

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»

О.А.Чихачева, А.С.Лукьянов, В.А.Рябов, Л.А. Дмитриева

РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания к курсовому проектированию по курсу «Детали машин» для студентов, обучающихся по всем машиностроительным специальностям

Одобрено учебно-методическим советом университета

Москва
2011

Разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом ВПО 2000 г. для всех машиностроительных специальностей на основе рабочей программы дисциплины «Детали машин»

Работа подготовлена на кафедре «Детали машин и ПТУ»

Расчет цепных передач: методические указания / О.А.Чихачева, А.С.Лукиянов, В.А.Рябов, Л.А. Дмитриева. – 2-е изд. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011.- 22 с.

В методических указаниях приведена методика расчета цепной передачи: выбор типа цепной передачи, определение геометрических параметров, проверочные расчеты, особенности работы и монтажа. Рассмотрен пример расчета цепной передачи.

© О.А.Чихачева, А.С.Лукиянов,
В.А.Рябов, Л.А. Дмитриева, 2011

© МГТУ «МАМИ», 2011

Содержание

1. Общие сведения	4
2. Звездочки	5
3. Монтаж цепных передач.....	5
4. Смазка цепных передач	7
5. Динамические нагрузки при работе цепных передач.	7
6. Критерии работоспособности цепной передачи.....	8
7. Порядок расчета цепной передачи	8
8. Пример расчета цепной передачи	13
9. Основные размеры роликовых цепных передач.....	16
9.1.Размеры звездочек для однорядных и многорядных приводных цепей	168
9.2.Формулы для вычисления размеров для построения профиля зубьев звездочек.....	20
10. Список использованной литературы.....	22



1. Общие сведения

Цепные передачи применяются для передачи вращательного движения между параллельными валами при помощи гибкой связи. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и замкнутой цепи. Используются до 100 кВт, достаточно высокий к.п.д.: $\eta=0,92\dots 0,95$. Скорость цепи около 1 м/с (до 15 м/с). Рекомендуемое передаточное число для цепной передачи от 1,5 до 2,5 (иногда до 7, известны передачи со значительно большими передаточными числами).

Достоинства цепных передач: универсальность, простота, по сравнению с зубчатыми передачами они менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, обеспечивают более простую компоновку, допускают большие межцентровые расстояния. В сравнении с ременными цепные передачи имеют преимущества: отсутствие проскальзывания и постоянство среднего передаточного отношения, отсутствие предварительного натяжения и связанных с ним дополнительных нагрузок на валы и подшипники; передача большой мощности.

Недостатки цепных передач: неравномерность хода, возрастающая по мере уменьшения числа зубьев звездочек и увеличения шага звеньев; повышенный шум и износ цепи при неправильном выборе конструкции, неточном монтаже и плохом уходе; необходимость в смазке и устранении провисания холостой ветви по мере износа цепи.

По назначению цепи подразделяют на две группы: **приводные и тяговые**. В качестве приводных применяют **роликовые, втулочные и зубчатые цепи**. Основной геометрической характеристикой цепей является шаг - t , основная силовая характеристика — разрывное усилие, указывается в маркировке цепей в кН. Роликовые и втулочные цепи выпускаются в соответствии с **ГОСТ 13568-97**.

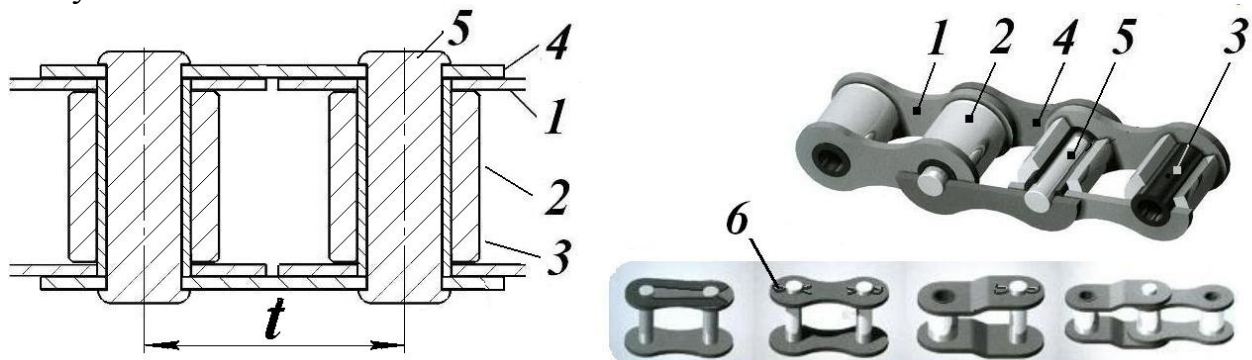


Рис. 1 . Цепь приводная роликовая однорядная: 1- внутреннее звено; 2 - ролик; 3 – втулка; 4 - наружное звено; 5 - валик (ось); 6 - шплинт; дополнительно показаны различные типы соединительных звеньев

2. Звездочки

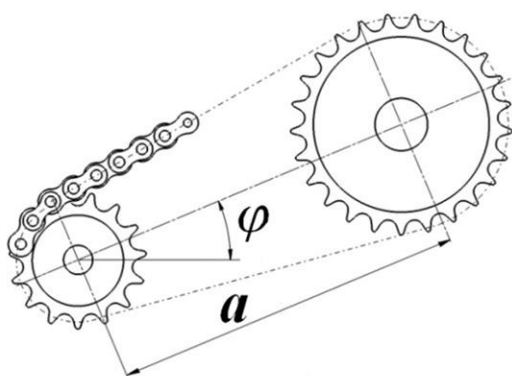
Для звездочек тихоходных передач применяют стальное литье и серые чугуны с твердостью рабочей поверхности зубьев **HB 320...430**, среднескоростные звездочки изготавливают из сталей **40** и **50** с закалкой и отпуском до твердости **HRC 45...50**.

Зубья приводных звездочек имеют профиль по **ГОСТ 591-89**, тяговые звездочки - по **ГОСТ 592-89** (рис.15). Профиль зубьев получается фрезерованием отдельно каждой впадины методом копирования. Для крупносерийного производства звездочек с небольшим шагом цепи возможна точная вырубка всего профиля в штампе.

3. Монтаж цепных передач

От качественного монтажа зависит надежность и долговечность работы цепной передачи. Излишнее натяжение цепи вызывает нагрузки, которые могут значительно превысить рабочее натяжение. Неточности монтажа приводят к распрессовке пластин цепи, возможно прокручивание валиков и втулок в проушинах пластин, увеличение износа шарниров цепи и зубьев звездочек.

Натяжение считается нормальным, если при межцентровом расстоянии звездочек $a=1000$ мм стрела провисания ведомой цепи составляет $f=40\pm 10$ мм при приложении силы 160 ± 10 Н. При увеличении или уменьшении межцентрового расстояния на каждые 100 мм стрела провисания соответственно увеличивается или уменьшается на 4 ± 1 мм. Для наклонных передач более 45° принимается нижняя граница указанных величин.



Расположение линии, соединяющей центры звёздочек может быть горизонтальным или наклонным: φ до 60° (рис.2). Близкое к вертикальному расположению звездочек возможно только с устройством для натяжения цепи, так как при провисании цепи возможно её соскакивание с нижней звездочки. По мере возможности надо устанавливать защиту цепей от

Рис.2.

загрязнения кожухом, картером, чехлом.

При монтаже цепной передачи: непараллельность валов и смещение венцов звездочек (отклонение от плоскостности) не более 0,2 мм на каждые 100 мм длины. Звездочки цепных передач по радиальному и осевому биению должны отвечать требованиям ГОСТ 591—89, ГОСТ 592-82: радиальное биение звездочек не более 0,3 мм.

Чрезмерное провисание холостой ветви ($f > 0,1a$) может вызвать соскакивание цепи со звездочек. Цепь, устанавливаемая на звездочках, должна быть отрегулирована на натяжение.

Способы натяжения цепей:

1. Перемещение опор ведущей звездочки (наиболее распространено) с помощью перемещения редуктора или приводного вала на пазах в основании винтового натяжного устройства (рис. 3)
2. Удаление двух звеньев (обязательно четное число т.к. цепь имеет замок) применяется при сильном вытягивании нерегулируемой цепи
3. Натяжная дополнительная подпружиненная звездочка (рис. 4)
4. Дополнительная плавающая звездочка (применяется очень редко)

На монтажном чертеже в курсовом проекте необходимо перечислить **технические требования к монтажу цепной передачи:**

1. Радиальное биение звездочек на валах не более 0,3/100 мм
2. Неплоскостность звездочек 0,1/100 мм
3. Допуск на межосевое расстояние указывается на чертеже (рекомендуется для $a = 700$ мм $\Delta a = \pm 0,45$,
 $a = 1000$ мм $\Delta a = \pm 0,55$
 $a = 1500$ мм $\Delta a = \pm 0,65$)
4. Допускаемая величина стрелы провисания $f \leq (0,01 \dots 0,03)a$

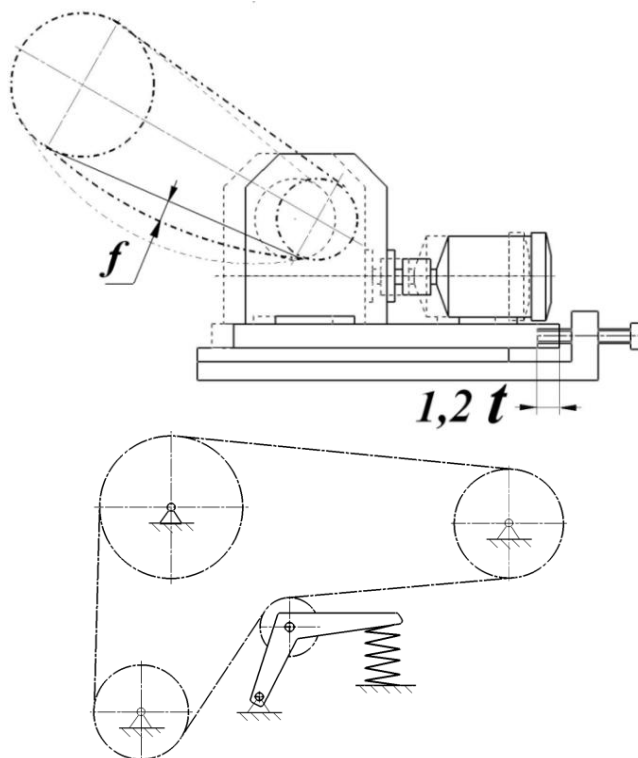


Рис. 3. Винтовое натяжное устройство

Рис. 4. Натяжение подпружиненной звездочкой

4. Смазка цепных передач

Наиболее распространенная – периодическая смазка, применяется в основном для тихоходных передач при скоростях до 2 м/с, для смазки используются: литол, консталин (цилиндровое масло, загущенное натриевыми мылами жирных кислот касторового масла). Смазка осуществляется погружением демонтированной цепи в нагретое масло для лучшего проникновения смазки внутрь шарниров. Капельная, картерная и циркуляционная смазка применяется реже, только для скоростных передач (масло – индустриальное 20, 30, 50). (Рис.5)

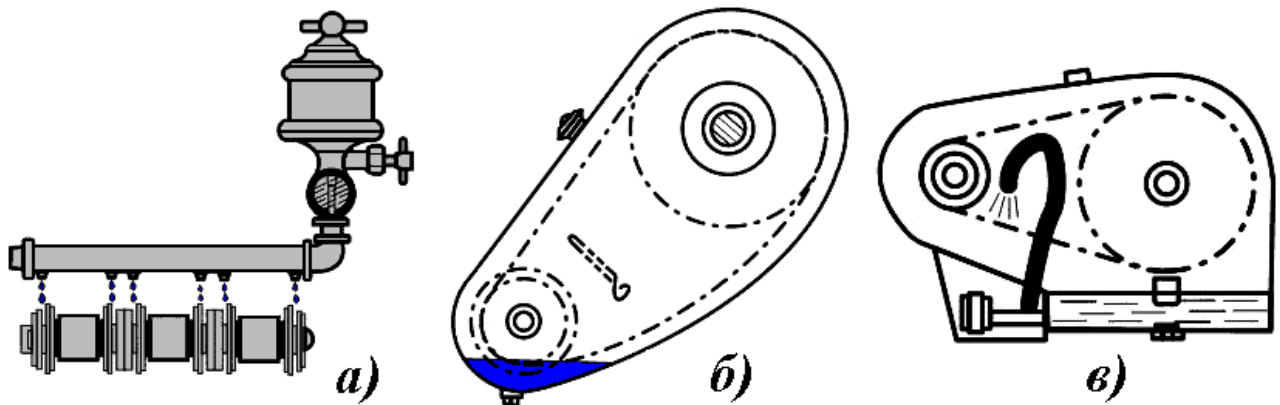


Рис. 5. Способы постоянной смазки высокоскоростных передач:

- а) капельная смазка — при скорости до 6 м/с;
- б) в масляной ванне — при скорости до 8 м/с;
- в) циркуляционная смазка — при скорости выше 8 м/с.

5. Динамические нагрузки при работе цепных передач.

Средняя скорость звена V при работе цепной передачи (рис.6, б).

При повороте звеньев в пределах шага t угол меняется $-\alpha$ до $+\alpha$, на участке φ (текущий угол поворота) = $-\alpha$ до 0^0 цепь движется с ускорением $a_{max} = \omega^2 \frac{d}{2} \sin \alpha$

На участке от $\varphi = 0^0$ до $+\alpha$ цепь движется с замедлением $a_{min} = -\omega^2 \frac{d}{2} \sin \alpha$

Полное ускорение за поворот на 1 шаг $a = |a_{max}| + |-a_{min}| = \omega^2 d \sin \alpha = \omega^2 t$

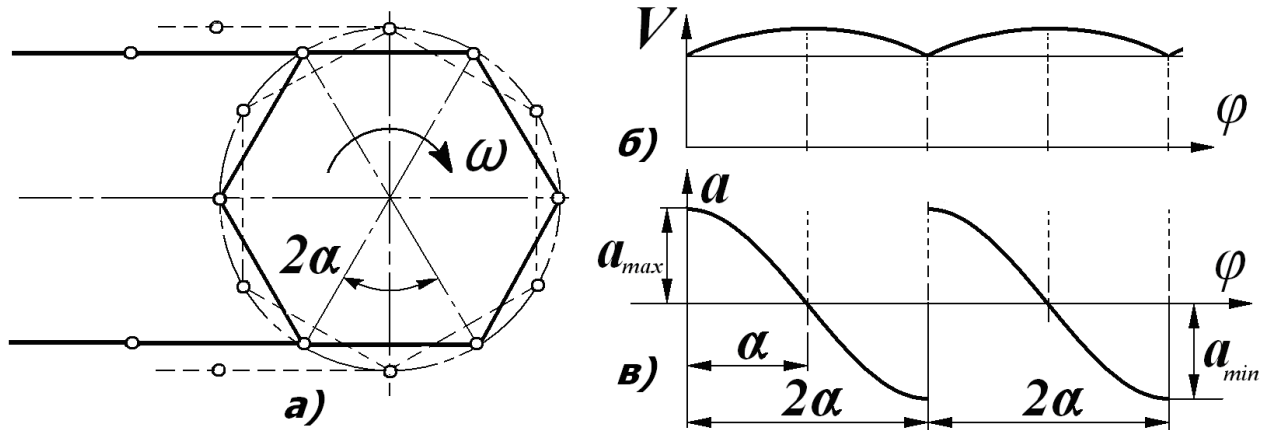


Рис. 6. а) схема цепной передачи;
б) график изменения скорости; в) график изменения ускорения

6. Критерии работоспособности цепной передачи.

1. Износ шарниров и зубьев звездочки.
2. Усталостные разрушения пластин и других деталей шарниров цепи.
3. Ослабление посадки валиков и втулок в пластинах, проворачивание в шарнирах.

Износ шарниров ведет к увеличению зазоров, и следовательно, к увеличению шага - цепь удлиняется, увеличиваются ударные нагрузки, возможно соскакивания цепи со звездочек. Износ шарниров ограничивает срок службы. Для приводных цепей принято оценивать сопротивление усталости пластин по расчетному давлению в шарнире. Проекция опорной поверхности шарнира пропорциональна шагу цепи. Это позволяет оценивать сопротивление усталости по эмпирическим формулам т.е. по опыту эксплуатации, при этом учитывается режим работы, число зубьев малой звездочки, шаг цепи, скорость, заданный срок службы, число рядов цепи ($m=1; 2; 3 \dots$ до 8). Сопротивление усталости для цепной передачи ориентировочно оценивается, по числу ударов звеньев цепи по зубьям звездочки U в единицу времени (за 1 секунду).

7. Порядок расчета цепной передачи

Исходные данные:

- момент на ведущей звездочке T_1, n_1, n_2
- передаточное число цепной передачи u
- режим нагружения
(в задании приведен блок нагружения).

$$T_2 = 0,8T_1; \quad T_3 = 0,4T_1; \quad t_{\text{бл}} = 7 \text{ час};$$

$$t_1 = 0,57t_{\text{бл}}; \quad t_2 = 0,28t_{\text{бл}};$$

$$t_3 = 0,15t_{\text{бл}}$$

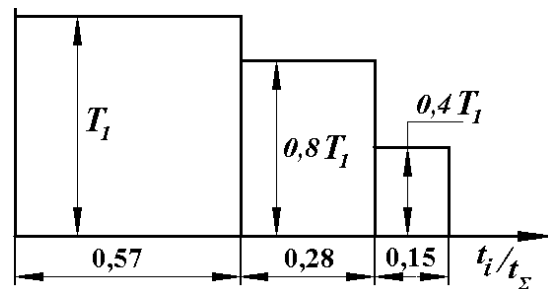


Рис.7. Пример режима нагружения

1) Определение числа зубьев ведущей звездочки $z_1 = (29...35) - 2u$.

Для увеличения срока службы цепи и для уменьшения динамических нагрузок целесообразно принимать большее число зубьев. В курсовом проектировании для уменьшения размеров предохранительной муфты принимаем число зубьев ведущей звездочки $z_1 \geq 15...25$.

2) Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 \cdot u < 120$

(во избежание циклической избирательной прирабатываемости для равномерного износа звездочек и цепи числа зубьев звездочек рекомендуется назначать из ряда простых чисел или нечетное, т.к. число шарниров цепи – четное число)

3) Корректирующий коэффициент K учитывает режим работы, смазку, условия и сменность работы, расположение к горизонту, способы натяжения и т.д.

$$K = \frac{K_d \cdot K_c \cdot K_k \cdot K_p}{K_z}$$

Рекомендуется $K < 3$. Если полученный $K > 3$, то надо менять условия работы, например сменность.

Таблица 1.

Коэффициент динамической нагрузки

Тип привода	K_d
Металлорежущие станки, насосы	1,25
Ленточные транспортеры	1,3...1,4
Цепные транспортеры	1,5...1,6
Прессы, вибраторы	1,7...1,9

Таблица 2.

Коэффициент, учитывающий число смен работы в сутки

Число смен работы передачи	1	2	3
K_c	1,0	1,25	1,45

4) Задаемся m - числом рядов цепи (однорядная, 2-х или 3-х рядная цепь), определяем расчетный шаг цепи. (Рис.8)

Назначая рядность цепи необходимо учитывать, что 2-х и 3-х рядные цепи в 1,5...2 раза тяжелее и в 4...5 раз дороже!!!

Определение величины коэффициента, учитывающего конструктивные особенности цепной передачи: $K_k = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$

Таблица 3.

Коэффициенты K_1, K_2, K_3, K_4

K_1	Регулировка межосевого расстояния:	Осуществляется перестановкой опор	1,0
		Не предусматривается	1,25
K_2	Коэффициент, учитывающий относительную величину межосевого расстояния	маленькое $a < 25t$	1,25
		оптимальное $a = (30 \dots 50)t$	1,0
		большое $a = (60 \dots 80)t$	0,9
K_3	Коэффициент, учитывающий наклон к горизонту	До 60°	1,0
		Свыше (не рекомендуется) 60°	1,25
K_4	Коэффициент, учитывающий условия смазки	Эпизодическая, консистентная	1,5
		Внутришарнирная	1,0
		В масляной ванне	0,8

Коэффициент влияния числа зубьев малой звездочки

$$K_z = 1 + 0,01 \cdot (z_1 - 17)$$

Коэффициент режима работы по заданному блоку нагружения

$$K_p = \sum \frac{t_i}{t_{\text{бл}}} \cdot \frac{T_i}{T_1}$$

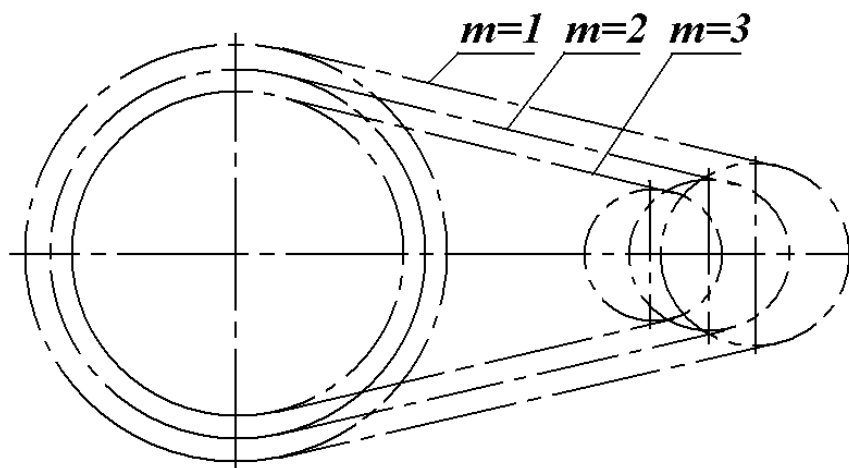


Рис.8. Сравнение относительных габаритов передачи при разном числе рядов цепи

5) Выбор шага цепи может зависеть от нескольких факторов:

а) если габариты передачи ничем не ограничены шаг цепи определяется расчетом на износостойкость:

$$t \geq (9.0 \dots 10.0) \sqrt[3]{\frac{T \cdot K}{z_1 \cdot m \cdot K_m}}$$

Таблица 4.

Коэффициент, учитывающий число рядов цепи

Число рядов цепи m	1	2	3
K_m	1	1,6	2,3

При этом наибольший допустимый шаг цепи ограничивается частотой вращения:

Таблица 5.

Максимальная частота вращения звездочки

$n_1, \text{ мин}^{-1}$	800	600	400	300
Шаг: t	25,4	31,75	38,1	50,8

б) шаг цепи может быть назначен в зависимости от заданного конструкцией межосевого расстояния:

$$t = (0,02 \dots 0,03)a$$

в) при проектировании часто необходимо ориентироваться на габариты привода - диаметр ведомой (большой) звездочки цепной передачи не должен превышать диаметр приводного барабана (или тяговых звездочек) транспортера, если это условие не выполняется по результатам расчета на износостойкость, то диаметр ведомой (большой) звездочки цепной передачи назначается $d_{02} = D_{\text{барабана}}$ и вычисляется шаг цепи:

$$t \approx \frac{\pi \cdot d_{02}}{u \cdot z_1}$$

Окончательно размеры цепи и шарниров приводят в соответствие с расчетом по ГОСТ 13568-97 по табл. 8, 9

$$\text{б) Давление в шарнирах цепи} \quad p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K}{z_1 \cdot t \cdot b_3 \cdot d \cdot m \cdot K_m} < [p]$$

Значение p должно находиться в пределах $0,6[p] < p < 1,05[p]$

Таблица 6

Допускаемое давление в шарнирах цепи.

Шаг t , мм	Допускаемое удельное давление $[p]$, МПа в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки, мин^{-1}					
	50	200	400	600	800	1000
12,7...15,875	35	31	28	26	24	22
19,05...25,4	35	30	26	23	21	19
31,75...38,1	35	29	24	21	18	16
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-

7) Оптимальное межосевое расстояние: $a=(30...50)t$

$$a_{\max}=80 \cdot t, \quad a_{\min} > (z_2 - z_1) \cdot \frac{t}{\pi},$$

8) Число звеньев цепи должно быть четное т.к. цепь соединяется замком и целое

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right) \cdot \frac{t}{a}$$

9) Уточняют после всех округлений межосевое расстояние

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

10) Стрела провисания ветвей цепи $f_1 = f_2 = 11,4t \cos \alpha$ (для контроля)

Допустимое значение провисания ветвей цепи $[f]=0,02a$ при горизонтальной цепной передаче. Для передач под наклоном более 45° , $[f]=(0,015...0,01)a$

11) Геометрические расчеты

Делительные диаметры звездочек
$$d_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

Диаметры окружностей выступов звездочек

$$D_o = t(0,5 + \operatorname{ctg}) \frac{180^\circ}{z}$$

12) Число ударов звеньев цепи (или число пробегов) $U = \frac{z_1 \cdot n_1}{15 \cdot W} < [U] \text{ с}^{-1}$

Таблица 7

Число ударов звеньев цепи

Шаг цепи t , мм	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
n_{\max} , мин ⁻¹	1000	900	800	630	500	400	300
$[U]$, с ⁻¹	45	35	30	25	20	15	12

13) Окружная сила на ведущей звездочке:

$$F_t = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{V} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot T_1}{z_1 \cdot P},$$

где скорость цепи: $V = P \cdot z_1 \cdot \omega_1 = \frac{P \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^4}$

14) Сила, действующая на вал: $F_R=(1,05...1,15)F_t$

Эта нагрузка достаточно большая, её необходимо учитывать в дальнейших расчетах вала и при подборе подшипников.

8. Пример расчета цепной передачи

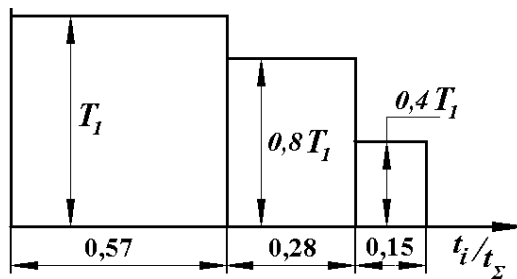
Цепь роликовая, расположена между редуктором и приводным валом цепного пластинчатого транспортера. Межосевое расстояние конструктивно не ограничено. Работа в одну смену. Расположение передачи под углом к горизонту менее 60° .

Исходные данные:

Крутящий момент на выходном валу редуктора $T_1 = 365$ Н·м

Частота вращения вала редуктора $n_1 = 66$ мин⁻¹

Частота вращения приводного вала $n_2 = 30$ мин⁻¹



Нагрузочный режим – переменный, при постоянной скорости, задан блоком нагружения с параметрами: $n_1 = const$;

Рис.9. Блок нагружения.

Решение:

1. Передаточное отношение для цепной передачи рекомендуется выбирать из интервала от 1,5 до 2,5

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{66}{30} = 2,2 = u$$

2. Число зубьев звездочек.

Малая (ведущая) звездочка для достижения наибольшей долговечности

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,2 = 24,6$$

Число зубьев звездочек должно быть целым, принимаем $z_1 = 25$

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 2,2 = 55$

Так как рекомендуется разноименное (пара четное-нечетное) число зубьев, принимаем по рекомендуемому ряду $z_2 = 56$

Фактическое передаточное число передачи: $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{25} = 2,24$

3. Корректирующий коэффициент

$$K = \frac{K_d K_\kappa K_\epsilon K_p}{K_z}$$

Рекомендуется изменить условия работы на более легкие, если полученный корректирующий коэффициент $K > 3$, например, межосевое расстояние, регулировку, смазку, наклон и т.д.

Здесь коэффициент динамический нагрузки для привода цепного транспортера $K_d=1,5$ (табл. 1)

Регулировка межосевого расстояния не предусматривается	$K_1 = 1,25$ (табл.4)
Межосевое расстояние предусматривает оптимальным $a=30 \cdot t$	$K_2 = 1$ (табл. 4)
Расположение передачи под углом меньше 60°	$K_3 = 1$ (табл. 4)
Смазка консистентная, регулярная	$K_4 = 1,5$ (табл.4)

Коэффициент, учитывающий конструктивные особенности передачи

$$K_K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 = 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 1,87$$

При односменной работе $K_c = 1$ (табл. 5)

Коэффициент режима работы по заданному блоку нагружения

$$K_p = \sum \frac{t_i}{t_{\text{бл}}} \cdot \frac{T_i}{T_1} = 0,57 \cdot 1 + 0,28 \cdot 0,8 + 0,15 \cdot 0,4 = 0,857$$

Коэффициент влияния числа зубьев малой звездочки

$$K_z = 1 + 0,01 \cdot (z_1 - 17) = 1,08$$

Получаем:

$$K = \frac{K_d K_K K_c K_p}{K_z} = \frac{1,5 \cdot 1,87 \cdot 1 \cdot 0,857}{1,08} = 2,23$$

4. Предварительно назначаем, имея ввиду, что 2-х и 3-х рядные цепи тяжелее в 1,5...2 раза, их стоимость в 4...5 раз выше соответственно, однорядную цепь, для которой число рядов $m = 1$ и коэффициент рядности $K_m = 1$.

5. Шаг цепи. Определяем требуемый шаг цепи:

$$t \geq (9,0 \dots 10,0) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{z_1 \cdot m \cdot K_m}} = 10,0 \cdot \sqrt[3]{\frac{365 \cdot 2,23}{25 \cdot 1 \cdot 1}} = 31,28 \text{ мм}$$

Принимаем цепь роликую однорядную ПР-31,75 – 89 ГОСТ 13568-75 с параметрами:

Шаг	$t = 31,75$ мм;
диаметр валика	$d = 9,55$ мм ;
диаметр ролика	$d_1 = 19,05$ мм;
расстояние между внутренними звеньями цепи	$b_3 = 19,05$ мм;
разрушающая нагрузка	8850 Н.

Проверка условия $n_1 \leq n_{\text{max}}$:

По табл. 6 - при $t = 31,75$ мм $n_{\text{max}} = 630 \text{ мин}^{-1} > n_1 = 66 \text{ мин}^{-1}$

6. Проверка давления в шарнире цепи

$$p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K}{z_1 \cdot t \cdot b_3 \cdot d \cdot m \cdot K_m} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10^3 \cdot 365 \cdot 2,23}{25 \cdot 31,75 \cdot 19,05 \cdot 9,53 \cdot 1 \cdot 1} = 35,39 \text{ МПа} \approx [p] = 35 \text{ МПа}$$

При $n < 50 \text{ мин}^{-1}$ для любого шага допускаемое давление (табл. 6) $[p] = 35 \text{ МПа}$. Полученное значение находится в пределах допустимых значений. Если превышение значительное, предпочтительнее увеличить шаг цепи. Применение двухрядной или трехрядной цепи нецелесообразно в связи с незначительным уменьшением габаритов передачи при значительно большей стоимости (многорядные цепи дороже в 4...5 раз, чем однорядная цепь).

7. Межосевое расстояние (предварительно)

$$a = (30 \dots 50) t = 30 \cdot 31,75 = 960 \text{ мм}$$

8. Число звеньев цепи

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{25 + 56}{2} + \frac{2 \cdot 960}{31,75} + \left(\frac{56 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{31,75}{960} = 108,8$$

Принимаем число звеньев цепи $W = 110$ (обязательно - четное число)

Длина цепи в метрах

$$L = \frac{W \cdot t}{1000} = \frac{110 \cdot 31,75}{1000} = 3,49 \text{ м}$$

9. Расчетное межосевое расстояние

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

$$= \frac{31,75}{4} \left[\left(110 - \frac{25 + 56}{2} \right) + \sqrt{\left(110 - \frac{25 + 56}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{56 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 1093 \text{ мм}$$

Скорость цепи $V = \frac{z_1 n_1 t}{6 \cdot 10^4} = \frac{25 \cdot 66 \cdot 31,75}{6 \cdot 10^4} = 0,875 \text{ м/с}$

10. Стрела предварительного провисания цепи

$$f_1 = f_2 = 11,4 \sqrt{l^3} \cos \varphi = 11,4 \sqrt{1,093^3} \cos 45^\circ = 13,1 \text{ мм}$$

Здесь длина ветви цепи принята $l \approx a$

Монтажное межосевое расстояние

$$a_m = a - \frac{3(f_1 + f_2)^2}{4a} = 1093 - \frac{3(13,1 + 13,1)^2}{4 \cdot 1093} = 1092,5 \text{ мм}$$

11. Геометрические расчеты.

Диаметр делительных окружностей звездочек

$$d_{\partial 1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 253,32 \text{ мм}$$

$$d_{\partial 2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{56}} = 566,26 \text{ мм}$$

Диаметр окружностей выступов звездочек

$$D_{e1} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} \right) = 31,75 \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} \right) = 267,20 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 31,75 \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{56} \right) = 581,20 \text{ мм}$$

Наибольшая хорда (контрольный размер) малой звездочки при профиле зубьев без смещения дуг (рис.13).

$$L_x = d_{\partial 1} \cos \frac{90^\circ}{z_1} - 2r = 253,32 \cdot \cos \frac{90^\circ}{25} - 2 \cdot 9,62 = 233,58 \text{ мм}$$

Профилирование зубьев звездочек: см. рис.11 и рис.12, табл. 11.

12. Число ударов звеньев в единицу времени

$$U = \frac{z_1 n_1}{15 \cdot W} = \frac{25 \cdot 66}{15 \cdot 110} = 1 \text{ с}^{-1} < [U] = 25 \text{ с}^{-1} \text{ (табл. 6)}$$

13. Окружная сила на ведущей звездочке

$$F_t = \frac{T_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot V} = \frac{365 \cdot 66}{9,55 \cdot 0,875} = 2882,87 \text{ Н}$$

14. Нагрузка на валы передачи

$$F_R = (1,15 \dots 1,20) F_t = 1,15 \cdot 2882,87 = 3315,3 \text{ Н}$$

9. Основные размеры роликовых цепных передач

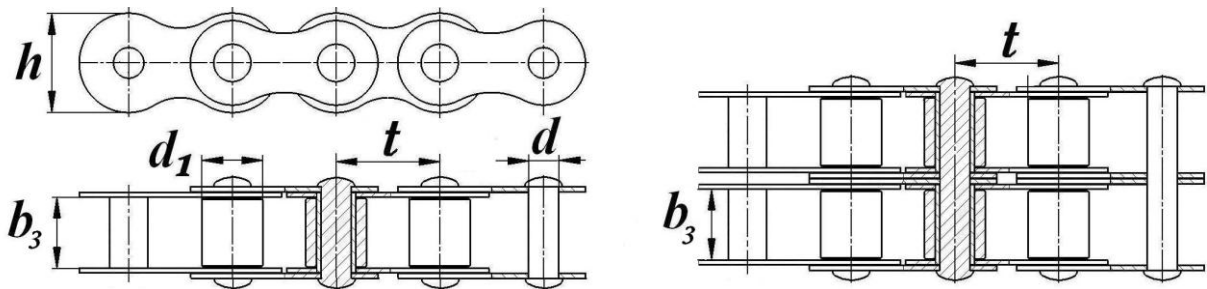


Рис.10. Цепь роликовая однорядная и двухрядная

Таблица 8

Цепи роликовые однорядные (размеры в мм) по ГОСТ 13568-97

Обозначение	t шаг	b_3 Расстояние между внутренними пластинами	d Диаметр валика	d_1 (Диаметр ролика)	H	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1м цепи, кг
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	23	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	60	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	89	3,8
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	127	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	227	9,7

Таблица 9

Цепи роликовые двухрядные (размеры b_1 , d , d_1 , d_4 , h см. в таблице 1)

Обозначение	t - шаг, мм	A , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1м цепи, кг
2ПР - 15,875 - 45,4	15,875	16,59	45,5	1,9
2ПР - 19,05 - 64	19,05	22,78	64	3,5
2ПР - 25,4 - 114	25,4	29,29	114	5,0
2ПР - 31,75 - 177	31,75	35,76	177	7,3
2ПР - 38,1 - 254	38,1	45,44	254	11,0
2ПР - 44,45 - 344	44,45	48,87	344	14,4
2ПР - 50,8 - 453,6	50,8	58,55	453,6	19,1

Пример обозначения цепей и комплектующих изделий по ГОСТ13568—97:

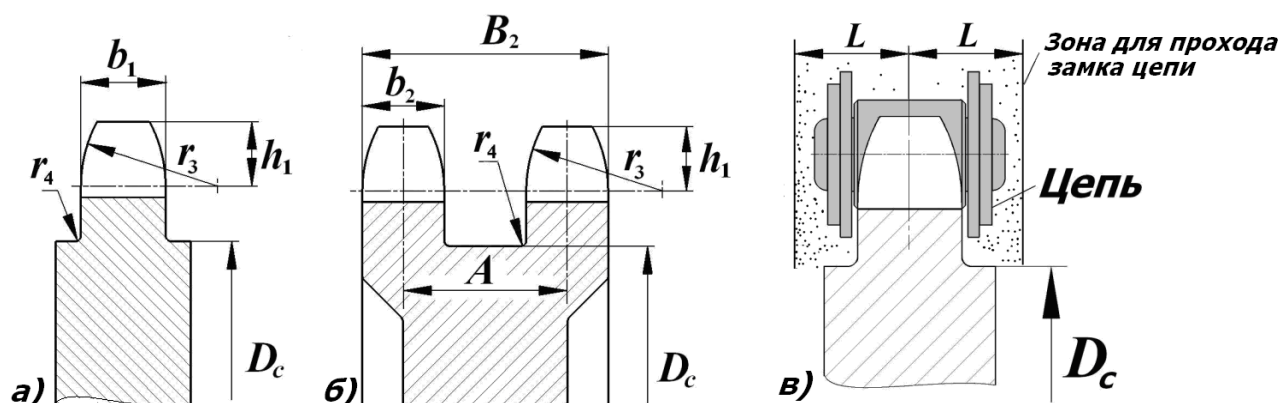
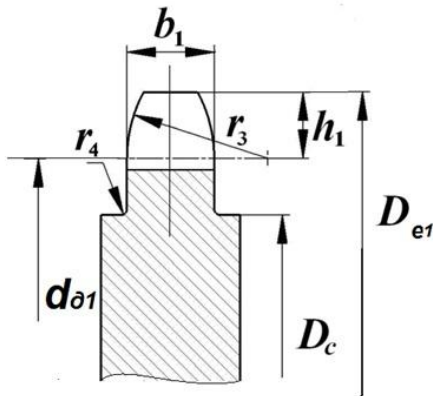
Цепь приводная роликовая однорядная с шагом 19,05 мм с разрушающей нагрузкой 31,8 кН: **Цепь ПР-19,05-31,8 ГОСТ 13568—97**

Рис. 11. Звездочки для цепных передач: а) однорядная; б) двухрядная; в) резервирование свободного пространства для движения замка цепи.

Таблица 10

9.1.Размеры звездочек для однорядных и многорядных приводных цепей.

Параметр		Расчетная формула
Радиус закругления зуба (наименьший)		$r_3 = 1,7 \cdot d_1$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений		$h_1 = 0,8 \cdot d_1$
Диаметр обода (наибольший) D_c		$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3 \cdot h$
Радиус закругления r_4	при шаге $t < 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм
	при шаге $t > 35$ мм	$r_4 = 2,5$ мм
Ширина зуба звездочки	однорядной b_1	$b_1 = 0,93 \cdot b_3 - 0,15$ мм
	двухрядной и трехрядной b_2	$b_2 = 0,90 \cdot b_3 - 0,15$ мм
	многорядной b_n	$b_n = 0,86 \cdot b_3 - 0,30$ мм
Ширина венца многорядной звездочки	B_n	$B_n = (n-1) \cdot A + b_n$



Размеры для приближенного построения профиля зуба звездочки d_1 , h , b_3 берутся из табл. 8, размеры $d_{\delta 1}$ и D_{e1} берутся из расчетов (см. пункт 11)

Рис. 12. Приближенное изображение профиля зуба звездочки.

Особенность конструкции: цепи соединяются замком, поэтому обычно принимается четное число звеньев. Для получения нечетного числа звеньев используются специальные замки.

Рядом со звездочками для прохода замка необходимо предусмотреть свободную зону размером по ширине и высоте $L \approx 0,33 \cdot t$ (рис.11,в)

ГОСТ 591-89 устанавливает два профиля зубьев звездочек: без смещения центров дуг впадин (для высокоскоростных и реверсивных передач); со смещением центров дуг впадин (применяется для неревесивных передач при скорости цепи менее 10 м/с).

Метод расчета и построение профиля зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей:

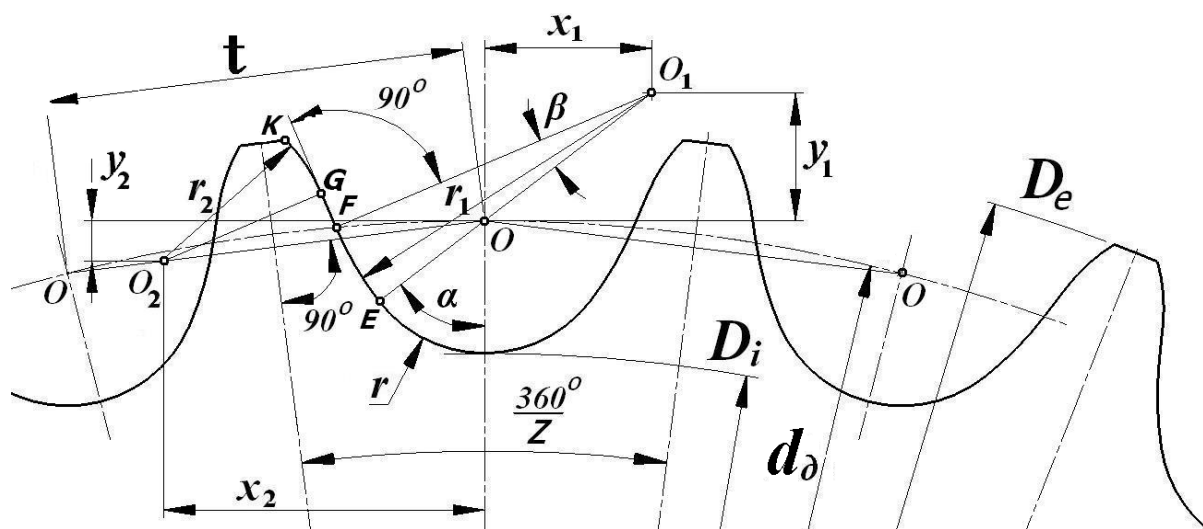


Рис. 13. Схема построения профиля зубьев без смещения центров дуг впадин.

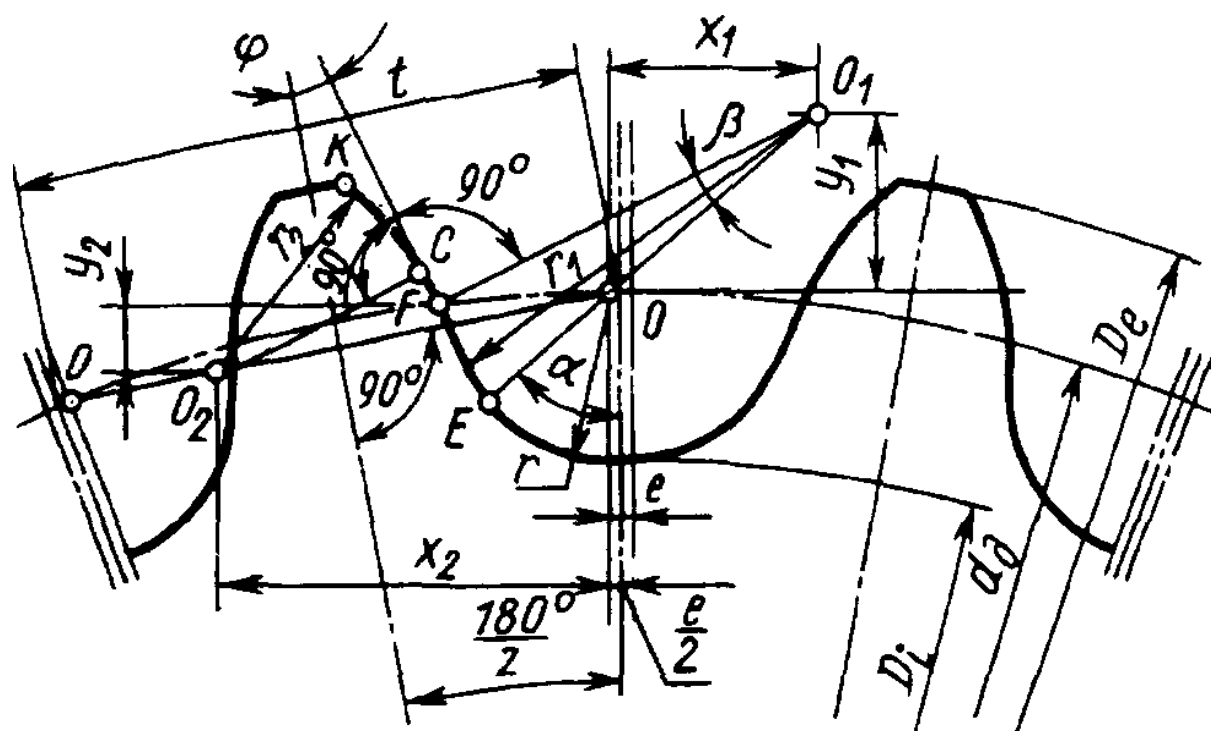


Рис. 14. Схема построения профиля зубьев со смещением центров дуг впадин.

**9.2. Формулы вычисления размеров для построения
профиля зубьев звездочек.**

Параметры	Расчетные формулы					
Геометрическая характеристика зацепления λ	для роликовых цепей: $\lambda = \frac{t}{d_1}$					
Диаметр делительной окружности d_o	$d_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}$					
Радиус впадины	$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 \text{ мм}$					
Диаметр окружности выступов D_e	$D_e = t \cdot \left(K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$					
Коэффициент высоты зуба K	λ	1,4...1,5	1,5...1,6	1,6...1,7	1,7...1,8	1,8...2,0
	K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_o - 2 \cdot r$					
Радиус сопряжения r_1	$r_1 = 0,8 \cdot d_1 + r = 1,3025 \cdot d_1 + 0,05 \text{ мм}$					
Радиус головки зуба r_2	$r_2 = d_1 \cdot (1,24 \cdot \cos \varphi + 0,8 \cdot \cos \beta - 1,3025) - 0,05 \text{ мм}$					
Половина угла впадины α	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$					
Угол сопряжения β	$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$					
Половина угла зуба φ	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 90^\circ - \frac{180^\circ}{z} - (\alpha + \beta)$					
Прямой участок профиля FG	$FG = d_1 \cdot (1,24 \cdot \sin \varphi - 0,8 \cdot \sin \beta)$					
Смещение центров дуг впадин e	$e = 0,03 \cdot r$					
Расстояние между центрами дуги впадины и дуги головки зуба OO_2	$OO_2 = 1,24 \cdot d_1$					
Координаты точки O_1	$x_1 = 0,8 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha; \quad y_1 = 0,8 \cdot d_1 \cdot \cos \alpha$					
Координаты точки O_2	$x_2 = 1,24 \cdot d_1 \cdot \cos \frac{180^\circ}{z}; \quad y_2 = 1,24 \cdot d_1 \cdot \sin \frac{180^\circ}{z}$					

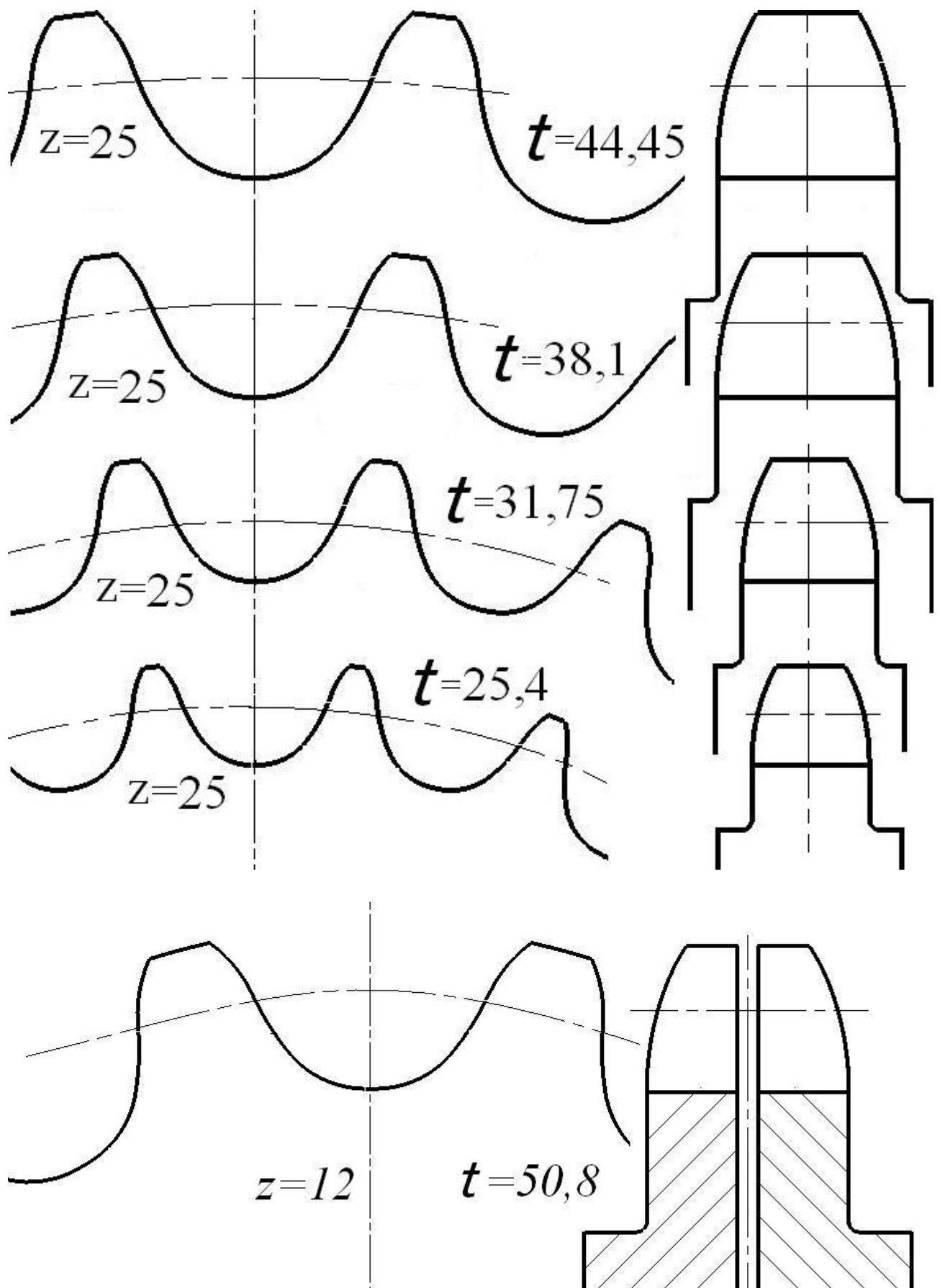


Рис. 15. Профиль зубьев звездочек (изображается на чертеже в масштабе 1:1)

10. Список использованной литературы

- 1.Анурьев В.И. справочник конструктора–машиностроителя, том 2, «Машиностроение», 1978
- 2.Готовцев А.А. и др. Проектирование цепных передач. Справочник, «Машиностроение». 1973.
- 3.Колодий Ю.К., Цепные передачи, методические указания, МАМИ, 1982.
- 4.Решетов Д.Н. Детали машин. «Машиностроение». 1974.
- 5.Справочник металлиста. Том 1. «Машиностроение» 1976.

Учебное издание

Чихачева Ольга Анатольевна
Лукьянов Александр Сергеевич
Рябов Владимир Анатольевич
Дмитриева Людмила Александровна

РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

*Под редакцией авторов
Оригинал-макет подготовлен редакционно-издательским отделом
МГТУ «МАМИ»*

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на 2011 г.

Подписано в печать 2011. Формат 60х90 1/16. Бумага 80 г/м²

Гарнитура «Таймс». Ризография. Усл. печ. л.
Тираж 200 экз. Заказ №

МГТУ «МАМИ»
107023, г. Москва, Б. Семеновская ул., 38.