



Лекция 2

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. ГЕОМЕТРИЯ И КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАЧИ. УСТРОЙСТВО ЦЕПИ И ЗВЕЗДОЧЕК

План лекции:

1. Основная характеристика цепных передач.
2. Конструкция основных элементов.
3. Силы, возникающие в цепных передачах.
4. Практический расчет цепной передачи.

1. Основная характеристика цепных передач

Принцип действия и сравнительная оценка.

- Цепная передача изображена на (рис.15.1а,б).

Она основана на зацеплении цепи 1 и звездочек 2.

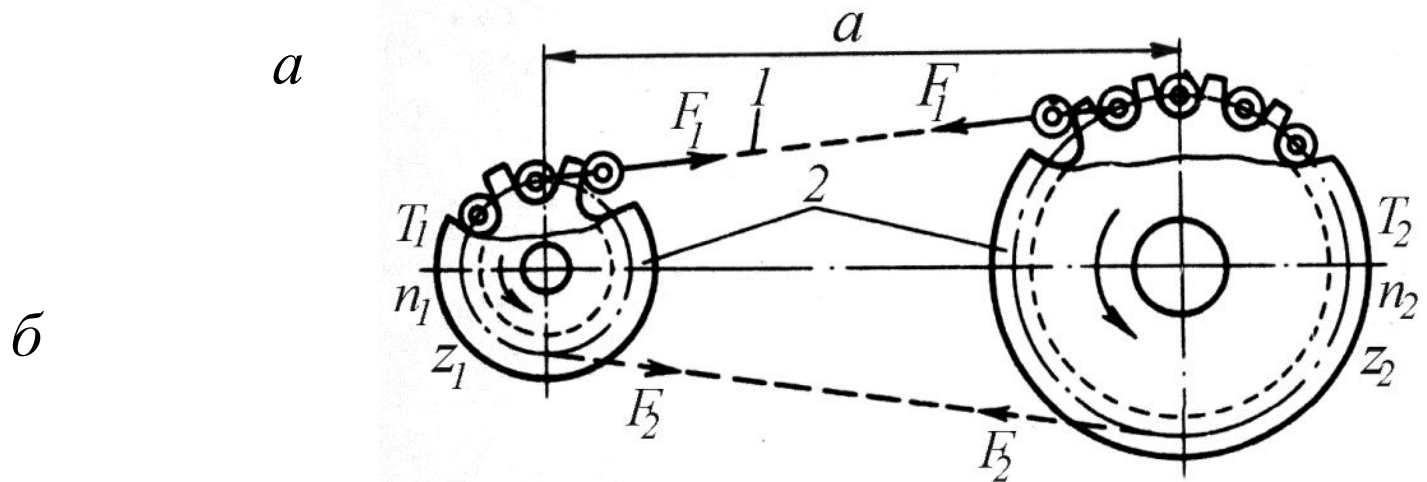


Рис. 15.1



Принцип зацепления, а не трения, а также **повышенная прочность стальной цепи** по сравнению с **ремнем позволяют** передавать цепью при прочих равных условиях **большие нагрузки** (однако меньшие, чем зубчатыми колесами).

Отсутствие **скольжения и буксования** обеспечивает **постоянство передаточного отношения** (среднего за оборот) и возможность работы при значительных кратковременных перегрузках.

Принцип зацепления не требует предварительного **натяжения цепи**, в связи с чем уменьшается нагрузка **на валы и опоры**. **Угол обхвата звездочки цепью** не имеет столь решающего значения, **как угол обхвата шкива ремнем**.

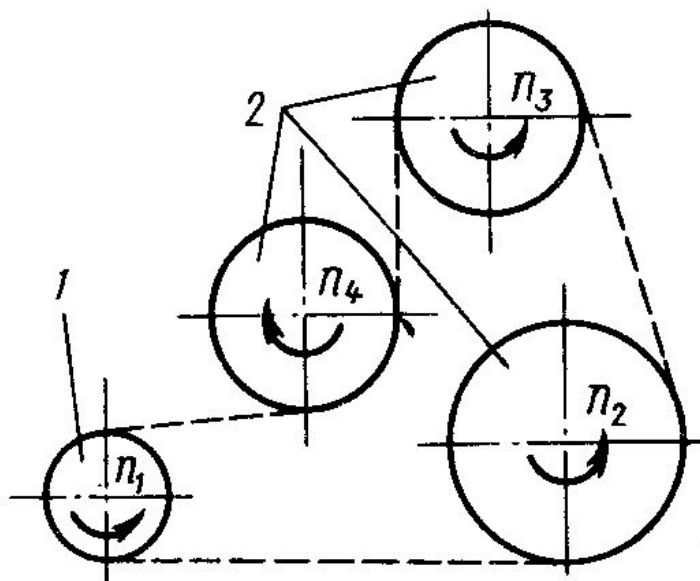


Рис. 15.2

Поэтому цепные передачи могут работать **при меньших межосевых расстояниях** и **при больших передаточных отношениях**, а также передавать мощность от одного ведущего вала **1** нескольким ведомым **2** (рис. 15.2).

Цепные передачи имеют и недостатки.

Основной причиной этих **недостатков** является то, что цепь состоит из отдельных жестких звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по **многоугольнику**.

С этим связаны **износ шарниров цепи, шум и дополнительные динамические нагрузки**, необходимость организации **системы смазки**.

Область применения.

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения **от одного ведущего вала нескольким ведомым** в тех случаях, когда **зубчатые передачи неприменимы**, а **ременные недостаточно надежны**.

Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном (рис. 15.3), транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах.

Они могут работать в диапазонах:

$$P = 5000 \text{ кВт}; v = 35 \text{ м/с}; i = 10; a = 8 \text{ м}.$$

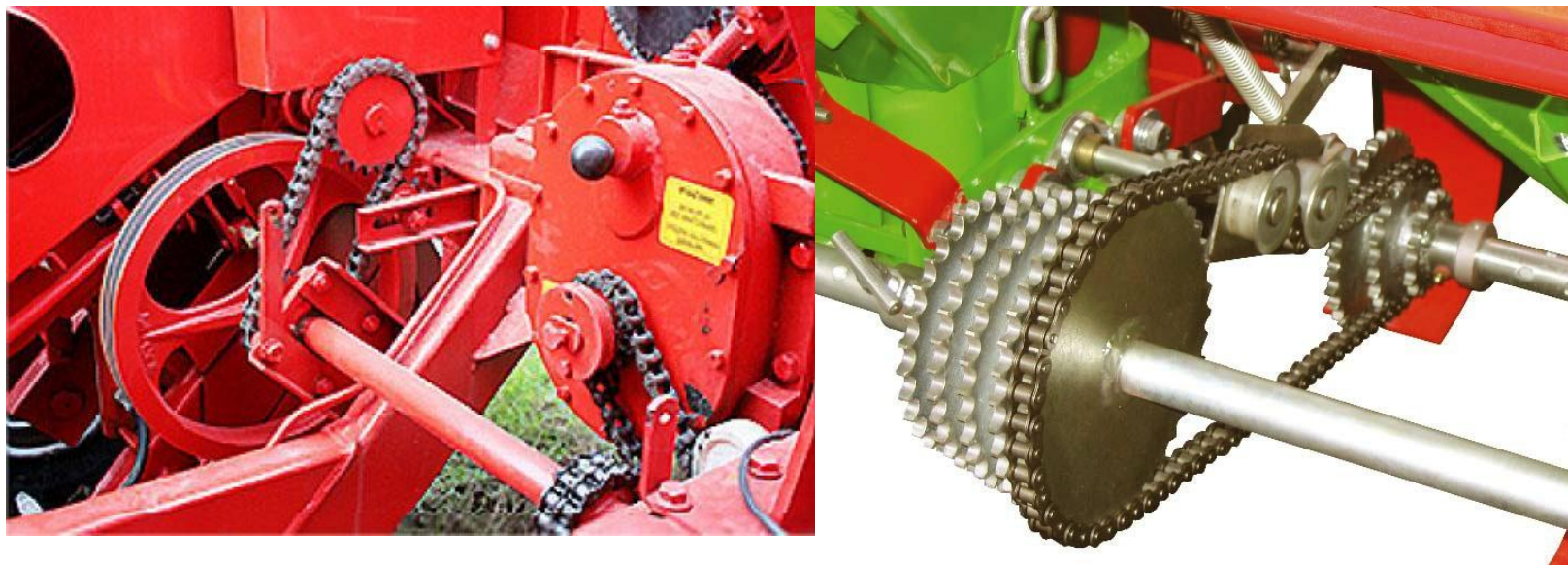


Рис. 15.3

Основные характеристики

Мощность

$$P = F_t v \quad (15.1)$$

Современные цепные передачи применяют в диапазоне мощностей от долей до нескольких тысяч киловатт. Наибольшее распространение получили передачи **до 100 кВт**, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой.

Скорость цепи и частота вращения звездочки

$$v = n z p_{\text{ц}} / 60 \quad (15.2)$$

где z — число зубьев звездочки; $p_{\text{ц}}$ — шаг цепи, **м**;

n — частота вращения звездочки, **мин⁻¹**.

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны **износ, шум и динамические нагрузки** привода.

Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с v до 15 м/с и n до 500 мин⁻¹. Однако встречаются передачи с n до 3000 мин⁻¹. При быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

Передаточное отношение

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \quad (15.3)$$

Распространенные значения i до 6. При больших значениях i становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

К.п.д. передачи. Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов.

При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Среднее значение к.п.д. $\eta \approx 0,96...0,98$.

Цепная закрытая $\eta \approx 0,95...0,97$

Цепная открытая $\eta \approx 0,90...0,95$

Межосевое расстояние и длина цепи.

Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками (30...50 мм):

$$a_{\min} = (d_{a1} + d_{a2})/2 + (30...50) \quad (15.4)$$

где d_a — наружный диаметр звездочки.

По соображениям долговечности цепи на практике рекомендуют принимать

$$a = (30...50)p_{\text{ц}} \quad (15.5)$$

Нижние значения для **малых** $i \approx 1...2$ и верхние для больших $i \approx 6...7$.

Длина цепи, **выраженная в шагах** или **числом звеньев цепи**,

$$L_p = \frac{2a}{p_{\text{ц}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_{\text{ц}}}{a} \quad (15.6)$$

Эта формула выводится аналогично формуле для длины ремня и является приближенной. Значение L_p **округляют до целого числа**, которое желательно **брать четным**, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Для принятого значения L_p уточняют значение a . Из формулы (15.6) имеем

$$a = \frac{p_y}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (15.7)$$

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи.

Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшать примерно на $(0,002...0,004)a$.

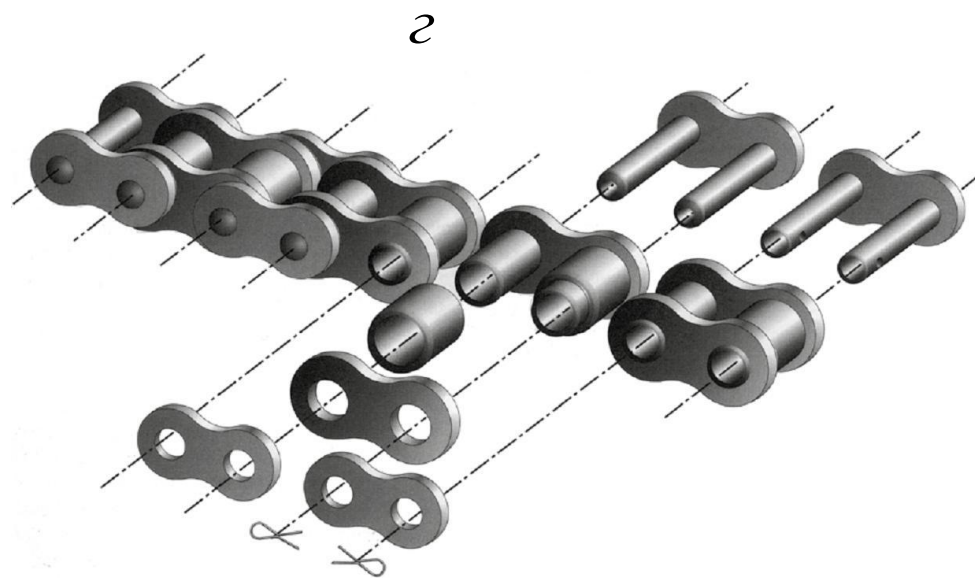
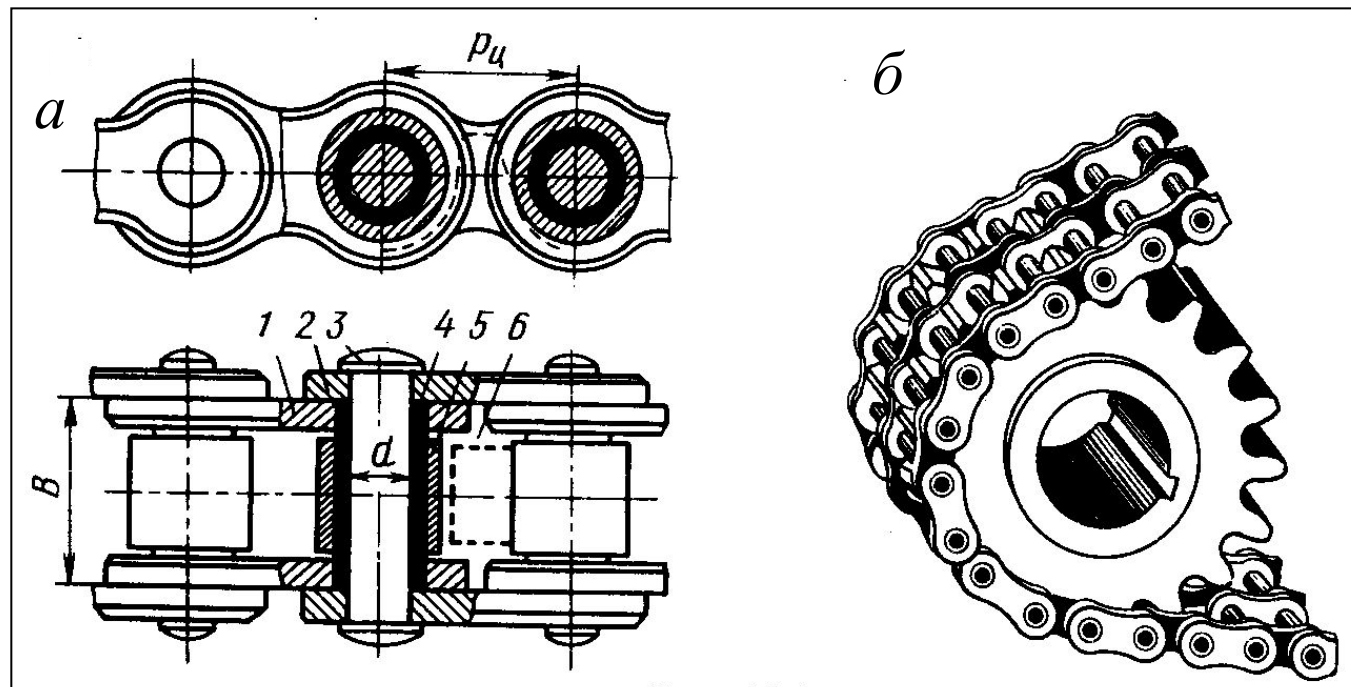
Длина цепи увеличивается по мере **износа шарниров**, поэтому в конструкции должны быть предусмотрены **специальные устройства для регулирования провисания цепи**. Обычно это достигается **перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек**.

2. Конструкция основных элементов

Приводные цепи. Основными типами современных приводных цепей являются **шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые цепи.**

Они стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами. Главными характеристиками цепи являются **шаг, ширина и разрушающая нагрузка.**

Роликовая цепь изображена на рис. 15.4, *а* – **однорядная**, на рис. 15.4, *б* – **двухрядная**, 15.4, *в* – **трехрядная.**





Здесь **валик 3** запрессован в отверстие внешнего **звена 2**, а **втулка 4** — в отверстие **внутреннего звена 1**. Втулка на валике и ролик **5** на втулке могут свободно поворачиваться. Зацепление цепи с зубом **звездочки 6** происходит через ролик.

Применение втулки позволяет **распределить нагрузку по всей длине валика** и этим уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу частично **заменяет трение скольжения трением качения**, что снижает износ зубьев.



Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает ее износ.

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях до **20 м/с**.

Наряду с однорядными изготавливают **двух-, трех- и четырехрядные** цепи (рис. 15.4, б, в).

Их собирают из тех же элементов, только **валик** проходит через все ряды.

Многорядные цепи позволяют **увеличивать нагрузку почти пропорционально числу рядов**.



Такие цепи применяют при **больших нагрузках** в сочетании **с высокой скоростью**:

В этих случаях нецелесообразно применять **однорядные тяжелые цепи с большим шагом** из-за **больших динамических нагрузок**.

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но у них нет **ролика 5**. Вследствие этого **износ цепи и звездочек увеличивается**, но **снижаются масса и стоимость цепи**.

Зубчатые цепи (рис. 15.5, а, б) состоят из набора пластин с двумя зубообразными выступами.

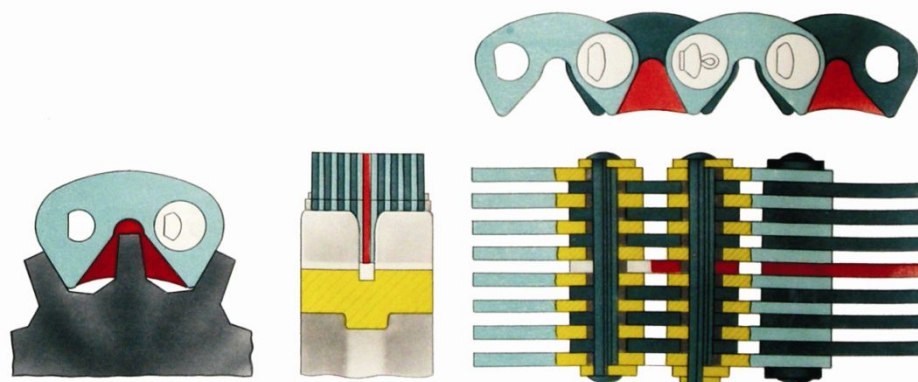
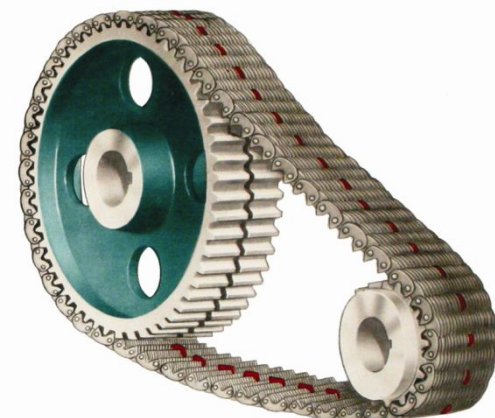
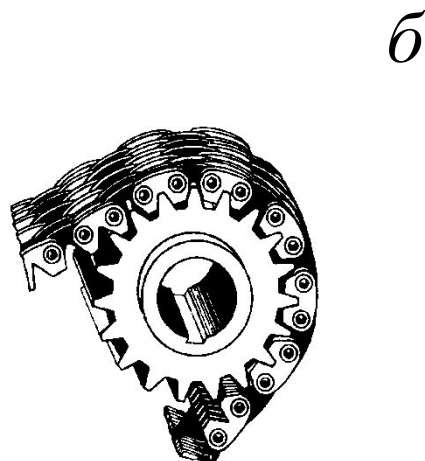
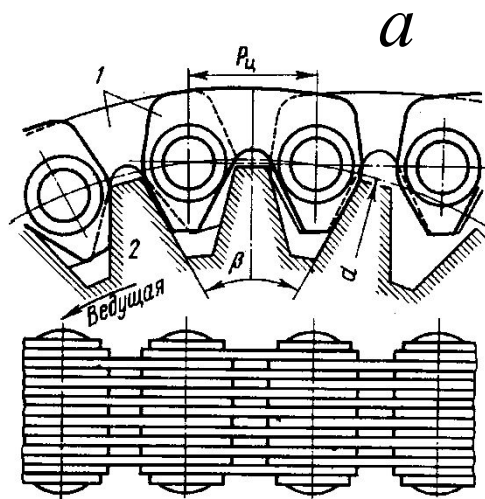


Рис. 15.5



Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцовыми плоскостями.

Угол вклинивания β принят равным 60° . Конструкция зубчатых цепей позволяет изготавливать их широкими и передавать большие нагрузки.

Зубчатые цепи работают плавно, с меньшим шумом. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях — до 35 м/с .

Известные зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров.

Совершенствование шарниров направлено на уменьшение износа и потерь на трение.

Применяют шарниры скольжения (рис. 15.6, а) и шарниры качения (рис. 15.6, б). В шарнирах скольжения вкладыши 1 и 2 пронизывают пластины по всей ширине цепи.

При этом вкладыш 1 закреплен в пластинах Б, а вкладыш 2 — в пластинах А.

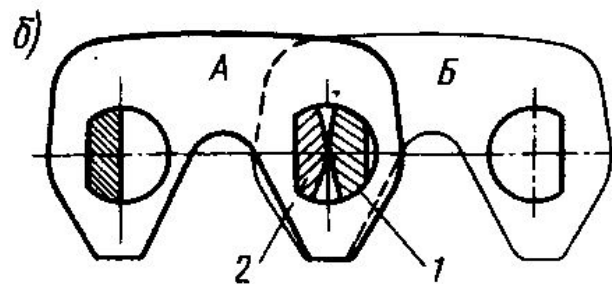
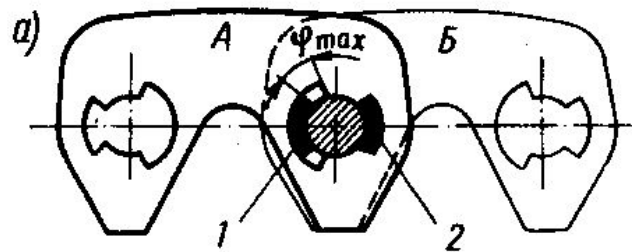


Рис. 15.6

Шарнир допускает поворот пластины в одну или в обе стороны на $\phi_{\max}$. Обычно $\phi_{\max} = 30^\circ$. Значение угла $\phi_{\max}$ ограничивает минимальное число зубьев звездочки по условию $Z_{\min} =$

$$360/\phi_{\max} = 12$$

Шарниры качения не имеют валика.

Их изготавливают с двумя сегментными вкладышами 1 и 2.

При повороте звеньев вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить КПД передачи и долговечность цепи.

Шарниры качения разработаны сравнительно недавно. Они быстро завоевали признание.

Зубчатые цепи с шарнирами качения стандартизованы (ГОСТ 13552—81).

Звездочки приводных цепей.

По конструкции они во многом подобны зубчатым колесам (см. рис. 15.1). Делительная окружность звездочки d проходит через центры шарниров цепи.

Диаметр этой окружности определяется равенством (рис. 15.7)

$$d = p_{\text{ц}} / \sin(\pi / z) \quad (15.8)$$

Формула (15.8) справедлива и для звездочек зубчатых цепей.

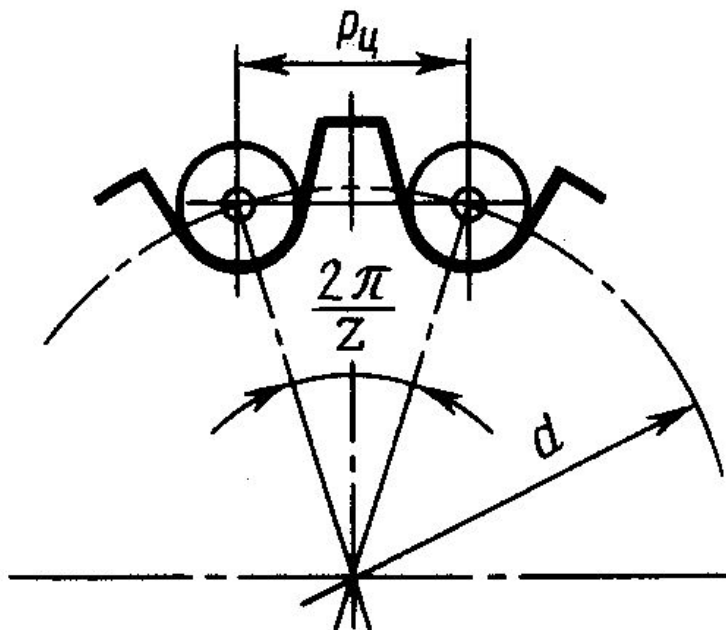


Рис. 15.7



Конструкция зубчатых цепей такова, что делительный диаметр звездочки больше ее наружного диаметра (см. рис. 15.5).

Профиль и размеры зубьев звездочек зависят от типа и размеров цепи. Для стандартных цепей все размеры зубьев звездочек стандартизованы. У звездочек зубчатых цепей форма рабочего участка профиля прямолинейна (см. рис. 15.5).

Роликовые и втулочные цепи могут зацепляться с зубьями различного профиля: выпуклым, прямолинейным и вогнутым (**рис. 15.8, а, б, в**).

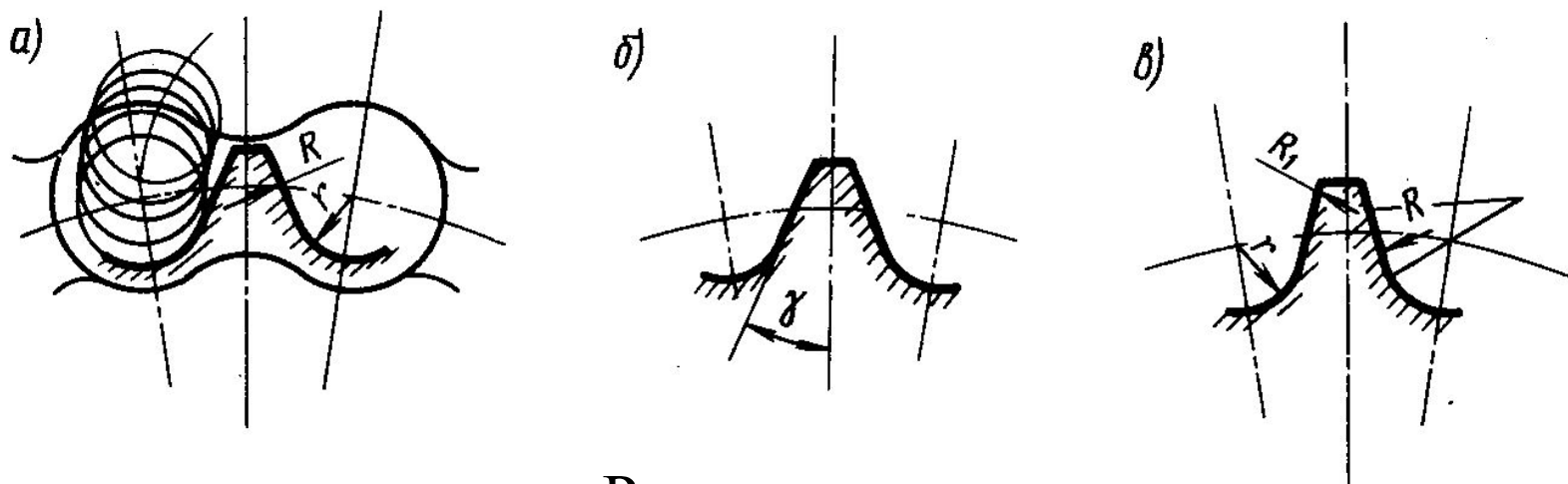


Рис.
15.8

Вогнутым выполняют только основной **нижний участок профиля**. У вершины зуб имеет **скругленную выпуклую форму**, а в **средней части** — небольшой **прямолинейный переходный участок**.



Такая форма зуба позволяет изготавливать его методом обкатки, что повышает производительность и точность.

Вогнутый профиль (рис. 15.8, в) в настоящее время принят за основной. Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

Качество профиля в значительной степени определяется значением угла профиля γ (рис. 15.8, для выпуклого и вогнутого профилей изменяется по высоте зуба).



При **увеличении γ** уменьшается **износ зубьев** и **шарниров**, связанный с перемещениями шарниров по профилю зуба в процессе зацепления.

С другой стороны, **увеличение γ** приводит к **усилению удара шарниров** при входе **в зацепление**, а также к увеличению натяжения холостой ветви цепи.

Более благоприятным в этом отношении является также **вогнутый профиль**.

Материалы цепей и звездочек.

Цепи и звездочки должны быть стойкими против **износа и ударных нагрузок**. По этим соображениям большинство цепей и звездочек изготовляют из **углеродистых и легированных сталей** с последующей термической обработкой (**улучшение, закалка**). Рекомендации по выбору материалов и термообработки цепей и звездочек можно найти в **соответствующих справочниках**.

Так, например, для звездочек рекомендуется применять **стали 45, 40Х** и др.; для пластин цепей — **стали 45, 50** и др.; для валиков вкладышей и роликов — **стали 15, 20, 20Х** и др.

Детали шарниров цепей в большинстве случаев **цементируют**, что **повышает их износостойкость** при сохранении **ударной прочности**. Перспективным является изготовление звездочек **из пластмасс**, позволяющих **уменьшить динамические нагрузки и шум** передачи.

3. Силы, возникающие в цепных передачах

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Здесь также можно различить:

F_1 и F_2 — натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи;

F_t — окружную силу;

F_0 — силу предварительного натяжения;

F_v — натяжения от центробежных сил. По той же аналогии,

$$F_t - F_2 = F_t \quad (15.9)$$

$$F_v = qv^2 \quad (15.10)$$

где q – масса единицы длины цепи (по каталогу);
 v – окружная скорость.

Для цепной передачи значение F_0 принято определять как натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи:

$$F_0 = K_f a q g$$

где a – длина свободной ветви цепи, приближенно равная межосевому расстоянию; g – ускорение силы тяжести; K_f – коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания цепи f .

Для рекомендуемых значений $f \approx (0,01...0,02)$ приближенно принимают:

при горизонтальном расположении $K_f = 6$;

под углом 40° к горизонту $K_f = 3$, при вертикальном расположении $K_f = 1$. Значение K_f уменьшается с увеличением f .

Натяжение ведомой ветви F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v .

Для цепной передачи, работающей по принципу зацепления, а не трения, значение F_0 не имеет такого решающего влияния, как для ременной передачи. Обычно F_0 составляет всего несколько процентов от F_t .

Для распространенных на практике тихоходных и среднескоростных передач (10 м/с) также невелико и натяжение F_v . В примере 15.1 F_v составляет $\sim 0,1 \%$, а $F_0 \sim 4\%$ от F_t . При этом для практических расчетов можно принимать

$$F_1 \approx F_t, F_2 \approx 0 \quad (15.11)$$

4. Практический расчет цепной передачи

Практический расчет цепной передачи сводится к тому, чтобы по заданным P , n_1 и i определить $p_{\text{ц}}$, z и a . Рекомендации по выбору z и a приведены в формуле (15.5).

Выбор шага цепи.

Стандартные цепи построены так, что с увеличением шага цепи увеличиваются ее статическая прочность и площадь опорной поверхности шарнира, а следовательно, и нагрузочная способность по давлению в шарнирах.

Таким образом, шаг цепи связан с нагрузкой передачи. На основании формул можно записать

$$F_t = [p]Bd = [p_0]Bd/K_{\vartheta}$$

И далее, получим

$$P_1 = [p_0]Bdz_1 n_1 p_u / (K_{\vartheta} \cdot 60)$$

Обозначим $K_z = z_{01} / z_1$ коэффициент число зубьев, }
 Коэффициент частота вращения. } (15.12)

При этом $P_1 = [p_0]Bdz_{01} n_{01} p_u / (K_{\vartheta} K_z K_n \cdot 60)$ (15.13)

Произведение $P_1 K_\varepsilon K_z K_n$ можно рассматривать как расчетную мощность P_p , эквивалентную по своему влиянию на долговечность цепи мощности P_1 , приложенной в условиях работы базовой передачи:

$$P_p = P_1 K_\varepsilon K_z K_n = [p_0] B d z_{01} n_{01} p_u / 60 \quad (15.14)$$

Для удобства практических расчетов по формуле (15.13) допускаемых значений расчетной мощности в зависимости от шага цепей. Здесь использована связь между $[p_0]$, n_{01} и p_u определяемая по табл. 13.1

Кроме того, принято $z_{01} = 25$, а за n_{01} принимается ближайшая к расчетной частота вращения из ряда в табл.16.1: $n_{01} = 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 \text{ мин}^{-1}$.

После определения расчетной мощности для проектируемой передачи по условию

$$P_p = P_1 K_\gamma K_z K_n \leq [P_p] \quad (15.15)$$

по табл. Назначают шаг цепи p_ψ , который должен быть $\leq [p_\psi]$. Если однорядная цепь недостаточна или имеет слишком большой шаг, то применяют многорядную цепь. При этом

$$P'_{\text{ряд}} = P_p / K \leq [] \quad (15.16)$$

где $K_{\text{ряд}}$ – коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов	1	2	3	4
$K_{\text{ряд}}$	1	1,7	2,5	3

Параметрами оптимизации для цепной передачи являются:

- 1) тип цепи;
- 2) число рядов цепи;
- 3) число зубьев звездочек;
- 4) шаг цепи (с учетом частоты вращения);
- 5) межосевое расстояние.

Таблица 16.2

Приводные роликовые одноряд- ные цепи типа ПР из ГОСТ 13568–75	Шаг $p_{ц}$, мм	Диаметр валика d , мм	Длина втулки B , мм	$[P_p]$, кВт, при частоте вращения малой звездочки n_{01} , мин ⁻¹ , и $z_{01} = 25$							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-12,7–9000–2	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7–18000–1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7–18000–2*	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875–23000–1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875–23000–2*	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05–32000*	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4–56700*	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР-31,75–88500*	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	—
ПР-38,1 – 127000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	—
ПР-44,45–172400*	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	—	—	—
ПР-50,8–226800*	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	—	—	—

Примечания.

1. В обозначениях цепи кроме шага указаны статическая нагрузка, *H*, и габарит по ширине (*1* или *2*).
2. Кроме нормальных (*ПР*) изготавливают длиннозвенные облегченные (*ПРД*) цепи
3. Цепи, отмеченные звездочкой, изготавливают также двухрядными и трехрядными.