

Лекция № 7

Цепные передачи.

Классификация приводных цепей. Конструкции звездочек. Основные геометрические параметры. Кинематические и силовые зависимости. КПД. Динамические нагрузки. Нагрузки на валы. Смазка и особенности эксплуатации цепных передач.

. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Цепной передачей называется механизм, служащий для преобразования вращательного движения между параллельными валами при помощи двух жестко закрепленных на них зубчатых колес – звездочек и надетой на них бесконечной цепи (рис. 7.1). Параметрам ведущей звездочки приписывается индекс 1, а ведомой – индекс 2.

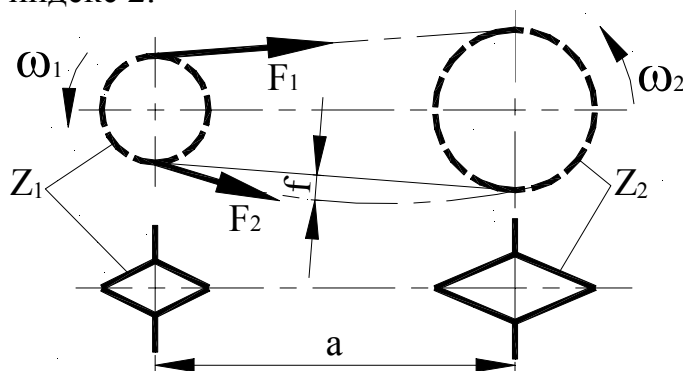


Рис. 7.1. Цепная передача

В отличие от ременных цепные передачи работают без проскальзывания.

Достоинства:

по сравнению с зубчатыми передачами цепные могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м);

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.

д) могут работать в агрессивных средах, при повышенных температурах.

Недостатки:

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;

сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазки;

удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует применения натяжных устройств;

относительно высокая стоимость.

Применение.

Цепные передачи широко применяют в металлорежущих и деревообрабатывающих станках, в нефтяном, горном, транспортном, сельскохозяйственном машиностроении и других отраслях для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительных расстояниях, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 25 м/с.

Цепные передачи выполняют как понижающими, так и повышающими; широко известна, например, повышающая передача к заднему колесу велосипеда.

. ДЕТАЛИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ. СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПИ. КПД ПЕРЕДАЧИ

Приводные цепи

Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из звеньев, соединенных шарнирами.

Основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые, которые стандартизированы и изготавливаются специализированными заводами.

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных 1 и внутренних пластин 2 (рис. 7.2). В наружные пластины запрессованы валики 4, пропущенные через втулки 3, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики 5. Зацепление цепи с зубом звездочки происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа. Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/с.

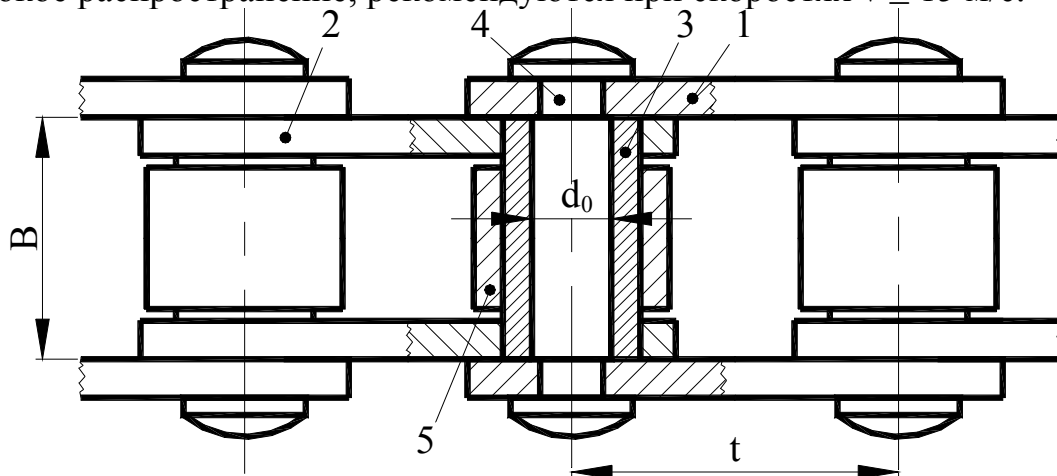


Рис. 7.2. Втулочно-роликовая цепь

Втулочные цепи по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $v \leq 1$ м/с.

В зависимости от передаваемой мощности втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными и многорядными с числом рядов $\nu = 2-4$. Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным, при нечетном – переходным звеном.

Зубчатые цепи (рис. 10.3) состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой. Число пластин определяет ширина цепи, которая зависит от передаваемой мощности (известны цепи шириной 1.5 м). Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяются направляющие пластины, расположенные по середине цепи или по бокам ее.

Шарниры зубчатых цепей бывают с трением скольжения (рис. 10.3а) и с трением качения (рис. 10.3б). Шарниры качения разработаны недавно и являются прогрессивной конструкцией.

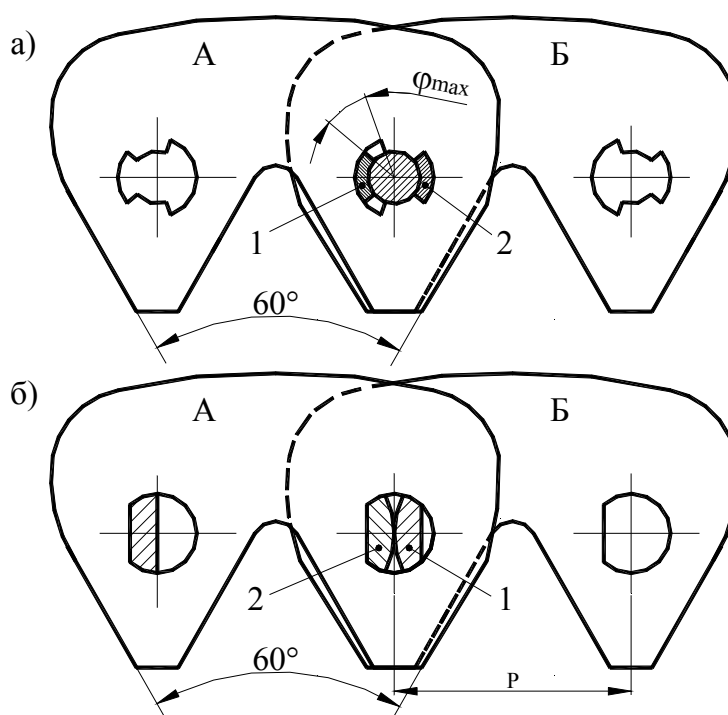


Рис. 7.3. Зубчатая цепь

Шарнир качения (рис. 10.3б) состоит из двух призм 1 и 2 с цилиндрическими поверхностями. Длина призм равна ширине цепи. Призма 1 закреплена в пластине А, а призма 2 – в пластине Б.

Цепи с шарнирами качения допускают большую нагрузку и обладают повышенным рабочим ресурсом.

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50, 40X и др. с закалкой до твердости HRC₃, 40-50. Оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы – из цементуемых сталей 15, 20, 15X и др. с закалкой до твердости HRC₃, 52-60.

10.2.2. Звездочки

По конструкции звездочки отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и формы которых зависят от типа цепи.

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи и определяется по формуле

$$d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$$

где z – число зубьев звездочки; t – шаг зубьев, который измеряют по хорде делительной окружности.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев 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.

Однако при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем большее 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 цепи $z_2 \leq 120$, для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Число зубьев малой звездочки выбирают по эмпирической зависимости $z_{1\min} = 29 - 2U$, где U – передаточное число передачи.

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев ведущей звездочки, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее износу из-за отсутствия постоянного контактирования одного зуба с одними и теми же звеньями цепи.

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.

Натяжные устройства

В результате износа и приработки шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается (см. рис. 10.1), что вызывает проскальзывание, захлестывание и соскакивание цепи со звездочек. Оптимальную стрелу провисания ($f \approx 0.03a$) создают регулированием натяжения цепи, которое осуществляется перемещением вала одной из звездочек, нажимными

и оттяжными звездочками, устанавливаемыми на ведомой ветви в местах наибольшего ее провисания. Диаметр оттяжной звездочки должен быть больше диаметра меньшей звездочки передачи, и она должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи. Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большем удлинении два звена цепи удаляют.

. Смазка цепи

Смазывание цепи оказывает существенное влияние на ее долговечность. Выбор способа смазки зависит от скорости цепи. При скорости $v \leq 4$ м/с применяют периодическую смазку ручной масленкой примерно через каждые 7 часов. При $v \leq 6$ м/с применяют смазку масленками-капельницами. Наиболее совершенна непрерывная смазка окунанием в масляную ванну закрытого корпуса: ведомую ветвь цепи погружают в ванну на глубину высоты пластин. В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционную струйную смазку от насоса. При $v < 1$ м/с, не имея возможности использовать периодическое смазывание (в транспортных машинах), применяют внутришарнирную смазку, которая осуществляется погружением цепи в нагретую до разжижения пластичную смазку через 120-180 часов работы.

КПД передачи

Потери мощности в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек, в опорах валов и на перемешивание масла при смазке окунанием. При нормальных условиях работы среднее значение КПД $\eta = 0.92-0.95$.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ. КИНЕМАТИКА И ГЕОМЕТРИЯ

. Шаг цепи

Шаг t цепи является основным параметром цепной передачи и устанавливается по ГОСТ. 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.

Скорость цепи

Для цепных передач характерна не постоянная, а средняя скорость движения цепи. Это объясняется тем, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику с числом вершин, равным числу зубьев звездочки. Поэтому скорость цепи переменна в пределах поворота звездочки на один зуб, но средняя скорость за один оборот постоянна. Периодическое изменение скорости является причи-

ной непостоянства передаточного числа и дополнительных динамических нагрузок, которые являются основной причиной разрушения шарниров цепи и зубьев звездочек, а также повышенного шума передачи. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору максимального значения шага цепи P_{\max} в зависимости от максимальной частоты вращения ведущей звездочки $n_{1\max}$.

Средняя скорость для цепи определяется по формуле

$$V = t \cdot Z_1 \cdot \omega_1 / (2\pi) = t \cdot Z_2 \cdot \omega_2 / (2\pi), \quad (10.1)$$

где t – шаг цепи; Z_1 и Z_2 – число зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω_1 и ω_2 – угловые скорости звездочек.

Передаточное число

Из равенства скоростей цепи на звездочках передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Передаточное число цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z_1 . Непостоянство U (обычно в пределах 1-2 %) вызывает неравномерность хода передачи и колебания самой цепи. Среднее передаточное отношение за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $U \leq 7$.

Межосевое расстояние a и длина цепи L

Это важные взаимосвязанные параметры цепной передачи. При неправильном выборе межосевого расстояния нарушается нормальная работа цепной передачи: при очень малом значении a наступает быстрый износ цепи, при очень большом – ведомая ветвь значительно провисает, что приводит к ее колебаниям и увеличению габаритных размеров передачи.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи:

$$a = (30 - 50)t.$$

Длину цепи L_p вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня:

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a},$$

где L_p – длина цепи в шагах, или число звеньев цепи.

Значение L_p округляют до целого четного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи и исключает применение специального соединительного звена. Длина цепи $L = L_p \cdot t$.

Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе звеньев

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

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание f , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0.002 - 0.004)a$.

Стрела провисания допускается до $0.02a$ при угле наклона передачи к горизонту до 40° включительно и до $0.015a$ – при наклоне свыше 40° , где a – межосевое расстояние.

В качестве ведущей предпочтительно делать верхнюю ветвь цепи, так как при этом исключаются возможность касания ведущей и ведомой ветвей и нарушения правильности зацепления вследствие захвата провисшей цепи зубьями звездочки вне рабочей зоны.

СИЛЫ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Имеется натяжение F_1 – ведущей (набегающей) ветви и F_2 – ведомой (сбегающей) ветви (см. рис. 10.1). Однако в цепной передаче в отличие от ременной предварительное натяжение обуславливается отсутствием чрезмерного провисания цепи от силы тяжести.

1. Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

где d – диаметр делительной окружности звездочки.

2. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

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

где q – вес 1 м цепи, кг; a – межосевое расстояние, м; g – ускорение свободного падения; k_f – коэффициент провисания, для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 40° – $k_f = 3$, для вертикальных – $k_f = 1$.

3. Натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_v = q \cdot v^2,$$

где v – окружная скорость, м/с.

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

4. Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v.$$

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

Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

5. Нагрузка на валы звездочек

$$F_b = k_b \cdot F_t + 2F_0,$$

где k_b – коэффициент нагрузки вала, зависит от угла наклона к горизонту цепной передачи и условий работы. Направление силы F_b принимают по линии центров.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по критерию износостойкости, может быть 2000 - 5000 часов и более; цепные передачи с зубчатыми цепями имеют срок службы 8000 - 10000 часов. Для закрытых передач, работающих при значительных динамических нагрузках, критерием работоспособности может быть сопротивление усталости элементов цепи, причем усталостному разрушению в первую очередь подвержены пластины.

10.5.1. Расчет передач с втулочными и роликовыми цепями

Нагрузочная способность цепи определяется из условия, при котором среднее давление в шарнире звена $P_{ц}$ не должно превышать допустимого $[P_{ц}]$. Формула для проверочного расчета по удельному давлению имеет вид

$$P_{ц} = \frac{KF_t}{mA_{оп}} \leq [P_{ц}], \quad (10.2)$$

где $P_{ц}$ – расчетное среднее давление в шарнире; $F_t = 2T/d$ – передаваемое окружное усилие; T – вращающий момент; d – диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность передачи, то $F_t = P/v$, где v – скорость цепи); $A_{оп} = d_0B$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира; d_0 – диаметр валика; B – длина втулки; m – число рядов цепи.

Допускаемое среднее давление $[P]$ в шарнире принимается в зависимости от угловой скорости ω_1 малой звездочки и шага цепи t и обеспечивает долговечность 3-5 тыс. часов при средних условиях эксплуатации и постоянной нагрузке; K – коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи,

$$K = K_{дин}K_aK_cK_oK_pK_{рег}.$$

Здесь $K_{дин}$ – коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_{дин} = 1$, при толчках $K_{дин} = 1.2-1.5$, при сильных ударах $K_{дин} = 1.8$); K_a – коэффициент межосевого расстояния ($K_a = 1$ при $a = (30-50)t$; $K_a = 1.25$ при $a < 30t$; $K_a = a < 50t$); K_c – коэффициент способа смазки (при непрерывной смазке $K_c = 0.8$, при капельной $K_c = 1$, при периодической $K_c = 1.5$); K_o – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при $\Theta \leq 70^\circ$ $K_o = 1$, $K_o = 1.25$ при $\Theta > 70^\circ$, так как при вертикальном расположении увеличивается давление в шарнире за счет массы цепи); K_p – коэффициент режима работы (односменная – $K_p = 1$, двухсменная – $K_p = 1.25$, трехсменная – $K_p = 1.45$); $K_{рег}$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании отжимными опорами $K_{рег} = 1$, оттяжными звездочками или роликами – $K_{рег} = 1.15$, при нерегулируемой передаче $K_{рег} = 1.25$).

Выразив в формуле 10.2 окружную силу F_t через момент T_1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев Z_1 как $F_t = P_1/V = 2\pi P_1/(t \cdot Z_1 \cdot \omega_1) = 2\pi T_1/(t \cdot Z_1)$ (см. ф-лу 10.1), а площадь $A_{оп} = (0.25 - 0.30)t^2$, получим формулу для проектного расчета шага цепи (м):

$$t = 2.83 \sqrt{\frac{KT_1}{z_1 [p_{\text{ц}}] m}}.$$

Полученное значение t округляют до ближайшего стандартного значения. При этом принятое значение t не должно превышать рекомендуемых значений $n_{1\text{max}}$.

Поскольку допускаемое давление $[p]$ в шарнирах, в свою очередь, зависит от шага цепи, то последний сначала выбирается предположительно.

В ответственных передачах цепи проверяют на статическую прочность по формуле

$$s_{\text{ц}} = \frac{[F_p]}{K_d F_t + F_0 + F_v} \leq [s_{\text{ц}}],$$

где $[F_p]$ – разрушающая нагрузка, берется из таблиц для конкретных выбранных цепей; K_d – коэффициент характера нагрузки, при равномерной – $K_d = 1$, при толчках – $K_d = 1.2-1.5$; $[s_{\text{ц}}]$ – допускаемый коэффициент запаса статической прочности цепи ($[s_{\text{ц}}] = 10 - 20$ для втулочных и роликовых цепей; $[s_{\text{ц}}] = 20 - 40$ для зубчатых цепей; данные для средних скоростей и средних сроков службы цепи; большие значения для более тяжелых цепей).

. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают на последней ступени. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.

Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту Θ более 60° . При $\Theta > 60^\circ$ применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви.

Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены строго в одной плоскости.