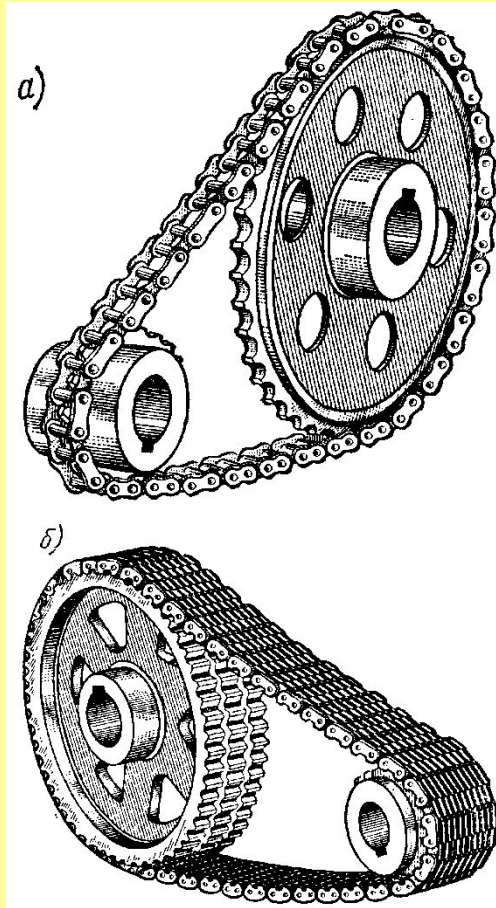


Тема: ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ
2. ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ
3. ШАГ ЦЕПИ
4. ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПИ
5. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ
6. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ
7. УСИЛИЯ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ
8. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
9. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО
10. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ
12. НАТЯЖЕНИЕ И СМАЗКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ
13. К. П. Д. РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ
14. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью.



а - роликовой цепью;
б - зубчатой цепью

Достоинства:

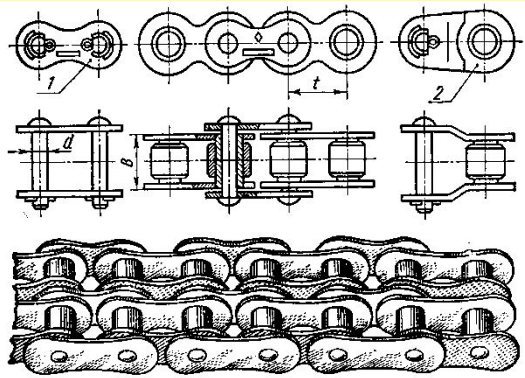
1. По сравнению с ЗП цепные передачи передают движение между валами при межосевых расстояниях до 8 м.
2. По сравнению с ременными передачами: а) более компактны; б) могут передавать большие мощности (до 3000 кВт); в) силы, действующие на валы, значительно меньше, так как предварительное натяжение цепи мало; г) могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам.

Недостатки:

1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге. Этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях.
 2. Сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазки.
 3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.
 4. Необходимость точного изготовления цепи и высококачественного монтажа передачи.
 5. Высокая стоимость.
- Параметрам ведущее звездочки приписывают индекс 1, ведомой — 2.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 квт при окружных скоростях до 15 м/сек.

Главный элемент ЦП - приводная цепь



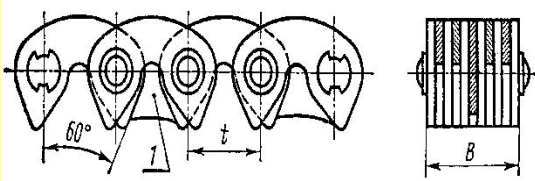
Приводная цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев. Типы приводных цепей - втулочные, роликовые и зубчатые.

Роликовые цепи. (ГОСТ 10947- 64) применяются при скоростях до 15 м/с. Состоят из 2-х рядов наружных и внутренних пластин. В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые напрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ, выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа.

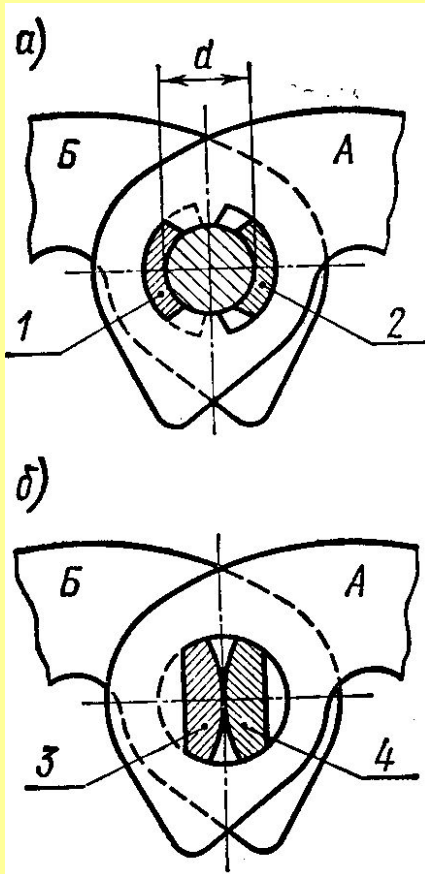
Втулочные цепи (ГОСТ10947-64) - по конструкции аналогичны, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в ответственных передачах при скоростях не больше 1 м/сек.

В зависимости от передаваемой мощности втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными и многорядными. Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном (1), при нечетном — переходным (2).

Зубчатые приводные цепи



Зубчатые цепи. Состоят из набора пластин зубообразной формы шарнирно соединенных между собой. Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности.



Рабочими гранями являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° . Каждое звено цепи садится на два зуба звездочки, поэтому ЗЦ обладают минимальным шагом и допускают более высокие скорости. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяются направляющие пластины 1, расположенные по середине цепи.

Шарниры ЗЦ бывают с трением скольжения (изготавливают по нормальям) и качения (по ГОСТ 13552-68). Шарнир трения скольжения (а) образует валик и два сегментных вкладыша. Вкладыш 1 закрепляется неподвижно в пластинах А, а вкладыш 2 — в пластинах Б. Шарнир трения качения (б) состоит из двух призм 3 и 4 с цилиндрическими поверхностями, которые обеспечивают трение качения. Призма 3 закреплена в пластинах А, а призма 4 - в пластинах Б.

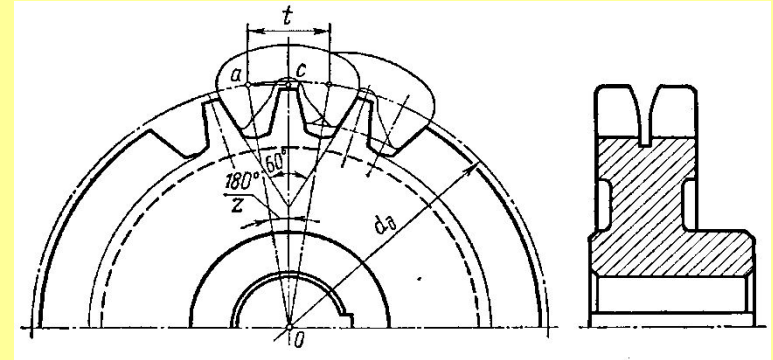
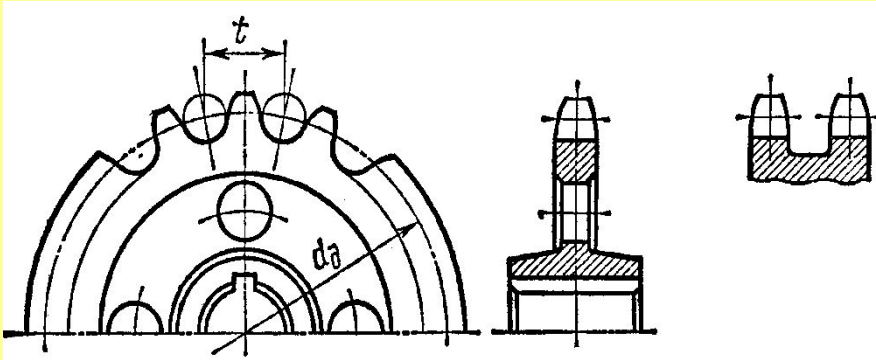
Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях до 25 м/сек.

Материал и шаг цепи

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50 с закалкой до твердости HRC 38 - 45, оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы - из цементуемых сталей, например, 15; 20 с закалкой до твердости HRC52-60,

Шаг (t) цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТУ. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки.

Звездочки цепных передач



Звездочки по конструкции отличаются от ЗК лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи.

Методы расчета и построения профиля зубьев для роликовых и втулочных цепей (П. рис.) указаны в ГОСТ 591-69, а для зубчатых (Л. рис.)-в ГОСТ 13576-68. Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника Оас (см. рис.)

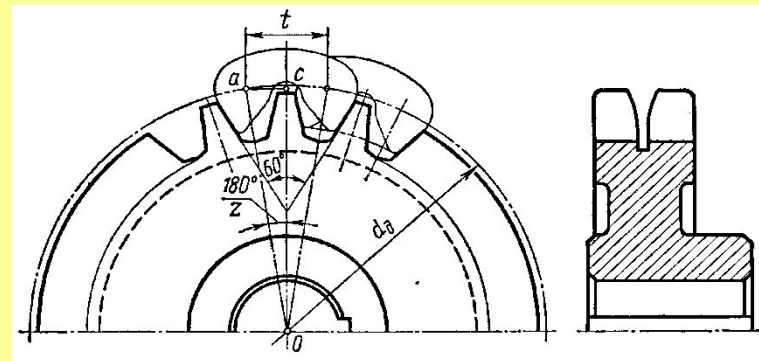
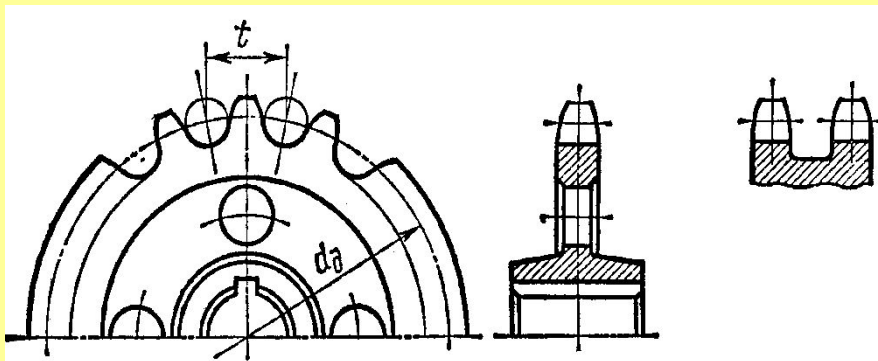
$$d_a = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}$$

где z - число зубьев звездочки.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев z_1 меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает износ цепи из-за большого угла поворота шарнира. Число зубьев малой звездочки принимают по специально разработанной таблице.

Звездочки цепных передач

7



При вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем больше число зубьев звездочки. При весьма большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев нарушается зацепление со звездочкой. Поэтому **максимальное** число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой $z_2 \leq 120$; для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее износу.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40X и др. с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20X и др. Перспективным является изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и износ цепи.

Передаточное число цепной передачи

Цепь за один оборот звездочки проходит путь tz , следовательно, средняя скорость цепи

$$v = \frac{t \cdot z_1 \omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{t \cdot z_2 \omega_2}{2\pi \cdot 1000},$$

где t — шаг цепи в мм;

z_1 и z_2 - числа зубьев ведущей и ведомой звездочек;

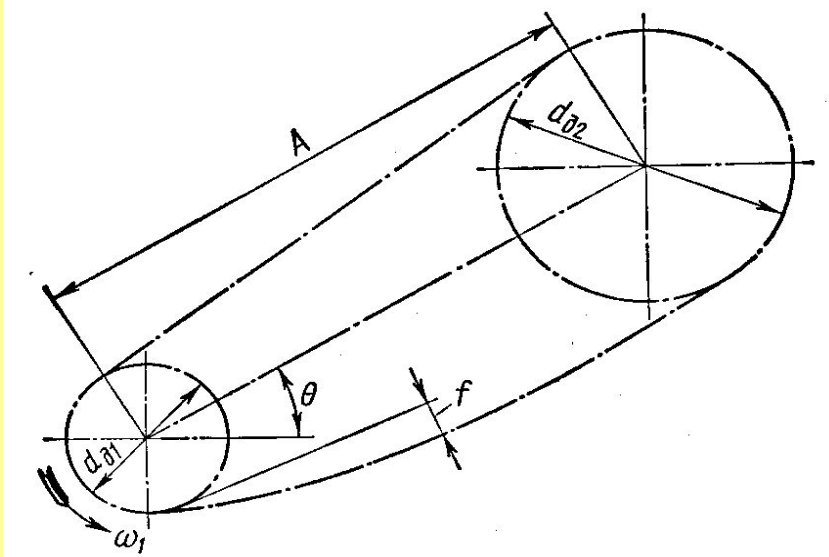
ω_1 и ω_2 - угловые скорости ведущей и ведомой звездочек в рад/сек.

Из равенства скоростей цепи на звездочках

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточное число цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z_1 . Непостоянство i вызывает неравномерность хода передачи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $i \leq 8$.

Основные геометрические соотношения в ременных передачах



1. Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи:

$$A = (30 \dots 50) t,$$

где t — шаг цепи.

2. Длину цепи L_t вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня:

$$L_t = \frac{2A}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$$

где L_t — длина цепи в шагах или число звеньев цепи.

Значение L_t округляют до целого четного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи.

3. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов

$$A' = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание f , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004) A'$.

Усилия в ветвях цепи

Окружное усилие, передаваемое цепью определяется по формуле

$$P = 2M / d\delta ,$$

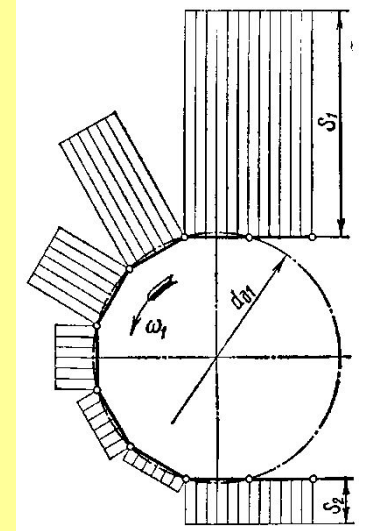
где $d\delta$ — диаметр длительной окружности звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$S_0 = k_f \cdot q \cdot A$$

где q — вес 1 м цепи в н (определяется по табл. 10.1); A — межосевое расстояние в м;

k_f — коэффициент провисания (для горизонтальных передач $k_f=6$, для наклоненных к горизонту до 40° — $k_f=3$, для вертикальных — $k_f=1$).



Натяжение цепи от центробежных сил определяется по формуле

$$S_v = v^2 \cdot q / g .$$

Сила S_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

Натяжение ведущей ветви цепей работающей передачи (рис.)

$$S_1 = P + S_0 + S_v .$$

Натяжение ведомой ветви цепи

$$S_2 = S_0 + S_v .$$

Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи вбивается в зуб, усилие S_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

Нагрузка на валы звездочек

Цепь действует на валы звездочек с силой

$$Q = k_B \cdot P + 2S_0$$

где k_B - коэффициент нагрузки вала (см. табл.).

Направление силы Q принимают по линии центров валов.

Таблица 10.4

Значение коэффициента k_B

Наклон линии центров звездочек к горизонту	Характер нагрузки	k_B
0—40°	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40—90°	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

Расчет цепной передачи на износостойкости

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности цепных передач является **долговечность цепи**, определяемая износом шарниров. В соответствии с этим за основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров. Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают, как правило, **достаточной прочностью**.

Расчет передачи. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, чтобы среднее давление p в шарнире звена не превышало допускаемого $[p]$, определяемого по таблице.

$$(*) \quad p = \frac{PK}{F} \leq [p]$$

где P — окружное усилие, передаваемое цепью;

F — площадь проекции опорной поверхности шарнира;

для роликовых и втулочных цепей $F = dV$;

для зубчатых цепей с шарниром трения скольжения $F = 0,76dV$,

d — диаметр оси;

V — длина втулки или ширина зубчатой цепи;

K — коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации

$$K = K_{\text{дин}} \cdot K_A \cdot K_C \cdot K_{\theta} \cdot K_p \cdot K_{\text{рег}}$$

$K_{\text{дин}}$ — коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_{\text{дин}} = 1$; при толчках $K_{\text{дин}} = 1,2 \text{ — } 1,5$)

K_A — коэффициент межосевого расстояния ($K_A = 1$ - при $A = (30 \dots 50) t$; $K_A = 1,25$ - при $A < 25t$; $K_A = 0,8$ — при $A = (60 \dots 80) t$);

K_C — коэффициент способа смазки (при непрерывной смазке $K_C = 0,8$; при капельной $K_C = 1$; при периодической $K_C = 1,5$);

K_{θ} — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при $\theta \leq 60^\circ$ $K_{\theta} = 1$; при $\theta > 60^\circ$ $K_{\theta} = 1,25$);

K_p — коэффициент режима работы (при односменной работе $K_p = 1$; при двухсменной $K_p = 1,25$; при трехсменной $K_p = 1,5$);

$K_{\text{рег}}$ - коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании отжимными опорами $K_{\text{рег}} = 1$; при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками $K_{\text{рег}} = 1,1$; для нерегулируемой передачи $K_{\text{рег}} = 1,25$).

Выразив в формуле (*) окружное усилие через момент M_1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев z , а площадь проекции опорной поверхности шарниров через шаг t , получим формулу для *предварительного подбора* шага цепи:

роликовой и втулочной

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 K}{v z_1 [p]}} \text{ мм}$$

зубчатой с шарниром скольжения

$$t \geq 3,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 K}{\phi_t z_1 [p]}} \text{ мм}$$

где v - число рядов роликовой или втулочной цепи;

$\phi_t = B/t$ — коэффициент ширины цепи;

для зубчатых цепей $\phi_t = 2 \dots 8$.

Натяжение и смазка цепи

К.П.Д. цепной передачи

Натяжение цепи. По мере износа шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается, что вызывает захлестывание звездочки цепью. Для передач с углом наклона $\theta \leq 40^\circ$ к горизонту $[f] \leq 0,02A$; при $\theta > 40^\circ$ $[f] \leq 0,015A$, где A — межосевое расстояние.

Регулирование натяжения цепи осуществляется устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т. е. перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками. Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

Смазка цепи. Смазка цепи оказывает решающее влияние на ее долговечность. При скорости цепи $v \leq 4$ м/сек применяют периодическую смазку ручной масленкой примерно через каждые 7 ч. При $v \leq 10$ м/сек применяют смазку масленками — капельницами. Наиболее совершенна непрерывная смазка окунанием в масляную ванну: ведомую ветвь цепи погружают в ванну на глубину высоты пластин. В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционную струйную смазку от насоса.

К.п.д. передачи. К.п.д. передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазке окунанием. При нормальных условиях работы среднее значение к.п.д. $\eta = 0,92 — 0,97$.

Последовательность расчета цепных передач

Исходные данные:

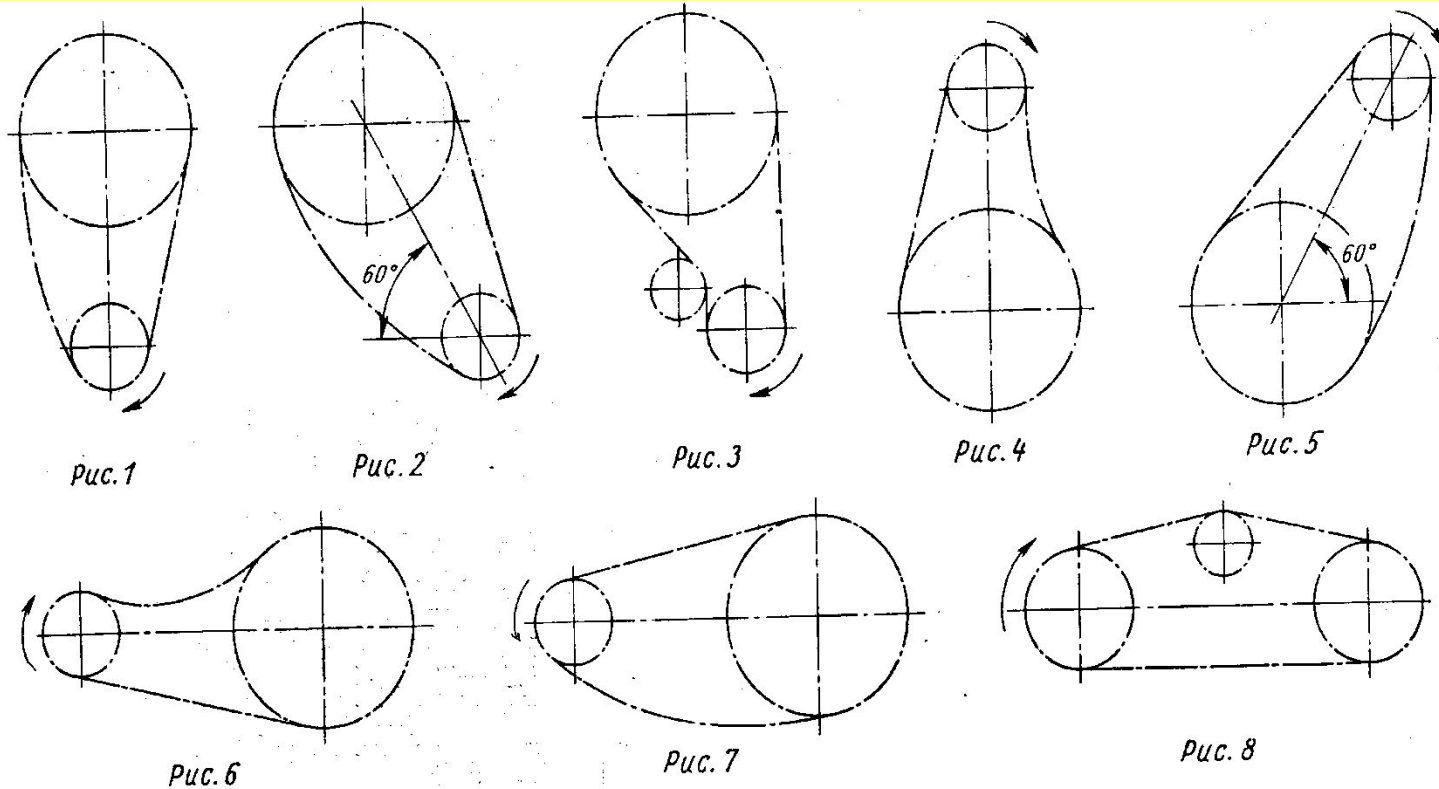
1. Мощность на валу ведущей звездочки N_1
2. Угловые скорости звездочек ω_1 и ω_2 .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от передаваемой мощности N_1 предполагаемой скорости цепи и условий работы передачи выбирают тип цепи.
2. Определяют передаточное число передачи i .
3. По передаточному числу i принимают число зубьев малой звездочки z_1 (табл. 10.3) и определяют число зубьев большой звездочки z_2 [формула (10.3)]; при этом должно соблюдаться условие $z_2 \leq z_{2\max}$.
4. Определяют вращающий момент на малой звездочке M_1 .
5. Выбирают допустимое давление в шарнирах $[p]$, ориентируясь на меньшее значение при заданной ω_1 (табл. 10.5).
6. Задаются расчетными $K_{\text{дин}}$, K_A , K_C , K_θ , K_p , $K_{\text{рег}}$ определяют коэф. эксплуатации K .
7. Определяют шаг цепи из условия износостойкости шарниров и принимают ближайшее значение по стандарту.
8. Принятый шаг проверяют по допустимой угловой скорости малой звездочки (табл.). Если условие $\omega_1 \leq \omega_{1\max}$ не соблюдается, то увеличивают число рядов роликовой (втулочной) или ширину зубчатой цепи и расчет повторяют или принимают другой тип цепи.
9. Определяют среднюю скорость цепи v и передаваемое окружное усилие P .
10. Проверяют износостойкость цепи по формуле. Если условие $p \leq [p]$ не соблюдается, то увеличивают шаг цепи или ее ширину, и расчет повторяют.
11. Определяют геометрические размеры передачи.

Рекомендации по конструированию цепных передач

- 1. В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.**
- 2. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.**
- 3. Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту θ более 60° .
При θ более 60° применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви.**
- 4. Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости.**



ЛИСТ 138

РАСПОЛОЖЕНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рис. 1—5. Цепные передачи располагают так, чтобы цепь двигалась в вертикальной плоскости. По высоте валы звездочек могут располагаться произвольно. Однако следует избегать расположения валов в одной вертикальной плоскости (рис. 1 и 4). При таком расположении звенья холостой ветви могут подхватываться зубьями ведущей звездочки вследствие малого самонатяжения.

Для обеспечения достаточного самонатяжения необходимо сместить один из валов в горизонтальном направлении так, чтобы угол наклона передачи

к горизонту был не более 60° (рис. 2 и 5). При невозможности обеспечить достаточное смещение на холостой ветви устанавливается натяжная звездочка (рис. 3).

Рис. 6—8. При горизонтальном расположении привода (рис. 6) нежелательно провисание верхней ветви. Для устранения этого целесообразно сделать верхнюю ветвь ведущей (рис. 7) или применить натяжную звездочку (рис. 8).

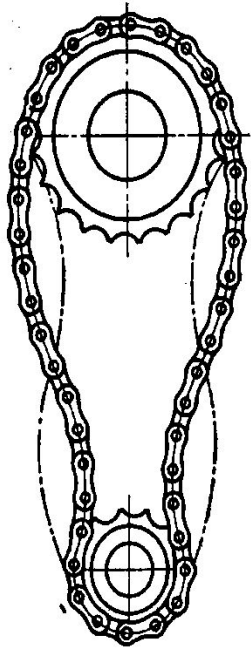


Рис. 1

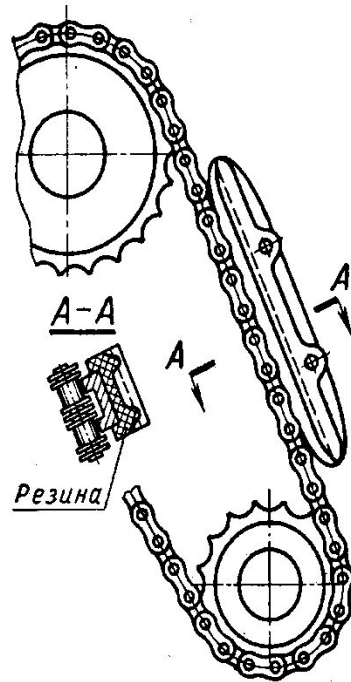


Рис. 2

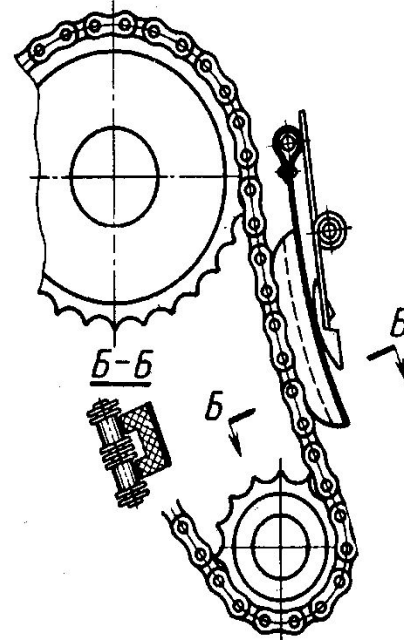


Рис. 3

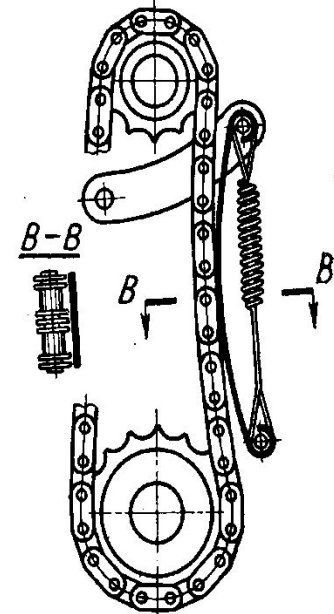


Рис. 4

ЛИСТ 139

СРЕДСТВА БОРЬБЫ С ПОПЕРЕЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ЦЕПЕЙ

В ветвях приводных цепей возможны поперечные колебания (рис. 1), которые вызывают дополнительные удары цепи о зубья звездочек. Это становится опасным в условиях резонанса, когда собственная частота колебаний ветвей цепи совпадает с частотой возмущающих импульсов. Для борьбы с колебаниями применяют различные гасители.

На рис. 2 дан пример гасителя с резиновым упруго-демпфирующим элементом.

На рис. 3 приведен пружинный гаситель с подушкой из пластмассы.

На рис. 4 показан пружинный гаситель с металлической подушкой.

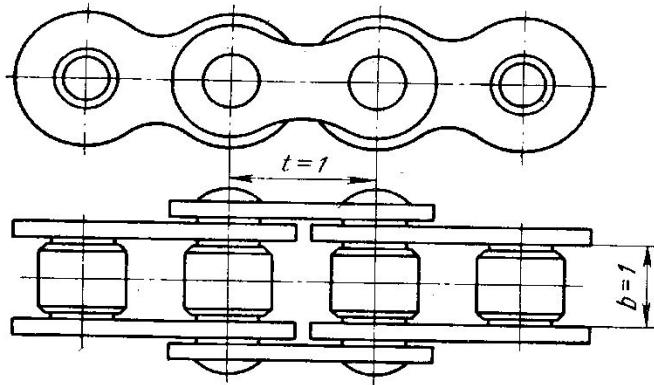


Рис. 1

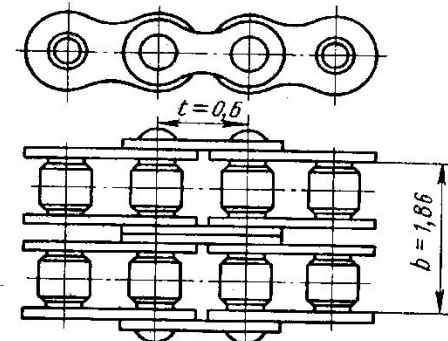


Рис. 2

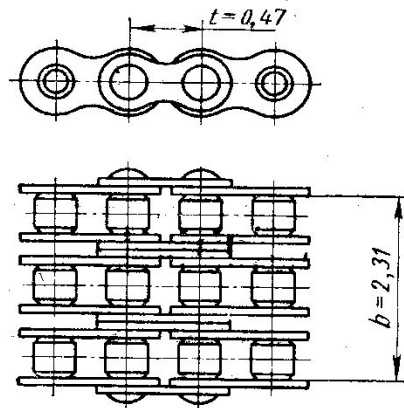


Рис. 3

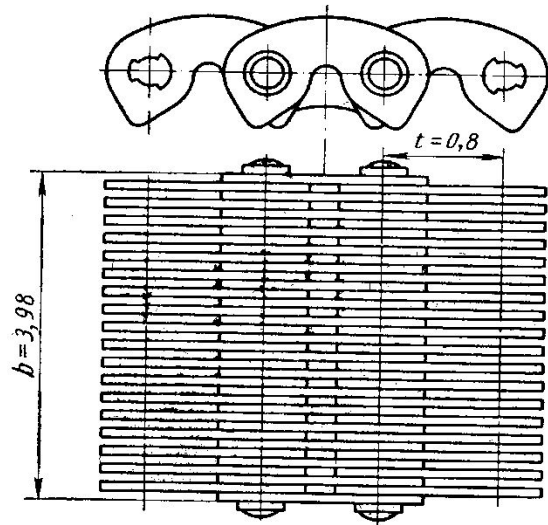


Рис. 4

СРАВНЕНИЕ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ РАЗНЫХ ТИПОВ

ЛИСТ 137

Цепь однорядная роликовая (рис. 1) может быть заменена при равных окружных усилиях и размерах звездочек двухрядной (рис. 2), трехрядной (рис. 3) и зубчатой цепью (рис. 4). Сопоставление результатов расчета различных цепей дано в таблице (за исходную взята однорядная роликовая цепь). Двух- и трехрядные цепи имеют меньший шаг и вес, что благоприятно сказывается на плавности работы, но при этом растет ширина цепей. Зубчатая цепь по сравнению со втулочно-роликовой имеет значительно увеличенные габариты и вес.

Тип цепи	Шаг цепи	Рабочая ширина	Число зубьев звездочки	Вес 1 пог. м цепи
Однорядная роликовая	1	1	1	1
Двухрядная роликовая	0,6	1,86	1,68	0,78
Трехрядная роликовая	0,47	2,31	2	0,75
Зубчатая	0,8	3,98	1,25	2,38