

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к практическим занятиям для
студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные
транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения*

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета
<http://e.biblio.bru.by/>



Могилев 2018

УДК 621.81
ББК 34.44
Д 38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «20» декабря 2017 г.,
протокол № 5

Составители: д-р техн. наук, проф. М. Е. Лустенков;
Е. С. Лустенкова

Рецензент канд. техн. наук, доц. С. Н. Хатетовский

Предназначены для выполнения практических занятий студентами
направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические
комплексы».

Учебно-методическое издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	Е. С. Лустенкова

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 21 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

Введение.....	4
1 Проектирование ременных передач.....	5
1.1 Краткие теоретические сведения.....	5
1.2 Пример решения задачи.....	7
1.3 Задания для самостоятельного решения.....	14
2 Проектирование цепных передач.....	15
2.1 Краткие теоретические сведения.....	15
2.2 Пример решения задачи.....	16
2.3 Задания для самостоятельного решения.....	22
Список литературы.....	23
Приложение А.....	24
Приложение Б.....	28

Введение

Курс «Детали машин и основы конструирования» завершает общеинженерную подготовку студентов, обучающихся по техническим специальностям, что определяет значимость данной дисциплины. Она является базой для дальнейшего изучения специальных дисциплин. Специфика подготовки студентов по направлению 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» связана с изучением современных машин и технологического оборудования. Особая роль при этом отводится практическим занятиям. Проектирование должно обеспечивать высокое качество, надежность и точность. Наличие навыков практических расчетов деталей и узлов оборудования позволяет решать конкретные производственные задачи, сопоставлять различные варианты конструкций и выбирать оптимальные. Применение полученных теоретических сведений на практике повышает качество усвоения лекционного материала.

В настоящее время существует достаточное количество систем автоматизированного проектирования, однако специалист в области наземных транспортно-технологических комплексов должен владеть основами инженерных расчетов для того, чтобы правильно сформулировать задачи, выбрать необходимые параметры из множества, указать и оценить адекватность результатов машинных вычислений.

Для решения задач по деталям машин и основам конструирования следует обращаться к справочной литературе. В данных рекомендациях приведен весь необходимый справочный материал для решения задач. Студентам предлагается для вычислений использовать компьютерную технику.

Перед началом занятий рекомендуется прочитать материалы, приведенные в разделе «Краткие теоретические сведения», и попытаться ответить на контрольные вопросы. Для подготовки к ответам можно использовать литературу [1] и [2]. Затем необходимо разобрать самостоятельно или с преподавателем пример. Задачи для самостоятельного решения позволяют закрепить пройденный материал.

В данных методических рекомендациях приведены расчеты передач гибкой связью, клиноременных и цепных. Для изучения других тем практических занятий следует использовать [3].

1 Проектирование ременных передач

Контрольные вопросы

- 1 Какой принцип используется в ременных передачах? Назовите основные элементы, из которых состоит ременная передача.
- 2 Назовите преимущества и недостатки ременных передач.
- 3 Как классифицируются ременные передачи?
- 4 Назовите основные параметры ременных передач.
- 5 Назовите критерии работоспособности ременных передач. Как рассчитываются эти передачи?

1.1 Краткие теоретические сведения

Ременная передача – передача, использующая принцип трения. Она состоит (рисунок 1.1) из ведущего и ведомого шкивов 1 и 2, соединенных ремнем 3. В конструкцию также входит натяжное устройство 4, создающее контактное давление между ремнем и шкивами и обеспечивающее передачу энергии за счет сил трения.

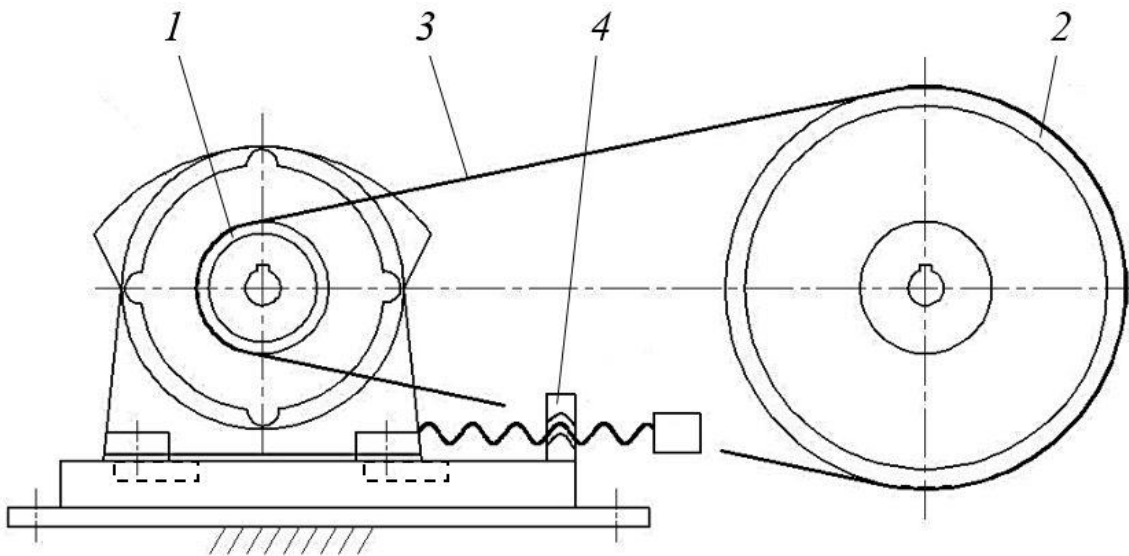
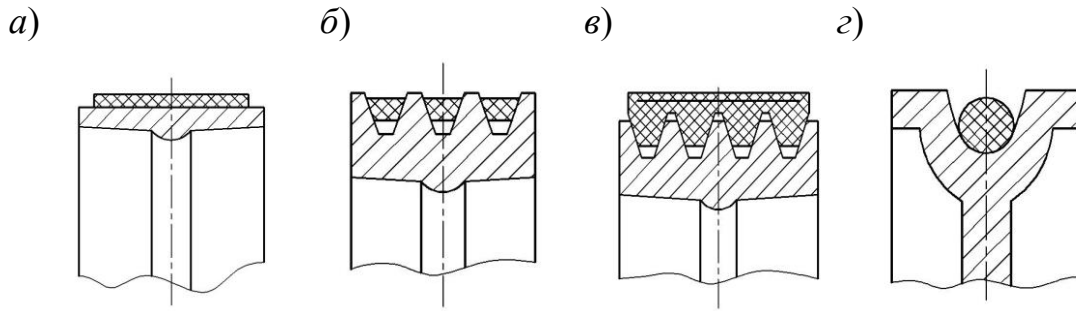


Рисунок 1.1 – Схема ременной передачи

В зависимости от типа ремня передачи подразделяются на плоскоремные (широко используемые полвека назад), клиноремные, поликлиновые и круглые (рисунок 1.2). Ременные передачи передают мощность до 50 кВт на расстояния до 15 м и применяются в приводах станков, сельскохозяйственной техники, пилорам, генераторов, вентиляторов и т. д. Как правило, они устанавливаются в качестве быстроходных ступеней приводов.

Наиболее распространены клиновые ремни. Стандарт устанавливает обозначения поперечных сечений клиновых ремней *О, А, Б, В, Г, Д, Е* по мере увеличения их площади.



a – плоскоременная; *б* – клиноременная (трехрядная); *в* – поликлиновая; *г* – круглая

Рисунок 1.2 – Типы ременных передач в зависимости от поперечного сечения ремня

Преимущества ременных передач: способность передавать вращение на большие расстояния и работать с высокими скоростями; плавность и бесшумность работы; малая чувствительность к толчкам, ударам и перегрузкам; способность пробуксовывать (предохраняя от перегрузок); простота конструкции; сравнительно малая стоимость. **Недостатки:** невысокая нагрузочная способность (относительно зубчатых передач); невысокая долговечность ремня; большие радиальные габариты (при равных условиях нагружения диаметры шкивов в 4...5 раз больше диаметров зубчатых колес); значительные нагрузки на валы и опоры из-за необходимости предварительного натяжения ремня; непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания.

Основные геометрические параметры ременных передач (рисунок 1.3): диаметры шкивов D_1 и D_2 ; межосевое расстояние a ; длина ремня L_p ; угол обхвата ремнем ведущего шкива α .

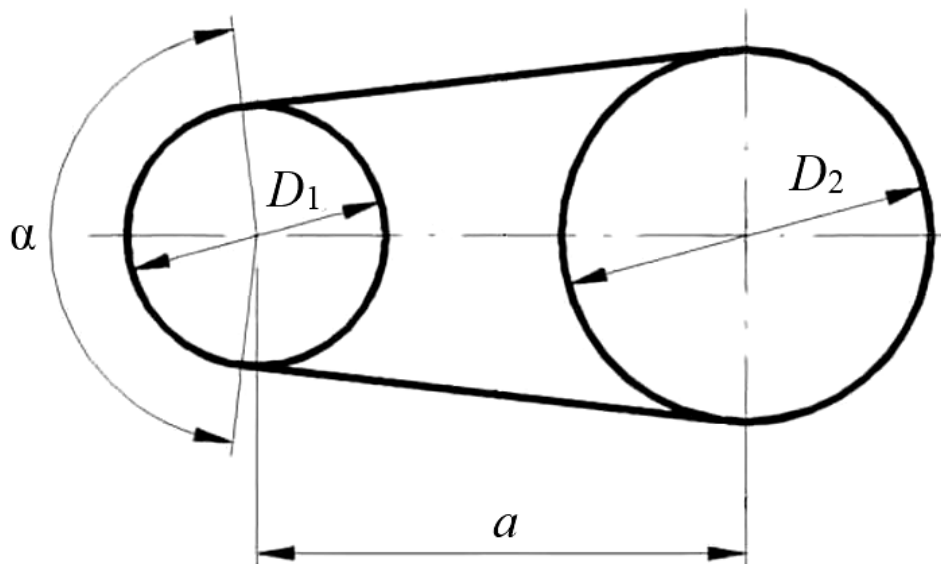


Рисунок 1.3 – Основные параметры ременной передачи

Главными критериями работоспособности ременных передач выступают тяговая способность и долговечность ремня. В соответствии с этим основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности.

1.2 Пример решения задачи

1.2.1 Исходные данные

В качестве примера рассмотрим быстроходную клиноременную передачу в составе привода ленточного конвейера. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод неререверсивный.

Из результатов энерго-кинематического расчета привода устанавливаем: мощность на ведущем валу $P_1 = 1762,295$ Вт; частоты вращения шестерни и колеса $n_1 = 700$ мин⁻¹ и $n_2 = 200,64$ мин⁻¹. Передаточное отношение равно 3,489. Вращающие моменты на валах шестерни и колеса $T_1 = 24,04$ Н·м и $T_2 = 79,8$ Н·м соответственно.

1.2.2 Расчет передачи

1 Выбираем сечение ремня по номограмме (рисунок 1.4).

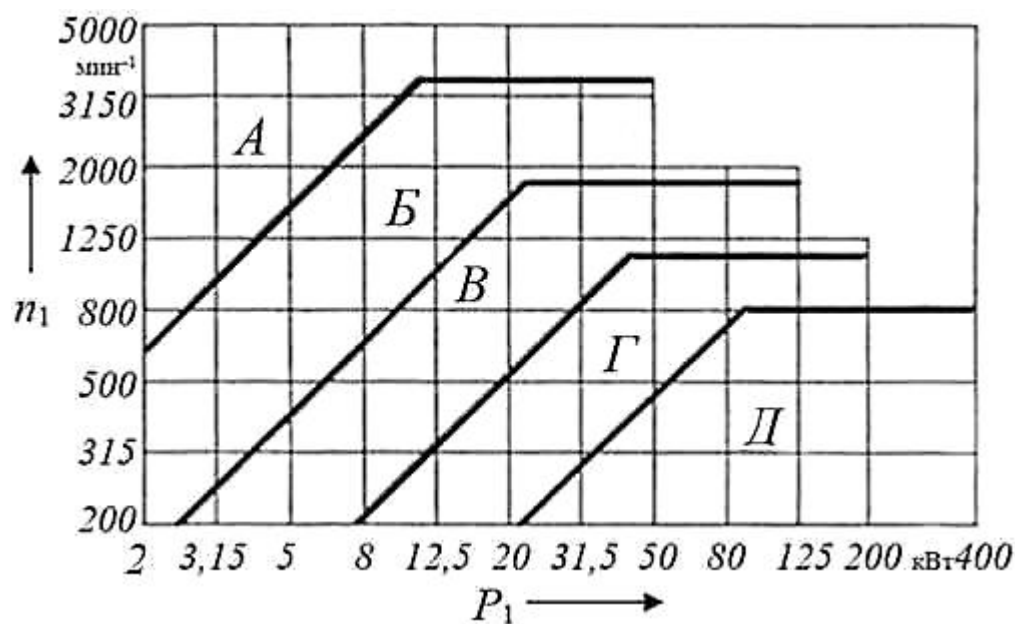
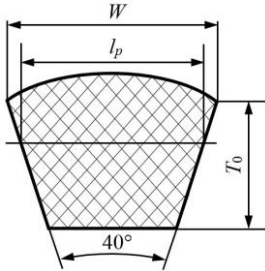


Рисунок 1.4 – Номограмма для выбора сечения клинового ремня

Примечание – Если передаваемая мощность P_1 меньше 2 кВт, то принимается сечение O ; если P_1 свыше 200 кВт, то сечение E . Эти сечения отсутствуют на номограмме.

Согласно данному примечанию принимаем сечение ремня – O . Из таблицы 1.1 $l_p = 8,5$ мм; $W = 10$ мм; $T_0 = 6,0$ мм; $A = 1,38$ см²; масса 1 м ремня $m = 0,06$ кг; расчетная длина в интервале $L_p = 400 \dots 2500$ мм; $\Delta L = L_p - L_{вн} = 25$ мм; минимальный диаметр меньшего шкива $D_{1min} = 63$ мм.

Таблица 1.1 – Размеры для клиновых ремней по ГОСТ 1284.1–89 – ГОСТ 1284.3–96



Сечение	l_p , мм	W , мм	T_0 , мм	Площадь сечения A , см ²	Плотность массы, кг/м	L_p , мм	$\Delta L = L_p - L_{вн}$, мм	D_{1min} , мм
О	8,5	10	6,0	0,47	0,06	400...2500	25	63
А	11,0	13	8,0	0,81	0,10	560...4000	33	90
Б	14,0	17	10,5	1,38	0,18	800...6300	40	125
В	19,0	22	13,5	2,30	0,30	1800...10 000	59	200
Г	27,0	32	19,0	4,76	0,60	3150...14 000	76	315
Д	32,0	38	23,5	6,92	0,90	4500...18 000	95	500
Е	42,0	50	30,0	11,72	1,52	6300...18 000	120	800

Примечание – L_p – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии; $L_{вн}$ – внутренняя длина ремня по меньшему основанию

2 Определяем диаметры шкивов: для повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив с расчетным диаметром $D_1 > D_{1min}$. Из стандартного ряда (таблица 1.2) принимаем ближайший больший диаметр $D_1 = 71$ мм из предпочтительного ряда.

Таблица 1.2 – Ряд расчетных диаметров шкивов в диапазоне 50...1000 мм по ГОСТ 20889–88

Ряд	Диаметр шкива по ряду Ra40
Предпочтительный	50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000
Дополнительный (применяется в технически обоснованных случаях)	53, 60, 67, 75, 85, 95, 106, 118, 132, 150, 170, 190, 212, 236, 265, 300, 335, 375, 425, 620, 670, 750, 850, 950

Диаметр ведомого шкива $D_2 = i \cdot D_1 = 3,489 \cdot 71 = 247,719$ мм. Ближайшее значение из стандартного ряда $D_2 = 250$ мм.

3 Уточняем передаточное отношение с учетом относительного скольжения ($\xi \approx 0,01$).

$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{250}{71 \cdot (1 - 0,01)} = 3,557. \quad (1.1)$$

Отклонение от заданного передаточного отношения

$$\Delta i = \frac{3,557 - 3,489}{3,489} \cdot 100 \% = 1,94 \% . \quad (1.2)$$

Отклонение является допустимым, т. к. не превышает 5 %. В случае превышения указанного значения необходимо корректировать диаметры шкивов (увеличивать их либо принимать значения из дополнительного ряда).

4 Рассчитаем межосевое расстояние. В некоторых случаях оно является заданным и определяется компоновкой привода. Если изначально не задано, вычисляем предельные значения межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + T_0 = 0,55 \cdot (71 + 250) + 6,0 = 182,55 \text{ мм}; \quad (1.3)$$

$$a_{\max} = D_1 + D_2 = 71 + 250 = 321 \text{ мм}. \quad (1.4)$$

Принимаем промежуточное целое значение, близкое к минимальному пределу, $a = 200$ мм.

5 Определяем расчетную длину ремней по формуле

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 200 + \frac{3,14 \cdot (71 + 250)}{2} + \frac{(250 - 71)^2}{4 \cdot 200} = 944,277 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

Из предпочтительного ряда (таблица 1.3) выбираем ближайшее большее стандартное значение. Принимаем $L_p = 1000$ мм. Удостоверяемся, что данное значение находится в рекомендуемом диапазоне для выбранного типа сечения (см. таблицу 1.1).

Таблица 1.3 – Стандартные длины ремней по ГОСТ 1284.1–89

Ряд	Длина ремня L_p , мм
Предпочтительный	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000
Дополнительный (применяется в технически обоснованных случаях)	425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800, 13200, 15000, 17000

6 Уточняем межосевое расстояние по формуле



$$a = \frac{1}{8} \cdot \left[(2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)) + \sqrt{(2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \cdot \left[(2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (250 + 71)) + \sqrt{(2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (250 + 71))^2 - 8 \cdot (250 - 71)^2} \right] = 230,512 \text{ мм.} \quad (1.6)$$

Округляем до ближайшего большего целого значения: $a = 231$ мм.

Проверяем нахождение полученного значения a в диапазоне $a_{\min} \dots a_{\max}$.
Условие $a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$ выполняется.

7 Для установки и замены ремней в конструкции передачи необходимо предусмотреть возможность уменьшения a на 2 %, т. е. на $231 \cdot 0,02 = 5$ мм, а для компенсации отклонений и удлинения во время эксплуатации – возможность увеличения a на 5,5 %, т. е. на $231 \cdot 0,055 = 13$ мм (с округлением до ближайших целых чисел).

8 Определяем угол обхвата ремнями малого шкива D_1 :

$$\alpha = \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} = 3,14 - \frac{250 - 71}{231} = 2,367 \text{ рад;}$$

$$\alpha = 2,367 \cdot \frac{180}{\pi} = 135,602^\circ \geq 120^\circ. \quad (1.7)$$

Условие обеспечения минимального значения угла $\alpha_{\min} = 120^\circ$ выполняется.

9 Определяем коэффициенты для вычисления мощности, передаваемой одним ремнем, и расчетную мощность.

Коэффициент угла обхвата C_α определяем интерполированием данных (таблица 1.4).

Таблица 1.4 – Значения коэффициента C_α

α , град	180	170	160	150	140	130	120	100	90
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,68

$$C_\alpha = 0,89 - \frac{(0,89 - 0,86) \cdot (140 - 135,602)}{140 - 130} = 0,877. \quad (1.8)$$

Коэффициент длины ремня $C_l = 0,94$ (таблица А.1).

Коэффициент режима работы C_p принимаем по таблице А.2. Для среднего двухсменного режима работы с использованием двигателя общепромышленного применения $C_p = 1,2$.

Определяем скорость движения ремня:



$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 71 \cdot 700}{60 \cdot 1000} = 2,602 \text{ м/с.} \quad (1.9)$$

По таблице А.3 проводим интерполяцию данных для определения номинальной мощности P_0 . Для ремня с сечением O при $D_1 = 71$ мм и $v = 2,602$ м/с имеем

$$P_0 = 0,24 - \frac{(0,24 - 0,17) \cdot (3 - 2,602)}{3 - 2} = 0,212 \text{ кВт.} \quad (1.10)$$

Расчетная мощность

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l}{C_p} = \frac{0,212 \cdot 0,877 \cdot 0,94}{1,2} = 0,146 \text{ кВт.} \quad (1.11)$$

Предварительно число параллельных потоков мощности

$$z' = \frac{P_1}{P_p} = \frac{1,762}{0,146} = 12,068. \quad (1.12)$$

Определяем коэффициент числа ремней C_z по таблице 1.5, учитывая $z \approx z'$.

Таблица 1.5 – Значения коэффициента C_z , учитывающего число ремней в комплекте

z	2...3	4...6	> 6
C_z	0,95	0,90	0,85

Находим $C_z = 0,85$.

10 Определяем необходимое число ремней:

$$z = \frac{P}{P_p \cdot C_z} = \frac{1,762}{0,146 \cdot 0,85} = 14,198. \quad (1.13)$$

Округляем в большую сторону до $z = 15$. При этом убеждаемся, что выбранный коэффициент C_z по таблице 1.5 в зависимости от z' сохраняет свое значение уже в зависимости от z . В противном случае пересчитываем значение z по формуле (1.13) с уточненным C_z .

Далее необходимо выполнение условия

$$z \leq [z] = 8. \quad (1.14)$$

Это обусловлено тем, что при числе ремней больше восьми снижается равномерность распределения нагрузки между ними, увеличиваются осевые габа-



риты передачи, что также ухудшает условия работы передачи при консольном закреплении шкивов.

В данном случае условие (1.14) не выполняется: $z = 15 > [z] = 8$. Необходим перерасчет. При этом увеличивают диаметры шкивов либо изменяют сечение ремня (что также может привести к увеличению диаметров шкивов).

Производим перерасчет параметров ременной передачи.

Увеличиваем диаметр ведущего шкива: $D_1 = 100$ мм (см. таблицу 1.2). Как показали расчеты, применение ближайших больших диаметров $D_1 = 80$ мм и 90 мм из предпочтительного ряда не привело к удовлетворению условия (1.14).

$D_2 = i \cdot D_1 = 3,489 \cdot 100 = 348,9$ мм. Ближайшее значение из стандартного ряда $D_2 = 355$ мм.

Фактическое передаточное отношение по формуле (1.1) $i = 3,586$. Отклонение от заданного передаточного отношения, определенное по формуле (1.2), находится в заданных пределах: $\Delta i = 2,776 \% < [\Delta i] = 5 \%$.

Пределы межосевого расстояния по формулам (1.3) и (1.4) составили: $a_{\min} = 256,25$ мм; $a_{\max} = 455$ мм. Принимаем $a = 260$ мм.

Расчетная длина ремня по формуле (1.5) $L_p = 1297$ мм. По таблице 1.3 принимаем $L_p = 1400$ мм.

По формуле (1.6) с округлением до ближайшего большего целого значения $a = 318$ мм. Условие $a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$ выполняется. Пределы изменения межосевого расстояния при его уменьшении $318 \cdot 0,02 = 7$ мм и увеличении $318 \cdot 0,055 = 18$ мм.

По формуле (1.7) $\alpha = 2,34$ рад; $\alpha = 134,055^\circ \geq 120^\circ$.

Коэффициенты $C_\alpha = 0,872$ (см. таблицу 1.4 и формулу (1.8)); $C_l = 1,01$ (см. таблицу А.1); $C_p = 1,2$ (см. таблицу А.2).

Скорость движения ремня по формуле (1.9) $v = 3,665$ м/с.

Номинальная мощность для ремня с сечением O при $D_1 = 100$ мм и $v = 3,665$ м/с (см. таблицу А.3 и формулу (1.10)) $P_0 = 0,377$ кВт.

Расчетная мощность по формуле (1.11) $P_p = 0,276$ кВт.

Число параллельных потоков мощности по формуле (1.12) $z' = 6,375$.

Коэффициент $C_z = 0,85$ (см. таблицу 1.5).

Необходимое число ремней по формуле (1.13) $z = 7,5$. Принимаем $z = 8$. Условие (1.14) выполняется.

11 Коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил Θ , принимаем по таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Значения коэффициента Θ

Сечение	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>E</i>
$\Theta, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

Находим $\Theta = 0,06$.

12 Определяем силу предварительного натяжения одного ремня F_0 :

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \Theta \cdot v^2 = \frac{850 \cdot 1,762 \cdot 1,2 \cdot 1,01}{8 \cdot 3,665 \cdot 0,872} + 0,06 \cdot 3,662^2 \approx 71,787 \text{ Н.} \quad (1.15)$$

Мощность на ведущем валу P_1 подставляется в киловаттах.

13 Сила, действующая на валы,

$$F_n = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 71,787 \cdot 8 \cdot \sin\left(\frac{2,34}{2}\right) \approx 1058 \text{ Н.} \quad (1.16)$$

14 Определяем нормативный ресурс (ГОСТ 1284.2–80), т. е. число циклов, выдерживаемых ремнем $N_{0ц}$, по таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Нормативный ресурс клиновых ремней $N_{0ц}$

Тип ремня	Тип сечения		
	<i>О, А</i>	<i>Б, В, Г</i>	<i>Д, Е</i>
Кордтканевый	$4,6 \cdot 10^6$	$4,7 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$
Кордшнуровый	$5,7 \cdot 10^6$		

Примем кордтканевый ремень как более дешевый. Тогда $N_{0ц} = 4,6 \cdot 10^6$.

15 Определяем рабочий ресурс рассчитанной клиноременной передачи:

$$H_0 = N_{0ц} \cdot \frac{L_p}{60 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1} = 4,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{1400}{60 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 700} \approx 488,075 \text{ ч.} \quad (1.17)$$

Следует отметить, что средний ресурс ремней должен быть: при легком режиме работы – не менее 5000 ч; среднем – 2000 ч; тяжелом – 1000 ч; очень тяжелом – 500 ч. В случае рассматриваемого примера заданный ресурс работы составляет $t_\Sigma = 20400$ ч с учетом пятидневной рабочей недели и двухсменной работы в течение 5 лет. Число предполагаемых замен ремня клиноременной передачи

$$Z = \frac{t_\Sigma}{H_0} = \frac{20400}{488,1} = 41,797 \approx 42. \quad (1.18)$$

Таким образом, в процессе пятилетней эксплуатации привода необходимо закупать 42 комплекта ремней. Если нужно увеличить ресурс ремней, рекомендуется взять шкивы большего диаметра, заменить кордтканевые на кордшнуровые ремни.

Результаты расчета сводим в таблицу 1.8.



Таблица 1.8 – Параметры ременной передачи

Параметр	Значение
Диаметр малого (ведущего) шкива D_1 , мм	100
Диаметр большого (ведомого) шкива D_2 , мм	355
Межосевое расстояние a , мм	318
Фактическое передаточное отношение i	3,586
Длина ремня L_p , мм	1400

1.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 50$ Н·м; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1000$ мин⁻¹. Передаточное отношение $i = 3$. Нагрузка спокойная. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 130 мм.

Задача 2. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: передаваемая мощность на ведущем валу $P_1 = 4520$ Вт; угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 94$ с⁻¹. Передаточное отношение $i = 3,2$. Нагрузка со значительными колебаниями. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 160 мм.

Задача 3. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 40$ Н·м; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1000$ мин⁻¹; частота вращения ведомого шкива $n_2 = 250$ мин⁻¹. Нагрузка с умеренными колебаниями. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 140 мм.

Задача 4. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 70$ Н·м; угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 60$ с⁻¹; угловая скорость ведомого шкива в два раза меньше. Нагрузка ударная. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 180 мм.

2 Проектирование цепных передач

Контрольные вопросы

- 1 Какой принцип используется в цепных передачах? Назовите основные элементы, из которых состоит цепная передача.
- 2 Назовите преимущества и недостатки цепных передач.
- 3 Как классифицируются цепные передачи?
- 4 Назовите области применения цепных передач.
- 5 Назовите основные характеристики и параметры цепных передач.
- 6 Назовите критерии прочности цепных передач. Как они рассчитываются?

2.1 Краткие теоретические сведения

Цепная передача использует принцип зацепления. Она состоит из ведущей звездочки 1, ведомой звездочки 2 и цепи 3 (рисунок 2.1).

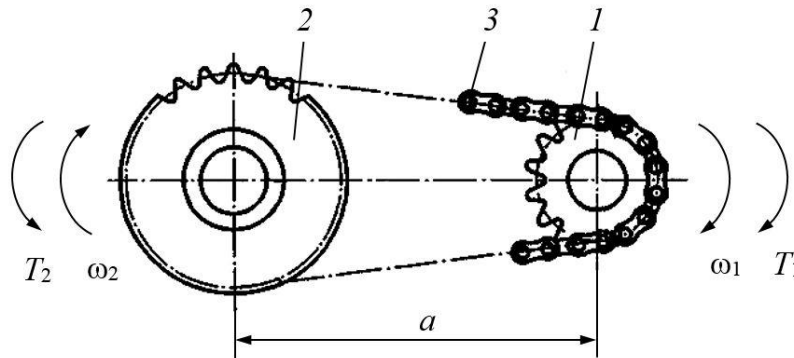


Рисунок 2.1 – Схема цепной передачи

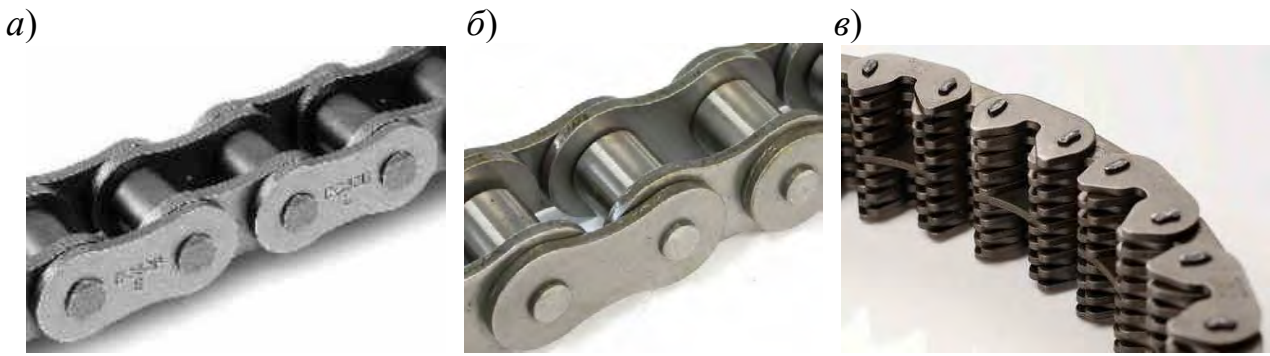
На валах может быть установлено по несколько звездочек для разделения потока мощности и повышения передаваемой нагрузки.

Цепи по назначению могут быть приводные (для передачи вращения) и тяговые (для непосредственного подъема или перемещения грузов).

Различают следующие основные виды приводных цепей: втулочные (рисунок 2.2, а); роликовые (рисунок 2.2, б); зубчатые (рисунок 2.2, в).

Преимущества цепных передач:

- возможность передачи нагрузки на большие расстояния (до 6...8 м);
- большая нагрузочная способность (по сравнению с ременными передачами) из-за повышенной прочности стальной цепи;
- передача не требует большого предварительного натяжения, меньше нагрузка на валы и подшипники;
- отсутствие скольжения и буксования, что обеспечивает относительное постоянство среднего передаточного отношения;
- из-за принципа зацепления, а не трения, угол охвата звездочек не имеет решающего значения, в связи с этим появляется возможность передачи вращения от одного ведущего звена нескольким ведомым.



a – втулочная; *б* – роликовая; *в* – зубчатая

Рисунок 2.2 – Виды приводных цепей

К недостаткам цепных передач относят:

- шум цепи при работе;
- износ цепи и ее «вытягивание»;
- цепь состоит из отдельных жестких звеньев и располагается не по окружности на звездочках, а по многоугольнику. С этим связаны колебание передаточного отношения, неравномерный ход, дополнительные нагрузки;
- возникает необходимость организации системы смазки;
- КПД ниже, чем у ременных передач.

Цепные передачи применяют в приводах металлорежущих станков, сельскохозяйственной техники, механизмах газораспределения автомобилей, в приводах мотоциклов, велосипедов и др.

К основным характеристикам и параметрам цепных передач относят: передаваемую мощность; шаг цепи; диаметры делительных окружностей звездочек; межосевое расстояние; длину цепи.

Основной расчет цепных передач производится на износостойкость шарниров цепи.

2.2 Пример решения задачи

2.2.1 Исходные данные

В качестве примера рассчитаем цепную передачу с роликовой цепью. По результатам энерго-кинематического расчета установлены частоты вращения ведущего и ведомого валов: $n_1 = 62 \text{ мин}^{-1}$; $n_2 = 31 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно, передаточное отношение равно $i = 2$. Моменты на ведущем и ведомом валах составляют: $T_1 = 426,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_2 = 820 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Режим работы пятидневный, двухсменный, равновероятный. Нагрузка близка к равномерной, отсутствуют значительные толчки и удары. Цепь расположена горизонтально, смазывание цепи и ее натяжение производится периодически.

2.2.2 Расчет передачи

1 Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i = 29 - 2 \cdot 2 = 25. \quad (2.1)$$

Принимаем $z_1 = 25$. При этом следим за выполнением условия $z_1 \geq 15$. Оно выполняется.

2 Число зубьев ведомой звездочки находим по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 2 = 50. \quad (2.2)$$

Должно выполняться условие $z_2 \leq 120$. Оно выполняется.

В случае получения дробных значений округляем до ближайшего целого числа. Далее уточняем фактическое передаточное отношение по формуле $i = z_2/z_1 = 50/25 = 2$. В случае отличия фактического передаточного отношения i от заданного i_z находим погрешность по формуле

$$\Delta i = \frac{i - i_z}{i_z} \cdot 100 \% \leq [\Delta i] = 5 \%. \quad (2.3)$$

3 Предварительно оцениваем шаг цепи. Используем эмпирическую зависимость, в которой предположено, что диаметр делительной окружности ведущей звездочки D_{361} в три раза больше среднего диаметра вала, на который она устанавливается.

$$p_u = 21,285 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right) \cdot \sqrt[3]{T_1} = 21,285 \cdot \sin\left(\frac{3,14}{25}\right) \cdot \sqrt[3]{426,8} = 20,085 \text{ мм}. \quad (2.4)$$

4 Определяем межосевое расстояние, если оно не задано из условий компоновки привода, как $a = K_p \cdot p_u$. Значение K_p рекомендуется выбирать из диапазона 30...60. Принимаем $a = 40 \cdot p_u = 40 \cdot 20,085 = 803,4$ мм.

5 Диаметр делительной окружности ведущей звездочки предварительно

$$D_{361} = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{20,085}{\sin\left(\frac{3,14}{25}\right)} = 160,253 \text{ мм}. \quad (2.5)$$

6 Предварительно оцениваем скорость движения цепи:

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_{361}}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 62 \cdot 160,253}{60 \cdot 10^3} = 0,52 \text{ м/с}. \quad (2.6)$$



7 Определяем допускаемые значения $[p]$ в зависимости от скорости v по нормам DIN 8195 для цепей типа ПР нормальной точности при расчетной долговечности 10 000 ч. Интерполируем данные из таблицы 2.1.

$$[p] = 28 - \frac{(28 - 25) \cdot (0,52 - 0,4)}{1,0 - 0,4} = 27,4 \text{ МПа}. \quad (2.7)$$

Таблица 2.1 – Допускаемые значения среднего давления в шарнирах

v , м/с	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
$[p]$, МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

8 Определяем коэффициент эксплуатации K_9 по формуле

$$K_9 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6. \quad (2.8)$$

Коэффициент $k_1 = 1 \dots 3$. Он учитывает характер изменения нагрузки: при нагрузках, близких к постоянной, без резких колебаний, принимают $k_1 = 1$. Если в процессе эксплуатации нагрузка резко меняется, что сопровождается ударами, то $k_1 = 3$. Так как нагрузка близка к равномерной, принимаем $k_1 = 1$.

Коэффициент k_2 учитывает влияние межосевого расстояния: при $a = (30 \dots 60) \cdot p_u$ принимают $k_2 = 1$; при $a_i > 60 \cdot p_u$ значение $k_2 = 0,8$. Так как в рассматриваемом случае $a = 40 \cdot p_u$, принимаем $k_2 = 1$.

Коэффициент k_3 зависит от угла наклона передачи к горизонту: если он меньше 60° , то $k_3 = 1$; при вертикальном расположении $k_3 = 1,3$; для передач с автоматическим регулированием натяжения цепи $k_3 = 1$ при любом угле наклона. Так как расположение цепи горизонтальное, $k_3 = 1$.

Коэффициент k_4 учитывает способ регулирования натяжения: если оно осуществляется автоматически, то $k_4 = 1$; при периодическом регулировании $k_4 = 1,25$. В данном случае $k_4 = 1,25$.

Коэффициент k_5 учитывает влияние способа смазывания цепной передачи: при непрерывной смазке $k_5 = 0,8 \dots 1,0$; при капельной $k_5 = 1,2$; при периодической $k_5 = 1,5$. В рассматриваемом случае $k_5 = 1,5$.

Коэффициент k_6 учитывает число смен: $k_6 = 1$ (одна смена); $k_6 = 1,25$ (две смены); $k_6 = 1,5$ (три смены); $k_6 = 1,25$.

$$K_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,34. \quad (2.9)$$

9 Находим шаг однорядной цепи по формуле

$$p_u \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_9}{z_1 \cdot [p]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{426,8 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 27,4}} = 31,75 \text{ мм}. \quad (2.10)$$

По таблице Б.1 округляем до ближайшего стандартного значения



$$p_u = 31,75 \text{ мм.}$$

10 Уточняем скорость цепи по формуле (2.6):

$$v = \frac{z_1 \cdot p_u \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 62}{60 \cdot 10^3} = 0,82 \text{ м/с.}$$

11 Уточняем значение $[p]$ по DIN 8195 (см. таблицу 2.1). Интерполируя по формуле (2.7), находим

$$[p] = 28 - \frac{(28 - 25) \cdot (0,82 - 0,4)}{1,0 - 0,4} = 25,9 \text{ м/с.}$$

12 Проверяем условие прочности по расчетному давлению:

$$\begin{aligned} p &= 21,952 \cdot \frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_2}{z_1 \cdot p_u^3} = \\ &= 21,952 \cdot \frac{426,8 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 31,75^3} = 27,4 \text{ МПа} > [p] = 25,9 \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Условие $p \leq [p]$ не выполнено.

13 По таблице Б.1 увеличиваем шаг цепи до $p_u = 38,1$ мм. Скорость цепи по формуле (2.6) $v = 0,984$ м/с. После интерполяции по формуле (2.7) с использованием данных таблицы 2.1 получаем $[p] = 25,08$ МПа. Проверка прочности по условию (2.11)

$$p = 21,952 \cdot \frac{426,8 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 38,1^3} = 15,856 \text{ МПа} \leq [p] = 25,08 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

По таблице Б.1 выбираем приводную роликовую однорядную цепь нормальной серии; $p_u = 31,8$ мм; разрушающая нагрузка $F_g = 127$ кН; масса 1 м цепи $m = 5,5$ кг; ее условное обозначение: Цепь ПР 31,8–127 ГОСТ 13568–97.

14 Определяем геометрические параметры передачи: межосевое расстояние (принимаем)

$$a = K_p \cdot p_u = 40 \cdot p_u = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.} \quad (2.12)$$

15 Число звеньев цепи

$$L_{pu} = \frac{2 \cdot a}{p_u} + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \frac{(z_2 - z_1)^2 \cdot p_u}{4 \cdot \pi^2 \cdot a} =$$



$$= \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + 0,5 \cdot (25 + 50) + \frac{(50 - 25)^2 \cdot 38,1}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1524} = 117,896. \quad (2.13)$$

Принимаем $L_{pc} = 118$.

16 Расчетная длина цепи

$$L_p = L_{pc} \cdot K_{pc} = 118 \cdot 40 = 4720 \text{ мм}. \quad (2.14)$$

17 Проверяем цепь по числу ударов в секунду w . Допускаемое значение определяем по формуле

$$[w] = \frac{508}{p_u} = \frac{508}{31,8} = 15,97 \text{ с}^{-1}. \quad (2.15)$$

Необходимо выполнение условия

$$w = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_{pc}} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 62}{60 \cdot 118} = 0,876 \text{ с}^{-1} \leq [w]. \quad (2.16)$$

Указанное условие выполнено.

18 Диаметры делительных окружностей звездочек по формуле (2.5)

$$D_{361} = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{3,14}{25}\right)} = 303,99 \text{ мм};$$

$$D_{362} = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{3,14}{50}\right)} = 606,779 \text{ мм}.$$

19 Определяем силы в передаче: окружную силу F_t , нагрузку от центробежных сил F_u и силу от провисания цепи F_f соответственно как

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_{361}} = \frac{2 \cdot 426,8}{303,99 \cdot 10^{-3}} = 2808 \text{ Н}; \quad (2.17)$$

$$F_u = m \cdot v^2 = 2,6 \cdot 2,8^2 = 3,698 \text{ Н}; \quad (2.18)$$

$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot m \cdot a = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1016 \cdot 10^{-3} = 493,365 \text{ Н}, \quad (2.19)$$

где k_f – коэффициент провисания. При горизонтальном расположении передачи $k_f = 6$, при вертикальном $k_f = 1$.



20 Коэффициент запаса прочности цепи

$$s = \frac{F_g}{F_t + F_u + F_f} = \frac{127 \cdot 10^3}{2808 + 3,698 + 493,365} = 38,426. \quad (2.20)$$

Разрушающая нагрузка цепи была установлена ранее как $F_g = 127 \cdot 10^3$ Н.

Из результатов интерполирования данных таблицы 2.2 следует, что коэффициент запаса прочности должен быть

$$[s] = 7,4 + \frac{(7,8 - 7,4) \cdot (62 - 50)}{100 - 50} = 7,496. \quad (2.21)$$

Следовательно, условие $s > [s]$ выполнено.

Таблица 2.2 – Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ для приводных роликовых цепей типа ПРЛ и ПР (при $z_1 \geq 15$)

Шаг p_c , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	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
25,4	7,3	7,6	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	–
38,1	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	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

Возможны варианты расчета рассмотренной цепной передачи с тем же модулем, но с другим типом цепи. Например, вместо цепи ПР взять цепь ПРЛ. При оценке любого варианта расчета должны соблюдаться следующие условия: $p \leq [p]$; $w \leq [w]$; $s \geq [s]$.

21 Критическая частота вращения ведущей звездочки приближенно

$$n_{1k} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{m}}}{z_1 \cdot a} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{2808}{5,5}}}{25 \cdot 1524 \cdot 10^{-3}} = 17,792 \text{ мин}^{-1}. \quad (2.22)$$

Рабочая частота вращения $n_1 = 62 \text{ мин}^{-1}$ находится вне зоны резонанса.

22 Определяем основные геометрические параметры звездочек.

Радиус впадин

$$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 22,23 + 0,05 = 11,221 \text{ мм}, \quad (2.23)$$



где d_1 – диаметр ролика, мм (см. таблицу Б.1), $d_1 = 22,23$ мм.

Диаметры окружности вершин ведущей и ведомой звездочек

$$D_{ei} = p_u \cdot \left(0,532 + \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{z_i} \right) \right). \quad (2.24)$$

$$D_{e1} = 38,1 \cdot \left(0,532 + \operatorname{ctg} \left(\frac{3,14}{25} \right) \right) = 321,862 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 38,1 \cdot \left(0,532 + \operatorname{ctg} \left(\frac{3,14}{50} \right) \right) = 625,841 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности впадин ведущей и ведомой звездочек

$$D_{ii} = D_{zei} - 2 \cdot r. \quad (2.25)$$

$$D_{i1} = 303,99 - 2 \cdot 11,221 = 281,548 \text{ мм}; \quad D_{i2} = 606,779 - 2 \cdot 11,221 = 584,338 \text{ мм}.$$

Ширина зуба для однорядной цепи

$$m_w = 0,93 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,93 \cdot 25,4 - 0,15 = 23,472 \text{ мм}, \quad (2.26)$$

где $B_{\text{вн}}$ – ширина ролика, мм (см. таблицу Б.1), $B_{\text{вн}} = 25,4$ мм.

Результаты расчета сводим в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры цепной передачи

Параметр	Значение
Диаметр окружности вершин / диаметр делительной окружности / диаметр окружности впадин ведущей звездочки ($D_{e1}/D_{ze1}/D_{i1}$), мм	321,862 / 303,99 / 281,548
Диаметр окружности вершин / диаметр делительной окружности / диаметр окружности впадин ведомой звездочки ($D_{e2}/D_{ze2}/D_{i2}$), мм	625,841 / 606,779 / 584,338
Шаг цепи p_u , мм	38,1
Ширина зуба m_w , мм	23,472
Межосевое расстояние a , мм	1524
Фактическое передаточное отношение i	2
Длина цепи L_p , мм	4720

2.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если мощность на ведущем валу $P_1 = 3,2$ кВт, частоты вращения валов $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$



и $n_2 = 400 \text{ мин}^{-1}$, расположение линии центров передачи параллельно горизонту, передача открытая, работает в две смены, регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – постоянный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 2. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если окружная сила $F_t = 2500 \text{ Н}$, скорость движения цепи $v = 1,4 \text{ м/с}$, частоты вращения валов $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 200 \text{ мин}^{-1}$, расположение линии центров передачи под углом 45° к горизонту, передача открытая, работает в три смены, регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – тяжелый с ударами. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 3. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если момент на ведущей звездочке $T_1 = 140 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения ведущего вала $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение $i = 2,87$, расположение линии центров передачи под углом 30° к горизонту, передача открытая, работает в одну смену, смазка постоянная окупанием. Передача регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Режим работы – постоянный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 4. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если момент на ведущей звездочке $T_1 = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения ведомого вала $n_2 = 460 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение $i = 2,5$, расположение линии центров передачи вертикальное, передача открытая, работает в непыльном помещении в две смены, регулируется автоматически, цепь роликовая. Режим работы – постоянный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – Москва : Высшая школа, 2006. – 408 с.: ил.

2 Проектирование механических передач: учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – 7-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2013. – 536 с.

3 **Лустенков, М. Е.** Практикум по основам проектирования и деталям машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 203 с. : ил.



Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Значения коэффициента C_l для клиновых ремней по ГОСТ 1284.3–96

L_p , мм	Сечение ремня						
	<i>О</i>	<i>А</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>
400	0,79	–	–	–	–	–	–
450	0,80	–	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–	–
630	0,84	0,81	–	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–	–
800	0,90	0,85	–	–	–	–	–
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–	–
1000	0,94	0,89	0,84	–	–	–	–
1120	0,95	0,91	0,86	–	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–	–
1400	1,01	0,96	0,90	–	–	–	–
1600	1,04	0,99	0,93	–	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–	–
3550	–	1,15	1,09	0,99	0,88	–	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–	–
4500	–	–	1,15	1,04	0,93	–	–
5000	–	–	1,18	1,07	0,96	0,92	–
5600	–	–	1,20	1,09	0,98	0,95	–
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97	0,92
7100	–	–	–	1,15	1,04	1,00	0,96
8000	–	–	–	1,18	1,06	1,02	0,98
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05	1,01
10 000	–	–	–	1,23	1,11	1,07	1,03
12 500	–	–	–	–	1,17	1,13	1,08
15 000	–	–	–	–	1,20	1,17	1,11
18 000	–	–	–	–	–	1,20	1,16



Таблица А.2 – Значения коэффициента C_p динамичности нагрузки и режима работы привода по ГОСТ 1284.3–96

Условие работы	Тип машины	Тип двигателя	Значения C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Режим легкий. Нагрузка спокойная. Кратковременная нагрузка – до 120 % от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания. Центробежные насосы и компрессоры. Ленточные конвейеры, сепараторы	I	1,0	1,1	1,4
		II	1,2	1,4	1,6
Режим средний. Умеренные колебания. Кратковременная нагрузка – до 150 % от номинальной	Станки фрезерные, поршневые компрессоры и насосы. Цепные транспортеры, элеваторы. Дисковые пилы. Пищевые машины	I	1,1	1,2	1,5
		II	1,3	1,5	1,7
Режим тяжелый. Значительные колебания нагрузки. Кратковременная нагрузка – до 200 % от номинальной	Станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие. Конвейеры винтовые, скребковые. Прессы винтовые эксцентриковые с тяжелым маховиком. Машины для брикетирования кормов	I	1,2	1,3	1,6
		II	1,4	1,6	1,9
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка. Кратковременная нагрузка – до 300 % от номинальной	Подъемники, экскаваторы. Прессы винтовые эксцентриковые с легким маховиком. Ножицы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы	I	1,3	1,5	1,7
		II	1,5	1,7	2,0
<p><i>Примечания</i></p> <p>1 Тип двигателя I – значения C_p указаны для передач от электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и от двигателей постоянного тока шунтовых.</p> <p>2 Тип двигателя II – значения C_p для передач от электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и от электродвигателей постоянного тока серийных</p>					



Таблица А.3 – Значения коэффициента C_p динамичности нагрузки и режима работы привода по ГОСТ 1284.3–96

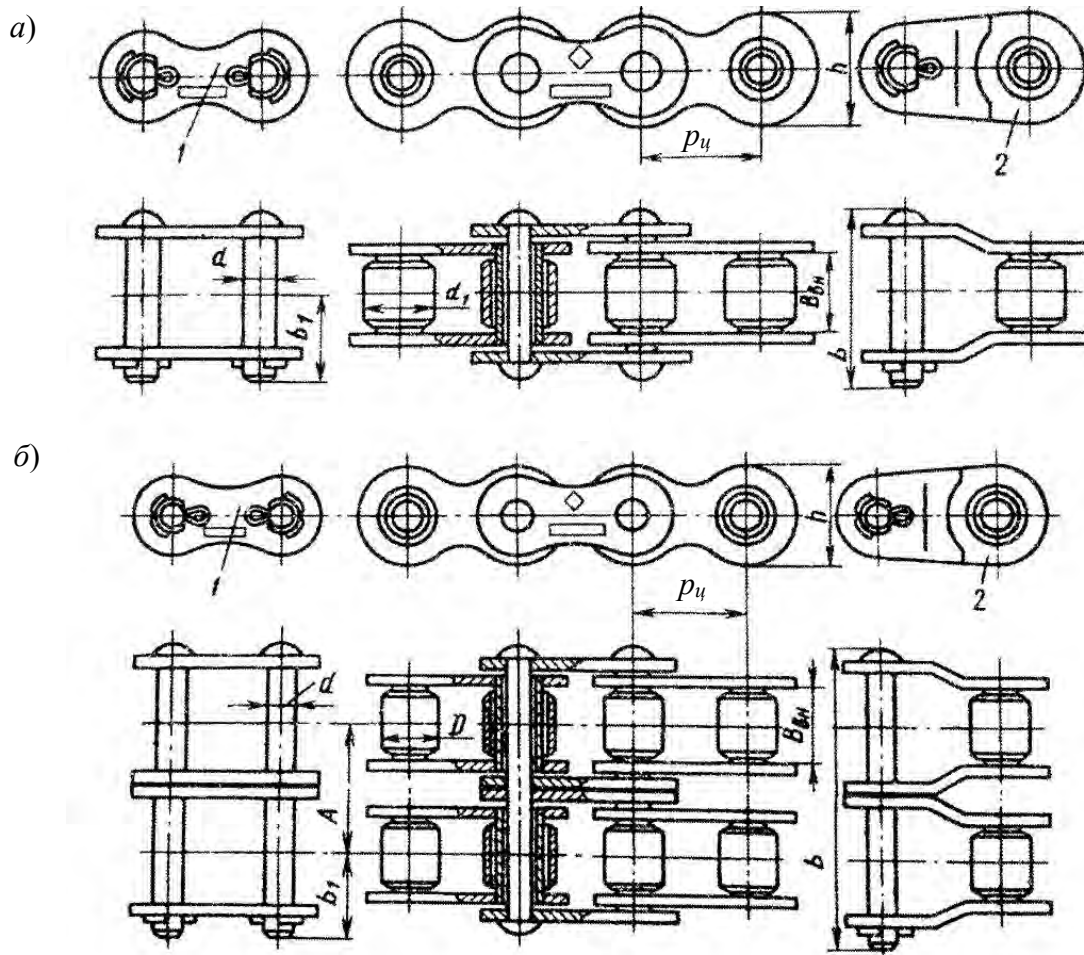
Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Скорость ремня, м/с																									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
Z(O)	2	0,08	0,15	0,23	0,29	0,36	0,42	0,49	0,56	0,62	0,69	0,75	0,82	0,90	0,96	1,03	1,09	1,13	1,18	1,22	1,26	1,30	1,26	1,24	1,20	1,18	
	71	0,10	0,17	0,24	0,32	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,93	1,00	1,07	1,15	1,22	1,27	1,30	1,34	1,38	1,43	1,39	1,34	1,32	1,26	
	80	0,11	0,20	0,29	0,37	0,45	0,53	0,61	0,69	0,77	0,85	0,92	1,00	1,07	1,15	1,21	1,27	1,33	1,39	1,45	1,51	1,55	1,55	1,55	1,51	1,47	
	90 и более	0,12	0,21	0,31	0,41	0,49	0,58	0,67	0,76	0,85	0,93	1,03	1,11	1,19	1,27	1,33	1,40	1,47	1,55	1,60	1,67	1,74	1,78	1,74	1,65	1,62	
A	90	0,22	0,37	0,52	0,66	0,74	0,88	1,03	1,10	1,25	1,33	1,40	1,47	1,54	1,62	1,69	1,77	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84	1,80	1,75	1,69	
	100	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,18	1,33	1,40	1,47	1,62	1,77	1,84	1,87	1,91	1,95	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,91	1,91	
	112	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,25	1,40	1,47	1,54	1,69	1,84	1,99	2,03	2,12	2,20	2,29	2,33	2,41	2,41	2,41	2,41	2,33	2,29	
	125 и более	0,29	0,44	0,59	0,74	0,96	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,84	1,99	2,06	2,20	2,29	2,33	2,41	2,50	2,57	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
B(B)	125	–	0,59	0,74	0,96	1,10	1,33	1,47	1,69	1,92	2,06	2,28	2,42	2,65	2,70	2,88	2,94	2,94	2,94	2,94	2,94	2,88	2,80	2,72	2,65	2,50	
	140	–	0,66	0,81	1,08	1,25	1,40	1,62	1,84	2,06	2,23	2,42	2,65	2,80	3,02	3,16	3,32	3,46	3,54	3,60	3,60	3,60	3,54	3,46	3,40	3,24	
	160	–	0,74	0,96	1,18	1,40	1,62	1,84	1,99	2,20	2,50	2,72	2,94	3,16	3,40	3,60	3,76	3,90	4,05	4,20	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35
	180 и более	–	0,81	1,10	1,33	1,55	1,77	1,99	2,20	2,50	2,72	2,92	3,16	3,40	3,60	3,82	4,05	4,27	4,42	4,57	4,71	4,85	4,94	4,94	4,94	4,94	4,94
C(B)	200	–	1,03	1,40	1,77	2,14	2,50	2,80	3,10	3,40	3,68	3,98	4,35	4,64	4,94	5,28	5,52	5,82	6,00	6,19	6,25	6,25	6,19	6,12	6,05	5,90	
	224	–	1,10	1,62	2,06	2,42	2,88	3,16	3,54	3,90	4,27	4,64	5,00	5,38	5,67	5,97	6,25	6,55	6,78	7,00	7,15	7,15	7,15	7,00	6,85	6,70	
	250	–	1,25	1,77	2,20	2,65	3,10	3,54	3,90	4,27	4,64	5,10	5,45	5,82	6,12	6,34	6,63	6,94	7,15	7,38	7,50	7,70	7,73	7,73	7,73	7,73	
	280 и более	–	1,33	1,84	2,36	2,88	3,32	3,76	4,20	4,57	5,00	5,45	5,90	6,34	6,70	7,07	7,29	7,40	7,58	7,65	7,80	7,95	8,02	8,10	8,10	8,10	

Окончание таблицы А.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
<i>D(I)</i>	315	-	-	-	-	4,71	5,45	6,25	7,00	7,65	8,45	9,19	9,70	10,20	10,70	11,02	11,40	11,62	11,78	11,90	11,90	11,82	11,62	11,40	11,10	10,08	
	355	-	-	-	-	5,15	5,96	6,85	7,65	8,39	9,20	9,87	10,44	11,04	11,54	12,08	12,50	13,00	13,30	13,52	13,72	13,82	13,82	13,72	13,60	13,32	
	400	-	-	-	-	5,59	6,48	7,38	8,24	9,19	10,08	10,90	11,54	12,20	12,88	13,52	14,11	14,62	15,00	15,42	15,72	16,08	16,19	16,19	16,19	16,03	15,80
450 и более	-	-	-	-	6,10	6,94	7,93	8,90	9,92	10,98	11,78	12,50	13,32	13,90	14,56	15,14	15,72	16,19	16,60	17,00	17,25	17,25	17,25	17,45	17,45	17,25	
<i>E(I)</i>	500	-	-	-	-	7,35	8,75	10,02	11,56	12,30	14,00	15,00	15,98	16,90	17,65	18,40	19,00	19,50	19,85	20,22	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46
	560	-	-	-	-	8,45	9,87	11,25	12,60	13,90	15,25	16,40	17,45	18,40	19,20	20,00	20,80	21,60	22,40	23,00	23,60	23,85	24,20	24,30	24,30	24,30	24,30
	630	-	-	-	-	9,43	10,75	12,08	13,40	14,72	16,08	17,35	18,70	20,20	21,20	22,30	23,20	24,00	24,80	25,70	26,50	27,00	27,30	27,30	27,30	27,50	27,50
	710 и более	-	-	-	-	9,80	11,48	13,19	14,90	16,50	18,00	19,50	21,00	21,60	22,90	24,10	25,20	26,20	27,20	28,20	29,00	29,00	29,70	30,20	30,40	30,80	31,20
<i>ED(E)</i>	800	-	-	-	-	11,75	13,80	15,90	17,90	19,80	21,80	23,70	25,60	27,50	29,30	31,00	32,40	33,80	35,00	35,90	36,80	37,50	38,20	38,90	39,80	39,70	
	900	-	-	-	-	13,10	15,45	17,80	20,20	23,10	25,20	27,20	29,10	31,10	32,90	34,60	36,00	37,30	38,40	39,50	40,60	41,00	42,60	43,40	44,10	44,90	
	1000 и более	-	-	-	-	14,35	16,90	19,50	22,10	24,60	27,20	29,80	32,00	34,20	36,40	38,20	40,10	41,60	42,70	43,70	44,90	46,00	47,10	47,80	48,60	49,30	

Приложение Б (справочное)

Таблица Б.1 – Размеры для цепей приводных роликовых (по ГОСТ 13568–97)



a – однорядная цепь; *б* – двухрядная цепь; *1* – соединительное звено; *2* – переходное звено

Тип цепи	Шаг $p_{ц}$, мм	$B_{вн}$, не менее, мм	Диаметр		h	b	b_1	A , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
			валика d , мм	ролика d_1 , мм						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПР	8,00	3,0	2,31	5,00	7,5	12	7	–	4,6	0,20
ПР	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	–	9,1	0,45
ПР	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	13,92	18,2	0,75
2ПР						35			31,8	1,4
ПРЛ						24		–	22,7	0,90
ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	–	22,7	1,0
2ПР						41		16,59	45,4	1,9
ПРЛ						33	17	–	29,5	1,6
ПР	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	18	–	31,8	1,9
2ПР						54	18	25,5	72,0	3,5

Окончание таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПРЛ						39		–	50	2,6
ПР	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	–	60	2,6
2ПР						68		29,29	113,4	5,0
ПРЛ						46			70	3,8
ПР	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	–	88,5	3,8
2ПР						82		35,76	177	7,3
ПРЛ						58		–	100	5,5
ПР	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	30	–	127	5,5
2ПР						104		45,44	254	11,0
ПРЛ						62			130	7,5
ПР	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	34	–	172,4	7,5
2ПР						110		48,87	377	14,4
ПРЛ						72			160	9,7
ПР	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	–	226,8	9,7
2ПР						130		58,55	453	19,1
ПР	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	–	353,8	16,0
<i>Примечания</i>										
1 Разрушающая нагрузка в ГОСТ 13568–97 указана в кгс. В данной таблице она переведена в кН умножением на 10^{-2} , как это выполнено в стандарте на зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552–81).										
2 Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок.										
3 Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев на 20 %										

