Московский Государственный Институт

Электроники и Математики

(Технический Университет)

|  |  |
| --- | --- |
|  | кафедра Технологические Системы Электроники |

Реферат

по курсу «Детали машин и основы конструирования»

На тему:

«Цепные передачи»

|  |  |
| --- | --- |
|  | Студенты Группы Э-52 Ансимов А.  Зубов Д.  Помазунов Д.  Преподаватель  Некрасов М.И. |

Москва 1998

ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |  |
| --- | --- |
|  | Стр. |
| § 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ | 2 |
| § 2. ЦЕПИ | 2 |
| § 3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДНЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ | 4 |
| § 4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ ЦЕПЕЙ | 5 |
| § 5. НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ | 6 |
| § 6. ПОСТОЯННЫЕ СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ И НАГРУЗКИ НА ВАЛЫ | 8 |
| § 7. КОЛЕБАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ | 8 |
| § 8. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ | 9 |
| § 9. ЗВЕЗДОЧКИ | 10 |
| § 10. СМАЗЫВАНИЕ | 11 |
| § 11. ЦЕПИ “О-РИНГ” и “X-РИНГ” | 12 |
| ЛИТЕРАТУРА | 12 |

§ 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 α, 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)/2π)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 ψ более 45° Kн=0,15√ψ. 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=FPz1/2π103*

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 cosψ*

где q *—* масса одного метра цепи, кг; l — расстояние между точками подвеса цепи, м; f — стрела провеса, м; g *—* уско­рение свободного падения, м/с2; *ψ —* 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 cosψ≥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=ω1R1 cosα*

Где *ω1* — постоянная угловая скорость ведущей звездочки; R1 - радиус располо­жения шарниров цепи (начальной окруж­ности) ведущей звездочки.

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

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

*ω2=v/(R2 cosβ)*

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

Отсюда мгновенное передаточное отно­шение

*u=ω1/ω2=R2/R1 cosβ/ cosα*

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 *cosα и cosβ* 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 ε 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 α=60°. Двойной угол впадины зуба 2β=α-ϕ, угол за­острения зуба γ=30°-ϕ, где ϕ=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”.

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

2. МОТО № 7/98, Ублажайте хорошие цепи, с84…85. © “За рулем”, 1998.