**Цепные передачи**

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья. Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками. Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или "гибкость" цепи.

Цепные передачи могут выполняться в широком диапазоне параметров.

Широко используют цепные передачи в сельскохозяйственных и подьемно-транспортных машинах, нефтебуровом оборудовании, мотоциклах, велосипедах, автомобилях.

Цепные передачи применяют: *а)* при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; б) при жестких требованиях к габаритам или в) при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

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

К достоинствам цепных передач относят: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие скольжения; 4) высокий КПД; 5) малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении; 6) возможность легкой замены цепи; 7) возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков: 1) они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи, что вызывает необходимость применения натяжных устройств; 2) они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и более сложного ухода — смазывания, регулировки; 3) передачи требуют установки н картерах; 4) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие (см. § 7).

§ 2. ЦЕПИ

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работыподразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в СССР превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. 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)

В СССР изготовляют следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75\*:

ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;

ПР — роликовые повышенной точности;

ПРД — роликовые длиннозвенные;

ПВ — втулочные;

ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76\* для буровых установок (в быстроходных передачах).

Роликовые цепи — это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики (наружные звенья) или на втулки (внутренние звенья). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются.

Втулки, в свою очередь, несут ролики, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные;

поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только их налики имеют увеличенную длину. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Характеристики роликовых цепей повышенной точности ПР приведены в табл. 1. Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандаргизованы в диапазоне шагов 15,875.. .50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10…30% меньше, чем у цепей попышонной точности.

Длинно з в е н н ы е р о л и к о в ы е цепи ПРД выполняют в удвоенным шагом по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи ПВ по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену (см. рис. 12.2, е). В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, *Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75\*}.* У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Зубчатые цепи (табл. 2) - это цепи со звеньями из наборов пластин. Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания , равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль.

Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

В настоящее время в основном изготовляют цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552—81\*).

Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстии пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение.

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являютсются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Тяговые цепи подразделяют г. а три основных типа: пластинчатые но ГОСТ 588—81\*; разборные по ГОСТ 589 85; круглозвепные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

*Пластинчатые цепи* служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны

большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 М/С.

*Круглозвенные иепи* используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

§ 3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДНЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в диапазоне от долей до сотен киловатт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт. Межосевые расстояния цепных передач достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость ограничиваются величиной силы удара, возникающей между зубом звездочки и шарниром цепи, износом и шумом передач. Наибольшие рекомендуемые и предельные частоты вращения звездочек приведены в табл. 3. Скорости движения цепей обычно не превышают 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазывания достигают 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

*V=znP/(60\*1000)*

где z — число зубьев звездочки; *п* стота ее вращения, мин-1; *Р-*

цепи, мм.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

*z1n1P=z2n2P*

Отсюда передаточное отношение, понимаемое как отношение частот вращения ведущей и ведомой звездочек,

*U=n1/n2=z2/z1,*

где *п1* и *п2—*частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин-1; z1 и z2*—* числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, углами обхвата и числами зубьев. Обычно u7. В отдельных случаях в тихоходных передачах, если позволяет место, u10.

Числа зубьев звездочек. Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передач. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен 360°/z.

С уменьшением числа зубьев возрастают неравномерность скорости движения цепи и скорость удара цепи о звездочку. Минимальное число зубьев звездочек роликовых цепей в зависимости от передаточного отношения выбирают по эмпирической зависимости

*Z1min=29-2u13*

В зависимости от частоты вращения z1min выбирают при высоких частотах вращения z1min=19...23; средних 17...19, а при низких 13... 15. В передачах зубчатыми цепями z1min больше на 20...30 %.

По мере износа цепи ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки от ножки к вершине, что приводит в конечном счете к нарушению зацепления. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев ограничивают при использовании роликовых цепей величиной 100...120, а зубчатых 120...140.

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Расстояние м е ж д у о с я м и звездочек и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние amin (мм) определяют из условий:

отсутствия интерференции (т. е. пересечения) звездочек

*amin>0,5(De1+De2)*

где De1 и De2*—*наружные диаметры звездочек;

чтобы угол обхвата цепью малой звездочки был больше 120°, т. е. угол наклона каждой ветви к оси передачи был меньше 30°. А так как sin30°=0,5, то *amin> d2—d1*.

Оптимальные межоссвые расстояния

*а = (30... 50) Р.*

Обычно межосевые расстояния рекомендуют ограничивать величиной

*Amax=80P*

Потребное число звеньев цепи W определяют по предварительно выбранному межосевому расстоянию *а,* шагу *Р* и числам зубьев звездочек z1 и z2:

*W=(z1+z2)/2+2a/P+((z2-z1)/2)2P/a;*

полученное значение W округляют до ближайшего целого (желательно четного) числа.

Эта формула выводится *по* аналогии с формулой для длины ремня и является приближенной. Первые два члена формулы дают потребное число звеньев при z1=z2, когда ветви цепи параллельны, третий член учитывает наклон ветвей.

Расстояние между осями звездочек по выбранному числу звеньев цепи (без учета провисания цепи) следует из предыдущей формулы.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального биения звездочек.

Для этого межосевое расстояние уменьшают на (0,002... 0.004) *а.*

Шаг цепи принят за основной параметр ценной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом. Обычно a/80Pa/25; уменьшить шаг зубчатых цепей при конструировании можно, увеличив ее ширину, а для роликовых цепей - применив многорядные цепи. Допустимые шаги по критерию быстроходности передачи следуют из табл. 3.

§ 4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ ЦЕПЕЙ

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам: 1. Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочками (основной критерий работоспособности для большинства передач).

2. У с т а л о с т н о е разрушение пластин по проушинам основной критерий для быстроходных тяжелонагружен-иых роликовых цепей, работающих в закрытых картерах с хорошим смазыванием.

3. П р о в о р а ч и в а н и е валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки-распространенная причина выхода из строя цепей, связанная с недостаточно высоким качеством изготовления.

4. Выкрашивание и разрушение роликов.

5. Достижение предельного провисания холостой ветви — один из критериев для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих при отсутствии натяжных устройств и стесненных габаритах.

6. Износ зубьев звездочек.

В соответствии с приведенными причинами выхода цепных передач из строя можно сделать вывод о том, что срок службы передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Долговечность же цепи в первую очередь зависит от износостойкости шарниров.

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

Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей: 45, 50, 40Х, 40ХН, ЗОХНЗА твердостью преимущественно 40...50HRCэ; пластины зубчатых цепей - преимущественно из стали 50. Изогнутые пластины, как правило, изготовляют из легированных сталей. Пластины в зависимости от назначения цепи закаливают до твердости 40.-.50 HRCэ. Детали шарниров валики, втулки и призмы - выполняют преимущественно из цементуемых сталей 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХНЗ, 20ХИЗА, 20Х2Н4А, ЗОХНЗА и подвергают закалке до 55.-.65 HRCэ. В связи с высокими требованиями к современным цепным передачам целесообразно применять легированные стали. Эффективно применение газового цианирования рабочих поверхностей шарниров. Многократкого 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. ч работы.

§ 5. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В соответствии с основным критерием работоспособности ценных передач износостоикостью шарниров цени несущая способность цепных передач может быть определена согласно условию, но которому давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации.

В расчетах ценных передач, в частности в учете условий эксплуатации, связанных с величиной пути трения, удобно использовать простейшую степенную зависимость между давлением *р* и путем трения *Pm=С*, где *С* в данных ограниченных условиях может рассматриваться как постоянная величина. Показатель *т* зависит от характера трения; при нормальной эксплуатации передач с хорошей смазкой *т* около 3 (в условиях скудной смазки *т* колеблется от 1 до 2).

Допустимая п о л е з н а я с и л а, которую может передавачь цепь с шарниром скольжения,

*F=[p]oA/Kэ;*

здесь *[р]*о— допустимое давление, МПа, в шарнирах для средних эксплуатационных условий (табл. 12.4); *A -* проекция опорной поверхности шарнира, мм2, равная для роликовых и втулочных ценей dBвн|, [d *—*диаметр валика; Bвн - ширина внутреннего звена (см. табл. 12.1)]; Kэ - коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации *Кэ,* может быть представлен в виде произведения частных коэффициентов:

Кэ=KдKаKнKрегKсмKрежKт.

Коэффициент Kд учитывает динамичность нагрузки; при спокойной нагрузке Kд=1; при нагрузке с толчками 1,2. ..1,5; при сильных ударах 1,8. Коэффициент Kа учитывает длину цепи (межосевое расстояние); очевидно, что чем длиннее цепь, тем реже при прочих равных условиях каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при а=(30...50)P принимают Kа=1; при а<25Р *Ка=-1,25,* при a=(60... 80) *Р* Kа=0,9. Коэффициент Kн учитывает наклон передачи к горизонту; чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при наклоне линии центров звездочек под углом к горизонту до 45° *Кн=* 1; при наклоне под углом  более 45° Kн=0,15. Коэффициент *Крег* учитывает регулировку передачи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек Kрег=1; для передач с оттяжными звездочками или нажимными роликами Kрег=1,1; для передач с нерегулируемыми осями звездочек Крег=1,25. Коэффициент Kcм учитывает характер смазывания; при непрерывном смазывании в масляной панне или от насоса Kсм=0,8, при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании Kсм=1, при периодическом смазывании 1,5. Коэффициент Kреж*.* учитывает режим работы передачи; при односменной работе Kреж=1. Коэффициент Kт учитывает температуру окружающей среды, при –25°<T<150°С принимают Kт=1; при экстремальных условиях Кт>1.

При оценке значения коэффициента эксплуатации *Кэ* необходимо хотя бы ориентировочно учитывать стохастический (случайный) характер ряда влияющих на него параметров.

Если по расчету значение коэффициента Kэ>2...3, то нужно принять конструктивные меры по улучшению работы передачи.

Приводные цепи проектируют на основе геометрического подобия, поэтому площадь проекции опорной поверхности шарнира для каждого размерного ряда цепей можно представить в виде *А*=*сР2,* где *с —* коэффициент пропорциональности, с0,25 для однорядных цепей, кроме цепей, не входящих в закономерный размерный ряд: ПР-8-460; ПР-12,7-400-1 и ПР. 12,7-900-2 (см. табл. 12.1).

Допустимая сила F цепи с mp рядами

*F= сР2[p]o mp/Kэ,*

где *тр —* коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам:

*zp=1 . . . . 2* 3

*тp,=1* .... 1,7 2,5

Допустимый момент (Н\*м) на малой звездочке

*T1=Fd1/2\*103=FPz1/2103*

Отсюда шаг цепи

*Р=18,5 3T1Кэ/(cz1mp[p]o).*

Ориентировочное значение шага однорядной цепи (мм)

*P=(12,8…13,5) 3T1/z1*

где коэффициент 12,8 — для цепей ПР, а коэффициент 13,5 — для цепей ПРЛ, *Т\—*момент, Н\*м.

Подбор цепных передач производят в следующем порядке. Сначала определяют или выбирают число зубьев малой звездочки и проверяют число зубьев большой. Затем задаются шагами цепи с учетом частоты вращения малой звездочки по табл. 12.3 или предварительно определяют шаг по одной из приведенных выше формул, в частности, задавшись ориентировочным значением Kэ.

Затем в порядке проверочного расчета определяют момент на малой звездочке, который может передавать цепь, и сопоставляют его с заданным. Обычно эти расчеты делают при нескольких, близких к оптимальным сочетаниям параметров и выбирают оптимальный вариант.

Долговечность цепей наиболее реально оценивать по методу подобия на основе установленного из опыта эксплуатации или испытаний ресурса передачи принимаемой за эталонную. Этот ресурс по И. И. Ивашкову умножается на отношение уточненных корректирующих коэффициентов для эталонной и рассчитываемой передач.

Корректирующие коэффициенты:

по твердости шарниров при работе со смазкой и загрязнением абразивами: поверхности без термообработки 2, при объемной закалке 1, при цементации 0,65;

по давлению в шарнирах *(р/р'о),* где при непрерывной смазке х= 1,5...2,5, при периодической смазке без загрязнения абразивами x=1, то же с абразивным загрязнением при объемной закалке х=0,6;

по условию работы при смазывании маслом: без абразивного загрязнения 1, в абразивной среде 10... 100;

по характеру смазывания: периодическое нерегулярное 0,3. регулярное 0,1, в маслянной ванне 0,06 и т. д.

Передачи зубчатыми цепями с шарнирами качения подбирают по фирменным данным или же полуэмпирическим завиcимостям из критерия износостойкости.

При определении коэффициента эксплуатации *Кэ* допускается ограничиваться учетом коэффициента угла наклона Kн и при *и>*10 м/с коэффициента влияния центробежных сил *Кv=1+1,1\*10-3v2*

§ 6. ПОСТОЯННЫЕ СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ И НАГРУЗКИ НА ВАЛЫ

Ведущая ветвь цепи в процессе работы испытывает постоянную нагрузку F1, соcтоящую из полезной силы F и натяжения ведомой ветви F2:

F1=F+F2

Натяжение ведомой ветви с заведомым запасом обычно принимают

*F2=Fq+Fц*

где Fq *—* натяжение от действия силы тяжести; Fц — натяжение от действия центробежных нагрузок на звенья цепи.

Натяжение Fq(Н) определяется приближенно, как для абсолютно гибкой нерастяжимой нити:

*Fq=ql2/(8f)g cos*

где q *—* масса одного метра цепи, кг; l — расстояние между точками подвеса цепи, м; f — стрела провеса, м; g *—* ускорение свободного падения, м/с2; * —* угол наклона к горизонту линии, соединяющей точки подвеса цепи, который приближенно принимают равным углу наклона передачи.

Принимая l равным межосевому расстоянию *а* и f=0,02а, получаем упрощенную зависимость

Fq=60qa cos10q

Натяжение цепи от центробежных нагрузок Fц(Н) для цепных передач определяют по аналогии с ременными передачами, т. е.

*Fц=qv2,*

где *v —* скорость движения цепи, м/с.

Центробежная сила, действующая по всему контуру цепи, вызывает дополнительный износ шарниров.

Расчетная нагрузка на валы цепной передачи несколько больше полезной окружной силы вследствие натяжения цепи от массы. Ее принимают RmF. При горизонтальной передаче принимают Rm = 1,15, при вертикальной Rm=1,05.

Цепные передачи всех типов проверяют на прочность по значениям разрушающей нагрузки Fразр (см. табл. 12.1) и натяжению наиболее нагруженной ветви F1max, определяя условную величину коэффициента запаса прочности

K=Fразр/F1max,

Где F1max=F+Fq+Fц+Fд (определение Fд см. § 12.7).

Если значение коэффициента запаса прочности *К>*5...6, то полагают, что цепь удовлетворяет условиям статической прочности.

§ 7. КОЛЕБАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг, а потом уступает место следующему звену. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна. Скорость цепи максимальна в положении звездочки, при котором радиус звездочки, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви цепи.

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут относительно перпендикуляра к ведущей ветви под углом, продольная скорость цепи (рис. 12.6, а)

*V=1R1 cos*

Где *1* — постоянная угловая скорость ведущей звездочки; R1 - радиус расположения шарниров цепи (начальной окружности) ведущей звездочки.

Так как угол ** изменяется в пределах от 0 до /z1, то скорость цепи изменяется от Vmax до Vmax cos /z1

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

*2=v/(R2 cos)*

где R2 — радиус начальной окружности ведомой звездочки; ** - угол поворота шарнира, примыкающего к ведущей ветви цепи (по отношению к перпендикуляру на эту ветвь), изменяющийся в пределах от 0 до /z2

Отсюда мгновенное передаточное отношение

*u=1/2=R2/R1 cos/ cos*

Из этой формулы и рис. 12.6, б можно видеть, что:

1) передаточное отношение не постоянно;

2) равномерность движения тем выше, чем больше числа зубьев звездочек, так как тогда *cos и cos* ближе к единице; основное значение имеет увеличение числа зубьев малой звездочки;

3) равномерность движения можно заметно повысить, если сделать так, чтобы в ведущей ветви укладывалось целое число звеньев; при соблюдении этого условия равномерность тем выше, чем ближе одно к другому числа зубьев звездочек; при z1=z2 u=const.

Переменность передаточного отношения можно иллюстрировать коэффициентом неравномерности вращения ведомой звездочки при равномерном вращении ведущей звездочки.

Например, для передачи с z1=18 и z2 =36  изменяется в пределах 1,1...2,1 %. Меньшее значение соответствует передаче, у которой в ведущей ветви укладывается целое число W1 звеньев, а большее - передаче, у которой и W1+0,5 звеньев.

Динамические нагрузки цепных передач вызываются:

а) переменным передаточным отношением, приводящим к ускорениям масс, соединяемых цепными передачами;

б) ударами звеньев цепи о зубья звездочек при входе в зацепление новых звеньев.

Сила удара при входе звеньев н зацепление оценивается из равенстве кинетической энергии удара набегающего звена цепи энергии деформации системы.

Приведенную массу рабочего участка цепи оценивают равной массе 1,7…2 звеньев. Обильное смазывание может существенно снижать силу удара.

§ 8. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ

Потери на трение в цепных передачах складываются из потерь: а) на трение в шарнирах; б) на трение между пластинами; в) на трение между звездочкой и звеньями цепи, а в роликовых цепях также между роликом и втулкой, при входе звеньев в зацепление и выходе из зацепления; г) на трение в опорах; д) потерь на разбрызгивание масла.

Основными являются потери на трение в шарнирах и опорах.

Потери на разбрызгивание масла существенны только при смазывании цепи оку-нанием на предельной для этого вида смазки скорости v=10…15 м/с.

Средние значения КПД при передаче полной расчетной .мощности достаточно точно изготовленных и хорошо смазываемых передач составляют 0,96...0,98.

Цепные передачи располагают так, чтобы цепь двигалась в вертикальной плоскости, причем взаимное положение по высоте ведущей и ведомой звездочек может быть произвольным. Оптимальными расположениями цепной передачи являются горизонтальное и наклонное под углом до 45° к горизонту. Вертикально расположенные передачи требуют более тщательной регулировки натяжения цепи, так как ее провисание не обеспечивает самонатяжения; поэтому целесообразно хотя бы небольшое взаимное смещение звездочек в горизонтальном направлении.

Ведущей в цепных передачах может быть как верхняя, так и нижняя ветви. Ведущая ветвь должна быть верхней в следующих случаях:

а) в передачах с малым межосевым расстоянием (а<30P при *и>* 2) и в передачах, близких к вертикальным, во избежание захвата провисающей верхней ведомой ветвью дополнительных зубьев;

б) в горизонтальных передачах с большим межосевым расстоянием (а> 60Р) и малыми числами зубьев звездочек во избежание соприкосновения ветвей.

Натяжение цепей. Цепные передачи в связи с неизбежным удлинением цепи в результате износа и контактных обмятий в шарнирах, как правило, должны иметь возможность регулирования ее натяжения. Предварительное натяжение существенно в вертикальных передачах. В горизонтальных и наклонных передачах зацепление цепи со звездочками обеспечивается натяжением от собственной силы тяжести цепи, но стрела провисания цепи должна быть оптимальной в указанных выше пределах.

Для передач с углом наклона до 45° к горизонту стрелу провисания f выбирают приближенно равной 0,02а. Для передач, близких к вертикальным, f=(0,01... 0,015)а.

Натяжение цепи регулируют:

а) перемещением оси одной из звездочек;

б) регулирующими звездочками или роликами.

Желательна возможность компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, после чего два звена цепи удаляют.

Регулирующие звездочки и ролики следует по возможности устанавливать на ведомой ветви цепи в местах ее наибольшего провисания. При невозможности установки на ведомой ветви их ставят на ведущей, но для уменьшения вибраций - с внутренней стороны, где они работают как оттяжные. В передачах с зубчатой цепью ПЗ-1 регулирующие звездочки могут работать только как оттяжные, а ро лики как натяжные. Число зубьев регулирующих звездочек выбирают равным числу малой рабочей звездочки или большим. При этом в зацеплении с регулирующей звездочкой должно быть не меньше трех звеньев цепи. Перемещение регулирующих звездочек и роликов в цепных передачах аналогично таковому в ременных передачах и осуществляется грузом, пружиной или винтом. Наибольшее распространение имеет конструкция звездочки с эксцентрической осью, поджимаемой спиральной пружиной.

Известно успешное применение цепных передач роликовыми цепями повышенного качества в закрытых картерах при хорошем смазывании с неподвижными осями звездочек без специальных натяжных устройств.

Картеры. Для обеспечения возможности непрерывного обильного смазывания цепи, защиты от загрязнений, бесшумности работы и для обеспечения безопасности эксплуатации цепные передачи заключают в картеры (рис. 12.7).

Внутренние размеры картера должны обеспечивать возможность провисания цепи, а также возможность удобного обслуживания передачи. Для наблюдения за состоянием цепи и уровнем масла картер снабжают окном и указателем уровня масла.

§ 9. ЗВЕЗДОЧКИ

Профилирование звездочек роликовых цепей в основном производят по ГОСТ 591—69, предусматривающему износоустойчивые профили без смещения (рис. 12.8, а) для кинематических точных передач и со смещением для остальных передач (рис. 12.8, б) Профиль со смещением отличается тем, что впадинаочерчена из двух центров, смещенных на величину е=0,03P

Шарниры звеньев цепи, находящиеся в зацеплении со звездочкой, располагают на делительной окружности звездочки.

Диаметр делительной окружности из рассмотрения треугольника с вершинами в центре звездочки и в центрах двух смежных шарниров

*Dд=P/(sin (1800/z))*

Диаметр окружности выступов

*De=P(0,5+ctg (1800/z))*

Профили зуба состоят из: а) впадины, очерчиваемой радиусом r=0,5025d1+0,05 мм, т. е. немного большим половины диаметра ролика d1*;* б) дуги, очерчиваемой радиусом r1=0,8d1+r ; в) прямолинейного переходного участка; г) головки, очерчиваемой радиусом r2*.* Радиус r2 выбирают таким, чтобы ролик цепи не катился по всему профилю зуба, а плавно входил в соприкосновение с зубом звездочки в рабочем положении на дне впадины или немного выше. Профиль звездочки обеспечивает зацепление с цепью, имеющей до определенной степени увеличенный шаг вследствие износа. При этом ролики цепи контактируют с участками профиля зубьев, более удаленными от центра звездочек.

В уточнении ГОСТ 591—б9\* коэффициент высоты зуба изменяется от 0,48 при отношении шага к диаметру ролика цепи Р/d1=1,4...1,5 до 0,565 при *Р/d1*= 1,8... 2,0.

Ширина (мм) зубчатого венца звездочки для однорядной, двух- и трехрядной b10,95Bвн—0,15, где *Ввн —* расстояние между внутренними пластинами.

Радиус Rз зуба в продольном сечении (для плавного набегания цепи) и координату h центра кривизны от окружности вершин зубьев принимают Rз=1,7d1 и h=0,8d1.

При скорости цепи до 5 м/с допустимо по ГОСТ 592—81 применять упрощенный профиль звездочек, состоящий из впадины, очерченной по дуге, прямолинейного рабочего участка и закругления по дуге у вершин. Профиль позволяет сократитькомплект инструмента для нарезания звездочек.

Профилирование звездочек передач с зубчатыми цепями по ГОСТ 13576—81 (рис. 12.9) значительно проще, так как рабочие профили зубьев прямолинейны.

В передаче полезной нагрузки участвуют 3...7 зубьев (в зависимости от общего числа зубьев звездочки), затем следует переходный участок с ненагруженными зубьями и, наконец, 2...4 зуба, работающих тыльной стороной.

Диаметр делительной окружности звездочек определяется по той же зависимости, что и для роликовых цепей.

Диаметр окружности выступов

*De=P ctg (1800/z)*

Высота зуба h2=h1+*е,* где h1 *—* расстояние от линии центров пластины до ее основания; *е —* радиальный зазор, равный 0,1 Р.

Угол вклинивания цепи =60°. Двойной угол впадины зуба 2=-, угол заострения зуба =30°-, где =360°/z.

Звенья неизношенной зубчатой цепи входят в зацепление с зубьями звездочки рабочими гранями обоих зубьев. В результате вытяжки от износа в шарнирах цепь располагается на большем радиусе, и звенья цепи контактируют с зубьями звездочки только по одной рабочей грани.

Ширина зубчатого венца звездочек с внутренним направлением В=b+2s, где s-толщина пластины цепи.

Звездочки с большим число зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготовлять из чугуна марки СЧ 20, СЧ 30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой.

Основные материалы для изготовления звездочек: среднеуглеродистые или легированные стали 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с поверхностной или общей закалкой до твердости 45...55 НКСэ или цементуемые стали 15, 20Х, 12ХНЗА с цементацией на 1...1,5 мм и закалкой до НКСэ 55...60. При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью *Р5* кВт и v8 м/с можно изготовлять 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.

Звездочки по конструктивному оформлению аналогичны зубчатым колесам. В связи с тем, что зубья звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочки нередко изготовляют из диска и ступицы, соединяемых болтами, заклепками или сваркой.

Для облегчения замены после износа, звездочки, устанавливаемые на валах между опорами, в машинах с трудной разборкай делают разъемными по диаметральной плоскости. Плоскость разъема проходит через впадины зубьев, для чего числи зубьев звездочки приходится выбирать чётным.

§ 10. СМАЗЫВАНИЕ

Для ответственных силовых передач следует по возможности применять непрерывное картерноё смазывание видов:

а) окунанием цепи в масляную ванну, причем погружение цепи в масло в самой глубокой точке не должно превышать ширины пластины; применяют до скорости цепи 10 м/с во избежание недопустимого взбалтывания масла;

б) разбрызгивание с помощью специальных разбрызгивающих выступов или колец и отражающих щитков, по которым масло стекает на цепь, применяют при скорости 6...12 м/с в случаях, когда уровень масла в ванне не может быть поднят до расположения цепи;

в) циркуляционное струйное смазывание от насоса, наиболее совершенный способ, применяют для мощных быстроходных передач;

г) циркуляционное центробежное с подачей масла через каналы в валах и звездочках непосредственно на цепь; применяют при стесненных габаритах передачи, например, в транспортных машинах;

д) циркуляционное смазывание распылением капель масла в струе воздуха под давлением; применяют при скорости более 12 м/с.

В среднескоростных передачах, не имеющих герметичных картеров, можно применять пластичное внутришарнирное или капельное смазывание. Пластичное внутришарнирное смазывание осуществляют периодическим, через 120...180 ч, погружением цепи в масло, нагретое до температуры, обеспечивающей его разжижение. Пластичный смазочный материал применим при скорости цепи до 4 м/с, а капельное смазывание - до 6 м/с.

В передачах с цепями крупных шагов предельные скорости для каждого способа смазывания несколько ниже.

При периодической работе и низких скоростях движения цепи допустимо периодическое смазывание с помощью ручной масленки (через каждые 6...8 ч). Масло подается на нижнюю ветвь у входа в зацепление со звездочкой.

При капельном ручном, а также струйном смазывании от насоса необходимо обеспечивать распределение смазочного материала по всей ширине цепи и попадание его между пластинами для смазывания шарниров. Подводить смазку предпочтительно на внутреннюю поверхность цепи, Откуда под действием центробежной силы она лучше подается к шарнирам.

В зависимости от нагрузки для смазывания цепных передач применяют масла индустриальные И-Г-А-46...И-Г-А-68, а при малых нагрузках Н-Г-А-32.

За рубежом начали выпускать для работы при легких режимах цепи, не требующие смазывания, трущиеся поверхности которых покрыты самосмазывающимися антифрикционными материалами.

§ 11. ЦЕПИ “О-РИНГ” и “X-РИНГ”

В настоящее время на современных мотоциклах применяют цепи имеющие защитные сальники-колпачки на каждом звене. Такие мотоциклы ездят с открытыми цепями, которые совершенно не боятся ни воды, ни грязи. Условно, по форме уплотнительных колечек, они получили название “О-ринг”. Такая конструкция цепи, обладающая сплошными достоинствами, имеет лишь один недостаток: по сравнению с обычными цепями, она имеет повышенное трение, ухудшающее КПД передачи в “суставах” с сальниками. Поэтому “О-ринг” не применется в мотоциклах для кросса и шоссейно-кольцевых гонок (в них чрезвычайно важна динамика, а ресурс цепи не имеет значения из-за непродолжительности заездов), а также на малокубатурной технике.

Однако имеются так же цепи, названные создателями “X-ринг”. В них уплотнительные кольца сделаны уже не в форме обучного бублика, а имеют в поперечном сечении форму, напоминающую букву “X”. Благодаря такому новшеству потери от трения в шарнирах цепи удалось снизить на 75% по сравнению с “О-ринг”.