкива B , мм	Допускаемое отклонение
20	25	± 1,0	71	80	± 1,5	140	160	± 2,0
25	32		80	90		160	180	
32	40		90	100		180	200	
40	50		100	112		200	224	
50	63		112	125		224	250	
63	71	125	140	250	280			

Таблица П1.13 – Размеры и параметры поперечных сечений клиновых ремней

Обозначение сечения ремня	T_{p1} , Н·м	$D_{1 \min}$, мм	Количество ремней z , шт	Размеры сечения, мм				A , мм ²	q , кг/м	
				B_p	B	H_p	H			
Нормальные сечения	$Z(O)$	< 30	63	2 ÷ 4	8,5	10	6,0	2,1	47	0,07
	A	15 ÷ 60	90	2 ÷ 5	11,0	13	8,0	2,8	81	0,10
	$B(B)$	50 ÷ 150	125	2 ÷ 6	14,0	17	10,5	4,0	138	0,18
	$C(B)$	120 ÷ 600	200	2 ÷ 7	19,0	22	13,5	4,8	230	0,3
	$D(\Gamma)$	450 ÷ 2400	315	2 ÷ 7	27,0	32	19,0	6,9	476	0,62

Таблица П1.14 – Стандартные длины клиновых ремней

1-й ряд	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, ...
2-й ряд	425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, ...

Таблица П1.15 – Пределы длин

Сечение ремня	Расчетная длина L_p , мм
$Z(O)$	400 ... 2500
A	560 ... 4000
$B(B)$	1000 ... 6300
$C(B)$	1800 ... 10600
$D(\Gamma)$	3150 ... 15000

**Таблица П1.16 – Стандартные диаметры шкивов D
клиноременных передач (ГОСТ 20889-88)**

... 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, ...

**Таблица П1.17 – Рекомендуемые межосевые расстояния
клиноременных передач**

u	1	2	3	4	5	6
$\frac{a}{D_2}$	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

**Таблица П1.18 – Мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем
при $u_{окр} = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине L_0 и спокойной
односменной работе [3]**

Сечение ремня	Диаметр D_1 , мм	P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с					
		3	5	10	15	20	25
0 $L_0 = 1320$ мм	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
А $L_0 = 1700$ мм	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
Б $L_0 = 2240$ мм	125	0,92	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	–
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
В $L_0 = 3750$ мм	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	–
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,40	11,10
Г $L_0 = 6000$ мм	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5

Таблица П1.19 – Коэффициент C_α , учитывающий влияние угла обхвата [3]

α_1^0	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Таблица П1.20 – Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня на его долговечность [3]

Тип ремня	Значение C_L при L/L_0						
	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Клиновой нормального сечения	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,10
Клиновой узкий и полклиновой	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08

Таблица П1.21 – Поправка ΔT_u на передаточное число к моменту на ведущем шкиве [3]

Тип ремня	Сечение ремня	ΔT_u , Н·м, при передаточном числе u				
		1,21 ÷ 1,3	1,31 ÷ 1,4	1,41 ÷ 1,6	1,61 ÷ 2,39	2,4 и более
Клиновой нормального сечения	О	0,3	0,35	0,38	0,4	0,5
	А	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	Б	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
	В	5,8	6,6	7,3	8,0	9,0
	Г	21,0	23,0	26,0	28,4	31,0

Таблица П1.22 – Коэффициент C_z [3]

z	1	2 ... 3	4 ... 6	свыше 6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Ременные передачи	3
1.1 Плоскоремные передачи	3
1.2 Клиноремные передачи	10
2 Цепные передачи	16
3 Открытые зубчатые передачи	22
3.1 Открытая цилиндрическая передача	22
3.2 Открытая коническая передача	29
4 Конструирование открытых передач	39
Литература	40
Приложение	41

Акулов Николай Владимирович
Глушак Елена Михайловна

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОТКРЫТЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

**Методические указания
к курсовому проекту по дисциплинам
«Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Подписано в печать 13.05.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,73.

Изд. № 155.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.