

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра тракторов, автомобилей и машин  
для природообустройства

# **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

## **РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

*Методические указания по выполнению курсового проекта  
для студентов, обучающихся по специальностям  
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов  
сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое  
обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ*

Горки  
БГСХА  
2019

УДК 621.81(072)

*Рекомендовано методической комиссией  
факультета механизации сельского хозяйства.  
Протокол № 1 от 25 сентября 2018 г.*

Авторы:

кандидаты технических наук, доценты *А. В. Пашкевич,*  
*С. Г. Рубец, В. М. Горелько;*  
старшие преподаватели *А. Л. Борисов, Н. С. Сентюров*

Под общей редакцией *А. В. Пашкевича*

Рецензент:

кандидат технических наук, доцент *В. В. Гусаров*

**Детали машин и основы конструирования. Расчет цепных передач :** методические указания по выполнению курсового проекта / *А. В. Пашкевич [и др.].* – Горки : БГСХА, 2019. – 36 с.

Приведены методические указания по проектированию и основам расчета цепных передач. Даны примеры расчетов.

Для студентов, обучающихся по специальностям 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

© УО «Белорусская государственная  
сельскохозяйственная академия», 2019

## ВВЕДЕНИЕ

Передачу вращательного движения между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес – звездочек – и охватывающей их бесконечной цепи, называют цепной передачей.

Цепные передачи служат для передачи вращения между удаленными друг от друга параллельными валами. Они универсальны, просты и экономичны. По сравнению с зубчатыми цепные передачи менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, допускают практически неограниченные межцентровые расстояния, обеспечивают более простую компоновку, большую подвижность валов друг относительно друга. Цепная передача может быть сделана почти бесшумной в работе, при гораздо большей технологической простоте по сравнению с бесшумными косозубыми шестернями.

В сравнении с ременными цепные передачи характеризуются следующими достоинствами: отсутствие проскальзывания; отсутствие предварительного натяжения и связанных с ним дополнительных нагрузок на валы и подшипники; сохранение удовлетворительной работоспособности при высоких и низких температурах; приспособление к любым изменениям конструкции удалением или добавлением звеньев.

Современные цепные передачи могут передавать большие мощности (до 5 тыс. кВт) при сравнительно высоких скоростях (до 25...30 м/с). Цепные передачи широко распространены в транспортирующих устройствах (конвейерах, элеваторах, мотоциклах, велосипедах), в приводах станков и сельскохозяйственных машин, в химическом, горнорудном и нефтепромышленном машиностроении.

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т. е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с. Выпуск только приводных цепей в России превышает 80 млн. м в год.

В данных методических указаниях изложена последовательность расчета цепных передач, несколько адаптированная для учебного процесса. Для выбора расчетных коэффициентов, стандартных величин приведены таблицы. Даны примеры расчетов.

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В машиностроении и народном хозяйстве находят применение следующие группы цепей:

### 1. Грузовые (рис. 1.1, *а* и *б*).

Применяются для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при скоростях, не превышающих 0,25...0,5 м/с, и больших нагрузках. Их выполняют круглозвенными или простыми пластинчатыми.

### 2. Тяговые (рис. 1.1, *в* и *г*).

Применяются для транспортировки грузов (транспортеры, элеваторы, бревнотаски, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших скоростях – до 2...4 м/с. Состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без них. Эти цепи имеют большие шаги, так как общая длина цепи значительна и ее зубья взаимодействуют со звездочками, габариты которых нежестко ограничены.

### 3. Приводные.

Применяются для передачи энергии в широком диапазоне скоростей с постоянным передаточным отношением. Выполняются с малым шагом для уменьшения динамических нагрузок и с износоустойчивыми шарнирами для обеспечения необходимой долговечности цепи.

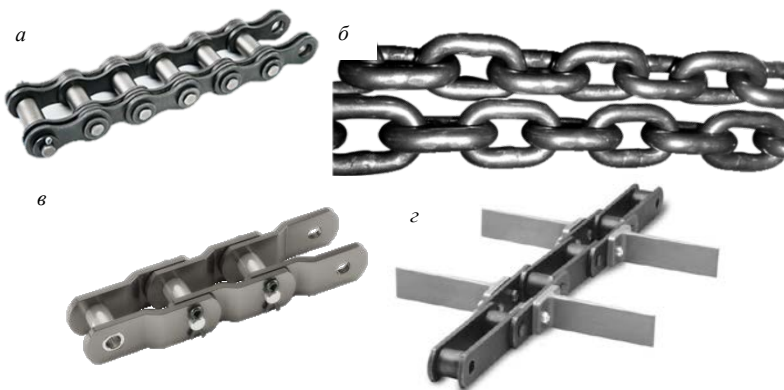


Рис. 1.1. Цепи грузовые и тяговые:

*а* – грузовая пластинчатая; *б* – грузовая круглозвенная; *в*, *г* – тяговые

В дальнейшем будем рассматривать только приводные цепи, которые используются в цепных передачах.

Приводные цепи по типу цепи подразделяются на три группы (рис. 1.2):

- втулочные (ПВ);
- роликовые (ПР);
- зубчатые (ПЗ).

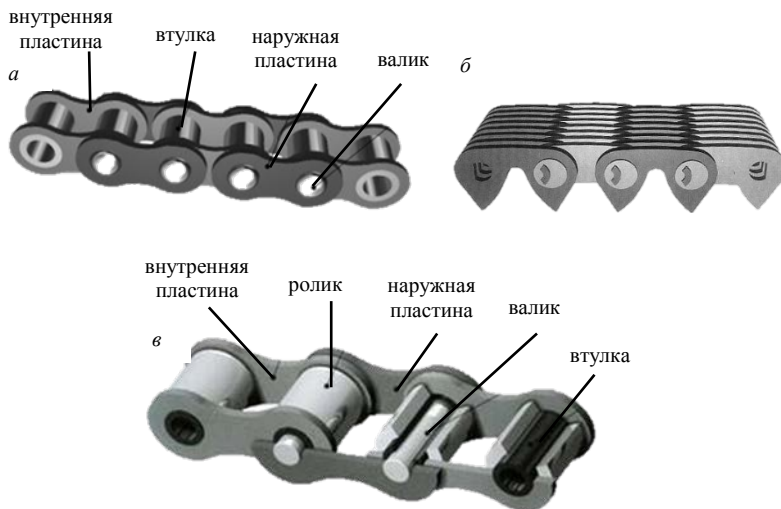


Рис. 1.2. Приводные цепи:  
*a* – втулочная; *б* – зубчатая; *в* – роликовая

В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой – разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. 1 дюйму).

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготов-

лении и дорожке, поэтому имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

На заводах изготавливают следующие приводные цепи:

ПРЛ – роликовые однорядные нормальной точности;

ПР – роликовые повышенной точности;

ПРД – роликовые длиннозвенные;

ПВ – втулочные;

ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами;

ПРУ – роликовые однорядные усиленные;

ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами;

ПЗ – зубчатые.

Примеры условных обозначений:

ПР-19,05-31,8 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная роликовая однорядная нормальной серии (ПР), шаг  $t = 19,05$  мм, с разрушающей нагрузкой  $F_p = 31,8$  кН.

ЗПР-44,45-51,72 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная роликовая трехрядная нормальной серии (ЗПР), шаг  $t = 44,45$  мм, с разрушающей нагрузкой  $F_p = 51,72$  кН.

ПРД-38,1-29,5 ГОСТ 13568-97 – цепь приводная роликовая однорядная длиннозвенная серии (ПРД), шаг  $t = 38,1$  мм, с разрушающей нагрузкой  $F_p = 29,5$  кН.

ПЗ-1-12,7-26-22,5 ГОСТ 13552-81 – цепь приводная зубчатая с односторонним зацеплением (1), шаг  $t = 12,7$  мм, с разрушающей нагрузкой  $F_p = 26$  кН, шириной 22,5 мм.

Материал и термическая обработка цепей имеют решающее значение для их долговечности.

Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A твердостью преимущественно 40...50 HRC; пластины зубчатых цепей – преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготавливают из легированных сталей. Пластины в зависимости от назначения цепи закаливают до твердости 40...50 HRC. Детали шарниров, валики, втулки и призмы выполняют преимущественно из цементируемых сталей: 15, 20, 15X, 20X, 12XH3, 20X2H4A, 30XH3A и подвергают закалке до 55...65 HRC. В связи с высокими требованиями к современным цепным передачам целесообразно применять легированные стали. Эффективно применение газового цианирования рабочих поверхностей шарниров. Многократного повышения ресурса цепей можно достигнуть диффузионным хромированием шарниров. Усталостную прочность

пластин роликовых цепей существенно повышают обжатием краев отверстий. Эффективна также дробеструйная обработка.

В шарнирах роликовых цепей для работы без смазочного материала или при скудной его подаче начинают применять пластмассы.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. часов работы.

Материал звездочек выбирают в зависимости от назначения и конструкции передачи. Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна марок СЧ20, СЧ30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой. Для изготовления ведущих звездочек с малым числом зубьев ( $z_2 < 30$ ) неответственного назначения применяют сталь 20 (цементация, закалка, отпуск); ответственного назначения – сталь 40, 50 (закалка, отпуск); при повышенных передаваемых нагрузках – сталь 40Х, 45Х, 45ХН (закалка, отпуск). Для ведомых звездочек больших диаметров с большим числом зубьев ( $z_2 > 50$ ), кроме перечисленных материалов, может быть применен серый чугун СЧ15, СЧ20, СЧ35 и др. При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью  $P \leq 5$  кВт и  $v \leq 8$  м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс – текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок). Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звездочки.

## 2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ РОЛИКОВОЙ (ВТУЛОЧНОЙ) ПЕРЕДАЧИ

1. Определяем минимальное число зубьев  $z_{1\min}$  ведущей звездочки по формуле

$$z_{1\min} = 29 - 2U, \quad (2.1)$$

где  $U$  – передаточное отношение цепной передачи.

Далее полученное значение необходимо согласовать со значениями, представленными в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Рекомендуемые значения числа зубьев  $z_1$  ведущей звездочки [1]

Тип цепи	$z_1$ при передаточном отношении $U$						
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	$z_{1min}$
ПВ и ПР	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	15...13	13 (9)
ПЗ	35...32	32...29	30...27	27...23	23...19	19...17	17 (13)

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки.

Число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки определяется по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 \cdot U. \quad (2.2)$$

При этом необходимо учитывать, что для приводной роликовой цепи число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки не должно превышать 120, а для приводной втулочной – 90.

3. Предварительно выбираем цепь.

Цепь выбирается по табл. 2.2 в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$  и частоты вращения  $n_1$ .

Таблица 2.2. Допускаемые значения передаваемой мощности  $P_1$  для приводных однорядных роликовых цепей, кВт [1]

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР	Частота вращения $n_1$ ведущей звездочки, мин <sup>-1</sup>							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-9,525-9,1	0,18	0,62	1,11	1,52	1,87	2,19	2,45	2,88
ПР-12,7-10,0-1	0,20	0,69	1,24	1,69	2,08	2,43	2,72	3,20
ПР-12,7-9,0-2	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-18,2-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-18,2-2	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875-23,0-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875-23,0-2	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,80	12,70
ПР-19,05-31,8	1,41	4,80	8,38	11,40	13,50	15,30	16,90	19,30
ПР-25,4-60,0	3,20	11,00	19,00	25,70	31,00	35,00	38,00	44,00
ПР-31,75-89,0	5,83	19,30	32,00	42,00	19,00	55,00	60,00	–
ПР-38,1-127,0	10,50	35,00	58,00	76,00	89,00	99,00	108,00	–
ПР-44,45-172,4	14,70	44,00	71,00	88,00	101,00	–	–	–
ПР-50,8-227,0	28,00	68,00	110,00	138,00	157,00	–	–	–

Примечание. В обозначении цепи последовательно указаны шаг  $t$ , мм, статическая разрушающая нагрузка  $F_{табл}$ , кН, и габаритный размер по ширине (1 или 2).

4. Для выбранной цепи определяем допускаемое давление в шарнирах (табл. 2.3).

Таблица 2.3. Допускаемое давление  $[p]$  в шарнирах роликовой цепи, МПа [1]

Шаг цепи $t$ , мм	Частота вращения $n_1$ ведущей звездочки, мин <sup>-1</sup>							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

5. Определяем значение коэффициента эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации  $K_3$  определяется по следующей зависимости:

$$K_3 = K_D \cdot K_a \cdot K_\Theta \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}}, \quad (2.3)$$

где  $K_D$  – коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки ( $K_D = 1,0$  – равномерная, спокойная нагрузка, например для привода ленточных или цепных транспортеров;  $K_D = 1,2 \dots 1,5$  – нагрузка неравномерная или с толчками, например для привода скребковых транспортеров;  $K_D = 1,8$  – при сильных толчках (подвесные конвейеры)) [1];

$K_a$  – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи ( $K_a = 1,25$  при  $a = 25t$ ,  $K_a = 1,0$  при  $a = (30 \dots 50)t$ ,  $K_a = 0,8$  при  $a = (60 \dots 80)t$ ) [1];

$K_\Theta$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту ( $K_\Theta = 1,0$ , если угол наклона цепной передачи к горизонту  $\Theta \leq 60^\circ$ ;  $K_\Theta = 1,25$  при угле наклона  $\Theta > 60^\circ$ ) [1];

$K_{\text{рег}}$  – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи ( $K_{\text{рег}} = 1,0$  – натяжение цепи осуществляется перемещением оси одной из звездочек;  $K_{\text{рег}} = 1,1$  – натяжение цепи осуществляется нажимными роликами или оттяжными звездочками;  $K_{\text{рег}} = 1,15$  – натяжение цепи осуществляется периодически, например удалением одного звена;  $K_{\text{рег}} = 1,25$  – регулирование натяжения цепи не предусматривается) [1];

$K_c$  – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи ( $K_c = 0,8$  – при непрерывном смазывании, например, цепь находится в масляной ванне;  $K_c = 1,0$  – при капельной смазке;  $K_c = 1,3$  – при периодическом смазывании) [1];

$K_{\text{реж}}$  – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток ( $K_{\text{реж}} = 1,0$  – односменная работа;  $K_{\text{реж}} = 1,25$  – двухсменная работа;  $K_{\text{реж}} = 1,45$  – трехсменная работа) [1].

6. Определяем расчетный шаг цепи.

Расчетный шаг цепи  $t$  определяется по следующей зависимости:

$$t \geq 2,83 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p]} \cdot m}, \quad (2.4)$$

где  $T_1$  – крутящий момент на ведущей звездочке, Н·мм;

$[p]$  – допускаемое давление в шарнирах выбранной цепи, МПа (см. табл. 2.3);

$m$  – коэффициент рядности, учитывающий количество рядов в цепи (для однорядных цепей  $m = 1$ ; для двухрядных  $m = 1,7$ ; для трехрядных  $m = 2,5$ ; для четырехрядных  $m = 3$ ).

Полученное значение шага цепи  $t$  согласовываем со стандартным значением шага и выбираем цепь (табл. 2.4, 2.5; рис. 2.1, 2.2).

Таблица 2.4. Цепи приводные роликовые однорядные [1]

Типоразмер цепи	ISO 606	Размеры, мм				Размеры, мм, не более			$F_p$ , кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
		$t$	$b_{\text{вн}}$	$d_2$	$d_1$	$h$	$b_1$	$b$		
ПР-8-4,6	0,5B-1	8,000	3,00	2,31	5,00	7,5	12,0	7,0	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	0,6B-1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17,0	10,0	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	–	12,700	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПР-12,7-9-2	08B-1	12,700	3,30	3,66	7,75	10,0	12,0	7,0	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	–	12,700	5,40	4,45	8,51	11,8	19,0	10,0	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	08B-1	12,700	7,75	4,45	8,51	11,8	21,0	11,0	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	–	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20,0	11,0	23,0	0,80
ПР-15,875-23-2	10B-1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24,0	13,0	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	12A-1	19,050	12,70	5,94	11,91	18,2	33,0	18,0	31,8	1,90
ПР-25,4-60	16A-1	25,400	15,87	7,92	15,87	24,2	39,0	22,0	60,0	2,60
ПР-31,75-89	20A-1	31,750	19,05	9,53	19,05	30,2	46,0	24,0	89,0	3,80
ПР-38,1-127	24A-1	38,100	25,40	11,10	22,23	36,2	58,0	30,0	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	28A-1	44,500	25,40	12,70	25,40	42,4	62,0	34,0	172,4	7,50
ПР-50,8-227	32A-1	50,800	31,75	14,27	28,58	48,3	72,0	38,0	227,0	9,70
ПР-63,5-227	40A-1	63,500	38,10	19,84	39,68	60,4	89,0	48,0	354,0	16,0

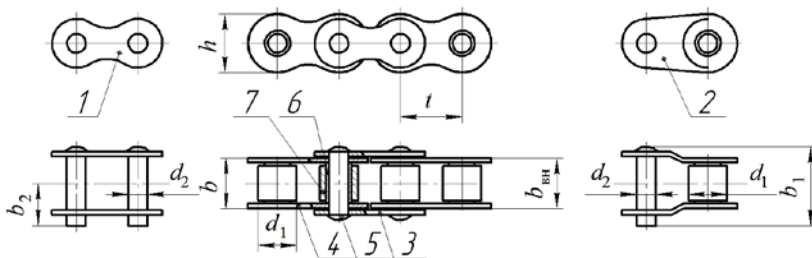


Рис. 2.1. Цепи типа ПР (приводные роликовые однорядные нормальные) и типа ПРУ (приводные роликовые однорядные усиленные):  
 1 – звено соединительное; 2 – звено переходное; 3 – звено внешнее;  
 4 – звено внутреннее; 5 – валик; 6 – втулка; 7 – ролик

Таблица 2.5. Цепи приводные роликовые многорядные [1]

Типоразмер цепи	ISO 606	Размеры, мм					Размеры, мм, не более			$F_p$ , кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
		$t$	$b_{вн}$	$d_2$	$d_1$	$A$	$h$	$b_7$	$b$		
<b>Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР</b>											
2ПР-12,7-31,8	08В-2	12,700	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	35,0	11,00	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	10В-2	15,870	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	41,0	13,00	45,4	1,9
2ПР-19,05-75	–	19,050	12,70	5,96	11,91	25,50	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	16А-2	25,400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	68,0	22,00	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	20А-2	31,750	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	82,0	24,00	177,0	7,3
2ПР-38,1-127	24А-2	38,100	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	104,0	30,00	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	28А-2	44,450	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110,0	34,00	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	32А-2	50,800	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	130,0	38,00	453,6	19,1
<b>Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР</b>											
3ПР-12,7-45,4	08В-3	12,700	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	50,0	11,00	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	10В-3	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	57,0	13,00	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	12А-3	19,050	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	16А-3	25,400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	98,0	22,00	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	20А-3	31,750	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	120,0	24,00	265,5	11,0
<b>Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР</b>											
4ПР-19,05-155	–	19,050	12,70	5,94	11,91	25,50	18,08	17,7	101,9	155,0	6,8
4ПР-25,4-228	16А-4	25,400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	22,0	129,9	228,0	10,9

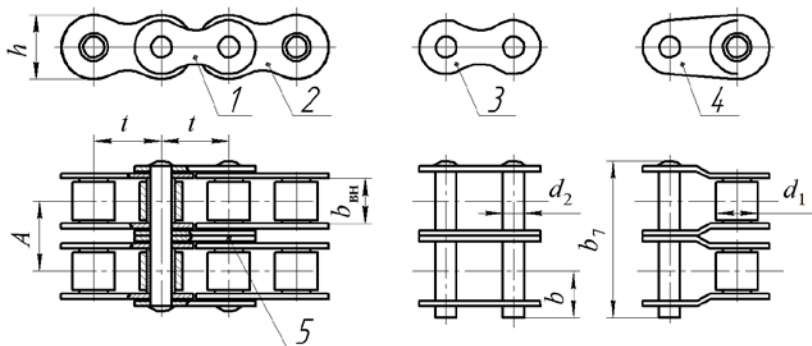


Рис. 2.2. Цепи приводные роликовые двухрядные:  
 1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено; 3 – соединительное звено;  
 4 – переходное звено; 5 – промежуточная пластина

7. Определяем межосевое расстояние.

Межосевое расстояние  $a$  определяется по следующей зависимости:

$$a = (30 \dots 50)t. \quad (2.5)$$

Принимаем любое значение из полученного диапазона.

8. Определяем требуемое число звеньев цепи.

Требуемое число звеньев цепи  $W$  определяется следующим образом:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (2.6)$$

Полученное значение числа звеньев цепи  $W$  округляем до ближайшего целого четного числа.

9. Уточняем межосевое расстояние  $a^*$ :

$$a^* = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (2.7)$$

10. Определяем окончательное межосевое расстояние  $a$ :

$$a = a^* - f_{\text{ц}}, \quad (2.8)$$

где  $f_{ц}$  – стрела провисания, мм.

Стрела провисания  $f_{ц}$  определяется по следующей зависимости:

$$f_{ц} = 0,003a^* . \quad (2.9)$$

11. Определяем окружную скорость цепи.

Окружная скорость  $V$  цепи определяется по следующей формуле:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{z_2 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} , \quad (2.10)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек соответственно, об/мин.

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью.

Окружная сила  $F_t$  определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{V} , \quad (2.11)$$

где  $P_1$  – мощность на ведущей звездочке, Вт.

13. Определяем давление в шарнирах цепи.

Давление  $p$  в шарнирах цепи определяется по следующей формуле:

$$p = \frac{F_t \cdot K_s}{A \cdot m} \leq [p] , \quad (2.12)$$

где  $A$  – площадь опорной поверхности шарнира, мм<sup>2</sup>. Определяется по табл. 2.6 в зависимости от выбранной цепи.

Таблица 2.6. Площадь  $A$  опорной поверхности шарнира, мм<sup>2</sup> [1]

Типоразмер цепи	Площадь опорной поверхности	Типоразмер цепи	Площадь опорной поверхности
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	32	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645

Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи.

14. Проверяем цепь по числу ее ударов в секунду.  
Проверка цепи производится по следующей зависимости:

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60W} \leq [v], \quad (2.13)$$

где  $[v]$  – допустимое значение числа ударов цепи,  $c^{-1}$ . Принимается по табл. 2.7 в зависимости от типа и шага цепи.

Таблица 2.7. Допустимое значение числа ударов цепи  $[v]$ ,  $c^{-1}$  [1]

Тип цепи	Шаг цепи $t$ , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая	60	50	35	30	25	20	15	12
Зубчатая	80	65	50	30	25	–	–	–

15. Определяем силу предварительного натяжения цепи.

Сила  $F_0$  предварительного натяжения цепи (провисания ведомой ветви) определяется по следующей зависимости:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a, \quad (2.14)$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания цепи. Принимается в зависимости от наклона цепи к горизонту: для горизонтальных передач  $K_f = 6$ , для наклонных с углом к горизонту до  $40^\circ$   $K_f = 4$ , более  $40^\circ$  –  $K_f = 2$ , для вертикальных  $K_f = 1$ ;  
 $q$  – масса 1 м цепи (погонная масса), кг. Принимается по табл. 2.4, 2.5 в зависимости от выбранной цепи;  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ .

16. Определяем центробежную силу  $F_{ц}$ .

Сила  $F_{ц}$  определяется по следующей зависимости:

$$F_{ц} = q \cdot V^2. \quad (2.15)$$

17. Определяем силу натяжения ведущей ветви цепной передачи.

Сила натяжения  $F_1$  ведущей ветви цепной передачи определяется по следующей зависимости:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{ц}. \quad (2.16)$$

18. Определяем силу натяжения ведомой ветви цепной передачи.

Сила натяжения  $F_2$  ведомой ветви цепной передачи определяется по следующей зависимости:

$$F_2 = F_0 + F_{\text{ц}}. \quad (2.17)$$

19. Проверяем выбранную цепь на прочность.

Проверка цепи на прочность сводится к определению коэффициента  $S$  запаса прочности цепи, который определяется по следующей зависимости:

$$S = \frac{F_p}{K_{\text{д}} F_t + F + F_{\text{ц}}} \geq [S], \quad (2.18)$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи, Н (см. табл. 2.4, 2.5);

$[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности цепи (табл. 2.8).

Таблица 2.8. Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$  для роликовых цепей [1]

Шаг цепи $t$ , мм	Частота вращения ведущей звездочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,700	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
19,050	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,400	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,750	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,100	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,450	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,800	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

Если условия, указанные в формулах (2.12), (2.13) и (2.18), выполняются, значит, цепь выбрана верно. Иначе целесообразно пересмотреть предварительно выбранное значение шага цепи.

20. Определяем нагрузку, действующую на вал от цепной передачи.

Сила  $F_{\text{в}}$ , действующая на вал от цепной передачи, определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{в}} = K_{\text{в}} \cdot F_t, \quad (2.19)$$

где  $K_{\text{в}}$  – коэффициент нагрузки (табл. 2.9).

Таблица 2.9. Коэффициент нагрузки  $K_v$  [1]

Вид нагрузки	Передача	
	Горизонтальная или с углом наклона до $40^\circ$	Вертикальная или с углом наклона более $40^\circ$
Спокойная	1,15	1,05
С толчками	1,30	1,15

21. Определяем диаметры делительной окружности ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры делительной окружности ведущей  $d_1$  и ведомой  $d_2$  звездочек определяются по следующим формулам:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad (2.20)$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}.$$

22. Определяем диаметры окружности выступов ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры окружности выступов ведущей  $D_1$  и ведомой  $D_2$  звездочек определяются по следующим формулам:

$$D_1 = t \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} + 0,6 \right); \quad (2.21)$$

$$D_2 = t \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} + 0,6 \right).$$

### 3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки.

Число зубьев  $z_1$  ведущей звездочки определяется по следующей зависимости:

$$z_1 = 35 - 2U. \quad (3.1)$$

где  $U$  – передаточное отношение цепной передачи (см. разд. 1 курсового проекта).

Далее полученное значение необходимо согласовать со значениями, представленными в табл. 2.1.

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки.

Число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки определяется по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 \cdot U. \quad (3.2)$$

При этом необходимо учитывать, что для приводной зубчатой цепи число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки не должно превышать 150.

3. Уточняем передаточное отношение цепной передачи.

Уточненное передаточное отношение  $U$  определяется по следующей зависимости:

$$U = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.3)$$

4. Предварительно определяем шаг цепи.

Шаг цепи  $t$  принимается по табл. 3.1, при этом угловая скорость  $\omega_1$  ведущей звездочки не должна превышать максимальное значение угловой скорости  $\omega_{\max}$  для данного шага цепи, т. е. должно выполняться условие  $\omega_1 \leq \omega_{\max}$ .

Таблица 3.1. **Наибольшие допустимые угловые скорости  $\omega_{\max}$  в зависимости от шага  $t$  цепи [3]**

Шаг цепи $t$ , мм	12,700	15,875	19,050	25,400	31,750
Максимальная угловая скорость $\omega_{\max}$ , с <sup>-1</sup>	345	278	230	173	142

5. Определяем окружную скорость цепи.

Окружная скорость  $V$  цепи определяется по следующей зависимости:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60}, \quad (3.4)$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущей звездочки, мин<sup>-1</sup>.

6. Определяем межосевое расстояние.

Межосевое расстояние  $a$  определяется по следующей зависимости:

$$a = (30...50)t. \quad (3.5)$$

Принимаем любое значение из полученного диапазона.

7. Определяем необходимую ширину цепи.

Ширина  $b$  цепи определяется по следующей зависимости:

$$b \geq \frac{10K_3 \cdot P_1}{[P]_{10}}, \quad (3.6)$$

где  $P_1$  – мощность на ведущей звездочке цепной передачи, кВт;

$[P]_{10}$  – допускаемая мощность, передаваемая 10 мм ширины ремня, кВт (табл. 3.2).

Далее по табл. 3.3 принимаем цепь с ближайшей большей шириной для выбранного шага цепи. Основные размеры зубчатых цепей представлены на рис. 3.1.

Таблица 3.2. Допускаемая мощность  $[P]_{10}$ , передаваемая 10 мм ширины ремня, кВт [3]

Шаг цепи $t$ , мм	Скорость цепи $V$ , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,700	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,050	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,400	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,750	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Таблица 3.3. Размеры и параметры приводных зубчатых цепей [1]

Маркировка цепи	Общие размеры, мм	Ширина звеньев цепи $b, b_1, b_2$ , мм	Масса 1 м цепи, кг	$F_p$ , кН
1	2	3	4	5
ПЗ-1-12,7-26-22,5	$t = 12,7$ $h = 13,4$ $h_1 = 7$ $s = 1,5$ $w = 4,46$	22,5; 28,5; 30	1,31	26
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5; 34,5; 36	1,60	31
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5; 40,5; 42	2,00	36
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5; 46,5; 48	2,31	42
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5; 52,5; 54	2,70	49
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5; 58,5; 60	3,00	56
ПЗ-1-15,875-41-30	$t = 15,875$ $h = 16,7$ $h_1 = 8,7$ $s = 2$ $w = 5,95$	30; 36; 39	2,21	41
ПЗ-1-15,875-50-38		38; 44; 47	2,71	50
ПЗ-1-15,875-58-46		46; 52; 55	3,30	58
ПЗ-1-15,875-69-54		54; 60; 63	3,90	69
ПЗ-1-15,875-80-62		62; 68; 71	4,41	80
ПЗ-1-15,875-91-70		70; 76; 79	5,00	91

1	2	3	4	5
ОПЗ-1-19,05-74-45	$t = 19,05$	45; 52,6; 56	3,90	74
ПЗ-1-19,05-89-57	$h = 20,1$	57; 64,5; 68	4,90	89
ПЗ-1-19,05-105-69	$h_1 = 13,35$	69; 76,5; 80	5,91	105
ПЗ-1-19,05-124-81	$s = 3$	81; 88,5; 92	7,00	124
ПЗ-1-19,05-143-93	$w = 7,14$	93; 100,5; 104	8,00	143
ПЗ-1-25,4-101-57	$t = 25,4$	57; 65; 68	8,40	101
ПЗ-1-25,4-132-75	$h = 26,7$	75; 77; 80	10,80	132
ПЗ-1-25,4-164-93	$h_1 = 13,35$	93; 101; 104	13,20	164
ПЗ-1-25,4-196-105	$s = 3$	105; 113; 116	15,40	196
	$w = 9,52$			
ПЗ-1-31,75-166-75	$t = 31,75$	75; 78; 82	14,40	166
ПЗ-1-31,75-206-93	$h = 33,4$	93; 102; 106	16,60	206
ПЗ-1-31,75-246-115	$h_1 = 16,7$	105; 114; 118	18,80	246
ПЗ-1-31,75-286-117	$s = 3$	117; 126; 130	21,00	286
	$w = 11,91$			

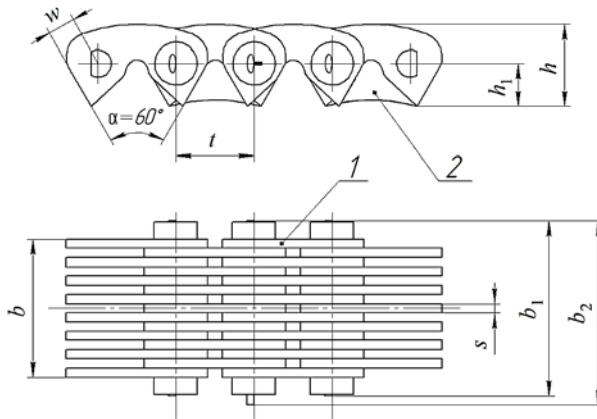


Рис. 3.1. Цепи приводные роликовые двухрядные:  
1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено

### 8. Определяем число звеньев цепи.

Число звеньев цепи  $W$  определяется по следующей зависимости:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2. \quad (3.7)$$

Полученное значение округляем до целого числа.

9. Уточняем межосевое расстояние.

Уточненное межосевое расстояние  $a^*$  определяется следующим образом:

$$a^* = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.8)$$

10. Определяем окончательное межосевое расстояние  $a$ :

$$a = a^* - f_{\text{ц}}, \quad (3.9)$$

где  $f_{\text{ц}}$  – стрела провисания, мм.

Стрела провисания  $f_{\text{ц}}$  определяется по следующей зависимости:

$$f_{\text{ц}} = 0,003a^*. \quad (3.10)$$

11. Проверяем цепь по числу ее ударов в секунду.

Проверка цепи производится по следующей зависимости:

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60W} \leq [v], \quad (3.11)$$

где  $[v]$  – допустимое значение числа ударов цепи,  $\text{с}^{-1}$ . Принимается по табл. 2.7 в зависимости от шага цепи.

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью.

Окружная сила  $F_t$  определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{V}, \quad (3.12)$$

где  $P_1$  – мощность на ведущей звездочке, Вт.

13. Определяем силу предварительного натяжения цепи.

Сила  $F_0$  предварительного натяжения цепи (провисания ведомой ветви) определяется по следующей зависимости:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a, \quad (3.13)$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания цепи. Принимается в зависимости от наклона цепи к горизонту: для горизонтальных передач  $K_f = 6$ , для наклонных с углом к горизонту до  $40^\circ$   $K_f = 4$ , более  $40^\circ$  –  $K_f = 2$ , для вертикальных  $K_f = 1$ ;

$q$  – масса 1 м цепи (погонная масса), кг. Принимается по табл. 3.3 в зависимости от выбранной цепи;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

14. Определяем центробежную силу  $F_{ц}$ .

Сила  $F_{ц}$  определяется по следующей зависимости:

$$F_{ц} = q \cdot V^2. \quad (3.14)$$

15. Определяем силу натяжения ведущей ветви цепной передачи.

Сила натяжения  $F_1$  ведущей ветви цепной передачи определяется по следующей зависимости:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_{ц}. \quad (3.15)$$

16. Определяем силу натяжения ведомой ветви цепной передачи.

Сила натяжения ведомой ветви цепной передачи определяется по следующей зависимости:

$$F_2 = F_0 + F_{ц}. \quad (3.16)$$

17. Проверяем выбранную цепь на прочность.

Проверка цепи на прочность сводится к определению коэффициента  $S$  запаса прочности цепи, который определяется по следующей зависимости:

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F + F_{ц}} \geq [S], \quad (3.17)$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи, Н (см. табл. 2.4, 2.5);

$[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности цепи (табл. 3.4).

Таблица 3.4. Допускаемый коэффициент запаса прочности [S]  
для зубчатых цепей [1]

Шаг цепи $t$ , мм	Частота вращения ведущей звездочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,700	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,050	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,400	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,750	21	22	25	28	30	32	35	40	–

Если условия, указанные в формулах (3.11), (3.17) и табл. 3.1, выполняются, значит, цепь выбрана верно. Иначе целесообразно пересмотреть предварительно выбранное значение шага цепи.

18. Определяем нагрузку  $F_b$ , действующую на вал от цепной передачи, по формуле

$$F_b = K_b \cdot F_t, \quad (3.18)$$

где  $K_b$  – коэффициент нагрузки (см. табл. 2.9).

19. Определяем диаметры делительной окружности ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры делительной окружности ведущей  $d_1$  и ведомой  $d_2$  звездочек определяются по следующим формулам:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad (3.19)$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}.$$

20. Определяем диаметры окружности выступов ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры окружности выступов ведущей  $D_1$  и ведомой  $D_2$  звездочек определяются по следующим формулам:

$$D_1 = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}};$$

$$D_2 = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_2}}.$$
(3.20)

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Исходные данные:** мощность на ведущей звездочке  $P_1 = 5883,7$  Вт, крутящий момент на ведущей звездочке  $T_1 = 57,8$  Н·м, частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 973$  мин<sup>-1</sup>, передаточное отношение передачи  $U = 3$ .

1. Определяем минимальное число зубьев  $z_{1\min}$  ведущей звездочки по формуле

$$z_{1\min} = 29 - 2U,$$

где  $U$  – передаточное отношение цепной передачи,  $U = 3$ .

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$$

Полученное значение согласовываем со значениями, представленными в табл. 2.1. Принимаем  $z_1 = 25$ .

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки.

Число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки определяется по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 \cdot U \leq 120.$$

$$z_2 = 25 \cdot 3 = 75 \leq 120.$$

Условие выполнено.

3. Предварительно выбираем цепь.

Цепь выбирается по табл. 2.2 в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$  и частоты вращения  $n_1$ . Принимаем цепь ПР-15,875-23,0-1.

4. Для выбранной цепи определяем допустимое давление в шарнирах (см. табл. 2.3). Принимаем  $[p] = 22,5$  МПа.

5. Определяем значение коэффициента эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации  $K_3$  определяется по следующей зависимости:

$$K_3 = K_D \cdot K_a \cdot K_\Theta \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}},$$

где  $K_D$  – коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки ( $K_D = 1,0$  – равномерная, спокойная нагрузка);

$K_a$  – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи ( $K_a = 1,0$  при  $a = (30 \dots 50)t$ );

$K_\Theta$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту ( $K_\Theta = 1,0$ , если угол наклона цепной передачи к горизонту  $\Theta \leq 60$ );

$K_{\text{рег}}$  – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи ( $K_{\text{рег}} = 1,0$  – натяжение цепи осуществляется перемещением оси одной из звездочек);

$K_c$  – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи ( $K_c = 1,3$  – при периодическом смазывании);

$K_{\text{реж}}$  – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток ( $K_{\text{реж}} = 1,0$  – односменная работа).

$$K_3 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1,3.$$

6. Определяем расчетный шаг цепи.

Расчетный шаг цепи  $t$  определяется по следующей зависимости:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot m}},$$

где  $T_1$  – крутящий момент на ведущей звездочке, Н·мм,  $T_1 = 57,8 \times 10^3$  Н·мм;

$[p]$  – допускаемое давление в шарнирах выбранной цепи, МПа,  $[p] = 22,5$  МПа;

$m$  – коэффициент рядности, учитывающий количество рядов в цепи (для однорядных цепей  $m = 1$ ).

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{57,8 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{25 \cdot 22,5 \cdot 1}} = 14,311 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага цепи  $t$  согласовываем со стандартным значением шага и выбираем цепь (см. табл. 2.4).

Принимаем цепь ПР-15,875-23-1.

7. Определяем межосевое расстояние.

Межосевое расстояние  $a$  определяется по формуле (2.5):

$$a = (30 \dots 50) \cdot 15,875 = 476,25 \dots 793,75 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a = 635$  мм.

8. Определяем требуемое число звеньев цепи.

Требуемое число звеньев цепи  $W$  определяется по формуле (2.6):

$$W = \frac{2 \cdot 635}{15,875} + 0,5(25 + 75) + \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{635} = 131,58.$$

Полученное значение числа звеньев цепи  $W$  округляем до ближайшего целого четного числа. Принимаем  $W = 132$ .

9. Уточняем межосевое расстояние  $a^*$ , используя формулу (2.7):

$$a^* = \frac{15,875}{4} \left[ 132 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left( 132 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 638,36 \text{ мм.}$$

10. Определяем окончательное межосевое расстояние  $a$  по формуле (2.8), предварительно вычислив стрелу провисания  $f_{ц}$  по формуле (2.9).

$$f_{ц} = 0,003 \cdot 638,36 = 1,92 \text{ мм.}$$

Тогда

$$a = 638,36 - 1,92 = 636,44 \text{ мм.}$$

11. Определяем окружную скорость цепи.

Окружная скорость  $V$  цепи определяется по следующей формуле:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущей звездочки, об/мин,  $n_1 = 973$  об/мин.

$$V = \frac{25 \cdot 15,875 \cdot 973}{60 \cdot 10^3} = 6,44 \text{ об/мин.}$$

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью.  
Окружная сила  $F_t$  определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{V},$$

где  $P_1$  – мощность на ведущей звездочке, Вт,  $P_1 = 5883,7$  Вт.

$$F_t = \frac{5883,7}{6,44} = 913,6 \text{ Н.}$$

13. Определяем давление в шарнирах цепи.  
Давление  $p$  в шарнирах цепи определяется по следующей формуле:

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A \cdot m} \leq [p],$$

где  $A$  – площадь опорной поверхности шарнира, мм<sup>2</sup>,  $A = 55$  мм<sup>2</sup> (см. табл. 2.6).

$$p = \frac{913,6 \cdot 1,3}{55 \cdot 1} = 21,59 \text{ МПа} \leq 22,5 \text{ МПа.}$$

14. Проверяем цепь по числу ее ударов в секунду.  
Проверка цепи производится по следующей зависимости:

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60 \cdot W} \leq [v],$$

где  $[v]$  – допустимое значение числа ударов цепи, с<sup>-1</sup>,  $[v] = 50$  с<sup>-1</sup> (см. табл. 2.7).

$$v = \frac{4 \cdot 25 \cdot 973}{60 \cdot 132} = 12,3 \text{ с}^{-1} \leq 50 \text{ с}^{-1}.$$

15. Определяем силу предварительного натяжения цепи.

Сила  $F_0$  предварительного натяжения цепи (провисания ведомой ветви) определяется по следующей зависимости:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a,$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания цепи ( $K_f = 6$  для горизонтальных передач);

$q$  – масса 1 м цепи (погонная масса), кг,  $q = 0,8$  кг (см. табл. 2.4);

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

$$F_0 = 6 \cdot 0,8 \cdot 9,81 \cdot 636,44 \cdot 10^{-3} = 30 \text{ Н.}$$

16. Определяем силу натяжения от действия центробежной силы.

Сила натяжения  $F_{ц}$  от действия центробежной силы определяется по формуле (2.15):

$$F_{ц} = 0,8 \cdot 6,44^2 = 33,2 \text{ Н.}$$

17. Определяем силу натяжения ведущей ветви цепной передачи.

Сила натяжения  $F_1$  ведущей ветви цепной передачи определяется по формуле (2.16):

$$F_1 = 913,6 + 30 + 33,2 = 976,8 \text{ Н.}$$

18. Определяем силу натяжения  $F_2$  ведомой ветви цепной передачи.

Сила натяжения  $F_2$  ведомой ветви цепной передачи определяется по формуле (2.17):

$$F_2 = 30 + 33,2 = 63,2 \text{ Н.}$$

19. Проверяем выбранную цепь на прочность.

Проверка цепи на прочность сводится к определению коэффициента  $S$  запаса прочности цепи, который определяется по следующей зависимости:

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F_0 + F_{ц}} \geq [S],$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи, Н,  $F_p = 23000$  Н (см. табл. 2.4);

[S] – допускаемый коэффициент запаса прочности цепи, [S] = 10,8 (см. табл. 2.8).

$$S = \frac{23000}{1 \cdot 913,6 + 30 + 33,2} = 23,5 \geq 10,8.$$

Условие выполнено, значит, цепь выбрана верно.

20. Определяем нагрузку, действующую на вал от цепной передачи.

Сила  $F_b$ , действующая на вал от цепной передачи, определяется по следующей зависимости:

$$F_b = K_b \cdot F_t,$$

где  $K_b$  – коэффициент нагрузки,  $K_b = 1,15$  (см. табл. 2.9).

$$F_b = 1,15 \cdot 913,6 = 1050,6 \text{ Н.}$$

21. Определяем диаметры делительной окружности ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры делительной окружности ведущей  $d_1$  и ведомой  $d_2$  звездочек определяются по формулам (2.20):

$$d_1 = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 126,7 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{75}} = 379,1 \text{ мм.}$$

22. Определяем диаметры окружности выступов ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры окружности выступов ведущей  $D_1$  и ведомой  $D_2$  звездочек определяются по следующим формулам:

$$D_1 = 15,875 \cdot \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} + 0,6 \right) = 135,2 \text{ мм;}$$

$$D_2 = t \left( \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{75} + 0,6 \right) = 388,3 \text{ мм.}$$

## 5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Исходные данные:** мощность на ведущей звездочке  $P_1 = 4580$  Вт, крутящий момент на ведущей звездочке  $T_1 = 186,2$  Н·м, частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 234,8$  мин<sup>-1</sup>, угловая скорость ведущей звездочки  $\omega_1 = 24,6$  с<sup>-1</sup>, передаточное отношение передачи  $U = 2,5$ .

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки.

Число зубьев  $z_1$  ведущей звездочки определяется по следующей зависимости:

$$z_1 = 35 - 2U,$$

где  $U$  – передаточное отношение цепной передачи,  $U = 2,5$ .

$$z_1 = 35 - 2 \cdot 2,5 = 30.$$

Полученное значение согласовываем со значениями, представленными в табл. 2.1. Принимаем  $z_1 = 30$ .

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки.

Число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки определяется по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 \cdot U \leq 150.$$

$$z_2 = 30 \cdot 2,5 = 75 \leq 150.$$

Условие выполнено.

3. Уточняем передаточное отношение цепной передачи.

Уточненное передаточное отношение  $U$  определяется по формуле (3.3):

$$U = \frac{75}{30} = 2,5.$$

4. Предварительно определяем шаг цепи.

Шаг цепи  $t$  принимается по табл. 3.1, при этом угловая скорость  $\omega_1$  ведущей звездочки не должна превышать максимальное значение угловой скорости  $\omega_{\max}$  для данного шага цепи, т. е. должно выполняться условие  $\omega_1 \leq \omega_{\max}$ .

Принимаем шаг цепи  $t = 19,05$  мм.

5. Определяем окружную скорость цепи.

Окружная скорость  $V$  цепи определяется по следующей зависимости:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60},$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущей звездочки,  $\text{мин}^{-1}$ ,  $n_1 = 234,8 \text{ мин}^{-1}$ .

$$V = \frac{30 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 234,8}{60} = 2,23 \text{ м/с.}$$

6. Определяем межосевое расстояние.

Межосевое расстояние  $a$  определяется по формуле (3.5):

$$a = (30 \dots 50) \cdot 19,05 = 571,5 \dots 952,5 \text{ мм.}$$

Из полученного диапазона принимаем любое значение,  $a = 762 \text{ мм}$ .

7. Определяем необходимую ширину цепи.

Ширина  $b$  цепи определяется по следующей зависимости:

$$b \geq \frac{10K_3 \cdot P_1}{[P]_{10}},$$

где  $K_3$  – коэффициент эксплуатации;

$P_1$  – мощность на ведущей звездочке цепной передачи, кВт,  $P_1 = 4,58 \text{ кВт}$ ;

$[P]_{10}$  – допускаемая мощность, передаваемая 10 мм ширины ремня, кВт,  $[P]_{10} = 1,3 \text{ кВт}$  (см. табл. 3.2).

Коэффициент эксплуатации определяется по формуле

$$K_3 = K_{\text{д}} \cdot K_a \cdot K_{\Theta} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}},$$

где  $K_{\text{д}}$  – коэффициент динамичности, учитывающий характер нагрузки ( $K_{\text{д}} = 1,0$  – равномерная, спокойная нагрузка);

$K_a$  – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи ( $K_a = 1,0$  при  $a = (30 \dots 50)t$ );

$K_{\Theta}$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту ( $K_{\Theta} = 1,0$ , если угол наклона цепной передачи к горизонту  $\Theta \leq 60$ );

$K_{\text{рег}}$  – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи ( $K_{\text{рег}} = 1,0$  – натяжение цепи осуществляется перемещением оси одной из звездочек);

$K_{\text{с}}$  – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи ( $K_{\text{с}} = 1,3$  – при периодическом смазывании);

$K_{\text{реж}}$  – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток ( $K_{\text{реж}} = 1,25$  – двухсменная работа).

$$K_3 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 1,625.$$

Тогда

$$b = \frac{10 \cdot 1,625 \cdot 4,58}{1,3} = 57,25 \text{ мм.}$$

Далее по табл. 3.3 принимаем цепь с ближайшей большей шириной для выбранного шага цепи. Принимаем зубчатую цепь ПЗ-1-19,05-89-64,5, у которой  $b = 64,5$  мм.

8. Определяем число звеньев цепи.

Число звеньев цепи  $W$  определяется по формуле (3.7):

$$W = \frac{2 \cdot 762}{19,05} + 0,5 \cdot (30 + 75) + \frac{19,05}{762} \cdot \left( \frac{75 - 30}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 133,8.$$

Полученное значение округляем до целого числа. Принимаем  $W = 134$ .

9. Уточняем межосевое расстояние.

Уточненное межосевое расстояние  $a^*$  определяется по формуле (3.8):

$$a^* = \frac{19,05}{4} \left[ 134 - \frac{30 + 75}{2} + \sqrt{\left( 134 - \frac{30 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{75 - 30}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 764,1 \text{ мм.}$$

10. Определяем окончательное межосевое расстояние  $a$  по формуле (3.9), предварительно вычислив стрелу провисания  $f_{\text{ц}}$  по формуле (3.10):

$$f_{\text{ц}} = 0,003 \cdot 764,1 = 2,3 \text{ мм.}$$

Тогда

$$a = 764,1 - 2,3 = 761,8 \text{ мм.}$$

11. Проверяем цепь по числу ее ударов в секунду.

Проверка цепи производится по следующей зависимости:

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60W} \leq [v],$$

где  $[v]$  – допустимое значение числа ударов цепи,  $\text{с}^{-1}$ ,  $[v] = 50 \text{ с}^{-1}$  (см. табл. 2.7).

$$v = \frac{4 \cdot 30 \cdot 234,8}{60 \cdot 134} = 3,5 \text{ с}^{-1} \leq 50 \text{ с}^{-1}.$$

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью.

Окружная сила  $F_t$  определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{V},$$

где  $P_1$  – мощность на ведущей звездочке, Вт,  $P_1 = 4580$  Вт.

$$F_t = \frac{4580}{2,23} = 2053,8 \text{ Н.}$$

13. Определяем силу предварительного натяжения цепи.

Сила  $F_0$  предварительного натяжения цепи (провисания ведомой ветви) определяется по следующей зависимости:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a,$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания цепи ( $K_f = 6$  для наклонных передач с углом к горизонту до  $40^\circ$ );

$q$  – масса 1 м цепи (погонная масса), кг,  $q = 4,9$  кг (см. табл. 3.3);

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

$$F_0 = 6 \cdot 4,9 \cdot 9,81 \cdot 741,8 \cdot 10^{-3} = 213,9 \text{ Н.}$$

14. Определяем силу натяжения от действия центробежной силы.  
Сила натяжения  $F_{ц}$  от действия центробежной силы определяется по формуле (3.14):

$$F_{ц} = 4,9 \cdot 2,23^2 = 24,4 \text{ Н.}$$

15. Определяем силу натяжения ведущей ветви цепной передачи.  
Сила натяжения  $F_1$  ведущей ветви цепной передачи определяется по формуле (3.15):

$$F_1 = 2053,8 + 213,9 + 24,4 = 2292,1 \text{ Н.}$$

16. Определяем силу натяжения ведомой ветви цепной передачи.  
Сила натяжения  $F_2$  ведомой ветви цепной передачи определяется по формуле (3.16):

$$F_2 = 213,9 + 24,4 = 238,3 \text{ Н.}$$

17. Проверяем выбранную цепь на прочность.  
Проверка цепи на прочность сводится к определению коэффициента  $S$  запаса прочности цепи, который определяется по следующей зависимости:

$$S = \frac{F_p}{K_d F_t + F + F_{ц}} \geq [S],$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи, Н,  $F_p = 89000$  Н (см. табл. 2.4);  
 $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности цепи,  $[S] = 23,4$  (см. табл. 3.4).

$$S = \frac{89000}{1 \cdot 2053,8 + 213,9 + 24,4} = 38,8 \geq 23,4.$$

Условие выполнено, значит цепь выбрана верно.

18. Определяем нагрузку, действующую на вал от цепной передачи, по формуле

$$F_b = K_b \cdot F_t,$$

где  $K_b$  – коэффициент нагрузки,  $K_b = 1,15$  (см. табл. 2.9).

$$F_b = 1,15 \cdot 2053,8 = 2361,9 \text{ Н.}$$

19. Определяем диаметры делительной окружности ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры делительной окружности ведущей  $d_1$  и ведомой  $d_2$  звездочек определяются по формулам (3.19):

$$d_1 = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{30}} = 182,2 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{75}} = 454,9 \text{ мм.}$$

20. Определяем диаметры окружности выступов ведущей и ведомой звездочек.

Диаметры окружности выступов ведущей  $D_1$  и ведомой  $D_2$  звездочек определяются по следующим формулам:

$$D_1 = \frac{19,05}{\text{tg} \frac{180^\circ}{30}} = 181,2 \text{ мм;}$$

$$D_2 = \frac{19,05}{\text{tg} \frac{180^\circ}{75}} = 454,5 \text{ мм.}$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет: учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск: БГАТУ, 2014. – 372 с.
2. Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности: ГОСТ 21834–87 – Введ. 18.12.87. – Москва: Изд-во стандартов, 1988. – 16 с.
3. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Общие сведения о цепных передачах.....	4
2. Последовательность расчета цепной роликовой (втулочной) передачи.....	7
3. Последовательность расчета цепной зубчатой передачи.....	16
4. Пример расчета цепной роликовой передачи.....	23
5. Пример расчета цепной зубчатой передачи.....	29
Библиографический список .....	35