

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «Механика и конструирование машин»

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Учебно-методическое пособие

Уфа-2013

В учебно-методическом пособии приведены некоторые области применения цепных механизмов, справочные данные и методики их расчетов. Предназначены в помощь студентам при выполнении домашних заданий и курсовых проектов по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Механика» и «Прикладная механика»

Составители: Чистов Д.И., доц., канд. техн. наук
Зубаиров С.Г., проф., д-р. техн. наук

Рецензент Лягов А.В., доц., д-р. техн. наук

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	2
1 Общие сведения о цепных передачах.....	2
2 Области применения цепных передач.....	3
2.1 Цепной привод газораспределительного механизма ДВС.....	3
2.2 Цепные приводы скважинных штанговых насосов.....	5
2.3 Цепная передача машины для безогневой резки труб.....	11
2.4 Применение цепных передач в колтюбинговых установках.....	11
3 Основные виды цепей и их характеристики.....	14
3.1. Приводные цепи.....	14
3.1.1 Втулочные и роликовые цепи.....	14
3.1.2 Роликовые цепи для буровых установок.....	16
3.1.3 Зубчатые цепи.....	17
3.1.4 Материалы для изготовления элементов цепей.....	18
3.2. Тяговые цепи.....	19
3.2.1 Тяговые пластинчатые цепи.....	19
3.2.2 Тяговые разборные цепи.....	20
3.2.3 Тяговые круглозвенные цепи.....	20
4 Звездочки для приводных цепей.....	21
5 Натяжные устройства.....	24
6 Смазка цепных передач.....	25
7 Основные параметры цепных передач.....	26
8 Кинематика цепных передач.....	27
9 Динамика цепных передач.....	30
10 Износ элементов цепных передач и критерии силового расчета.....	31
11 Методика расчета передачи с приводной роликовой цепью.....	34
12 Методика расчета передачи с приводной зубчатой цепью.....	37
Список использованной литературы.....	40
Приложение А.....	41

ВВЕДЕНИЕ

Цепные передачи предназначены для передачи вращательного движения от ведущего вала одному или нескольким ведомым валам.

Характерной особенностью цепных передач является то, что, с одной стороны, передаточным органом служит гибкий бесконечный элемент – цепь, с другой - передача вращения на ведомый вал осуществляется за счет зацепления звеньев цепи о зубья звездочек. Поэтому цепную передачу можно одновременно отнести и к передаче зацеплением и передаче гибкой связью.

Цепные передачи широко используются в подъемно-транспортных и сельскохозяйственных машинах, буровом оборудовании, мотоциклах, автомобилях.

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

К преимуществам цепных передач по сравнению с ременными можно отнести:

- 1) возможность передавать большие мощности;
- 2) отсутствие скольжения;
- 3) меньшие габариты, чем у ременной передачи такой же мощности;
- 4) меньшую нагрузку на валы и подшипники;
- 5) малую чувствительность к попаданию на цепь влаги или нефти.

Главным достоинством цепных передач по сравнению с зубчатыми является возможность осуществлять передачу на расстояния значительно большие, чем это удастся выполнить одной зубчатой парой.

Недостатками цепных передач являются:

- 1)* износ шарниров цепи из-за невозможности обеспечения жидкостного трения;
- 2) необходимость регулировки натяжения цепи и смазывания;
- 3) необходимость большей точности монтажа передачи по сравнению с ременной, особенно в части обеспечения плоскостности передачи;
- 4) непостоянство скорости движения цепи, вызывающее неравномерность вращения звездочек, особенно при малых числах зубьев;
- 5) более высокий уровень шума при работе.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Вид передачи определяется конструкцией цепи, расположением и числом звездочек, огибаемых одной цепью. Все цепные передачи по числу огибаемых одной цепью звездочек можно разделить на обычные и специальные.

В обычных передачах цепь огибает только одну ведомую звездочку (рисунок 1, а), в специальной – несколько ведомых звездочек (рисунок 1, б).

Положение линии, соединяющей центры звездочек передачи, может быть горизонтальным, наклонным и вертикальным.

* Включая цепи с защитными колпачками типа O-Ring и X-Ring для современных мотоциклов.

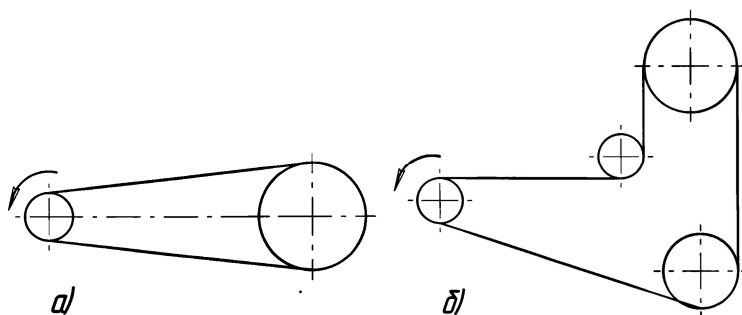


Рисунок 1- Обычная и специальная передачи

Цепи по назначению разделяют на две основные группы:

- 1) приводные – используемые для передачи движения от источника энергии к приемному органу машины;
- 2) тяговые – используемые для транспортировки и перемещения грузов в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и пр.).

В механизмах подъема груза кранов с ручным приводом также применяются грузовые сварные цепи по ГОСТ 2319-70 и грузовые пластинчатые цепи по ГОСТ 191-75 [8,12].

2 ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Перечисленные выше достоинства цепных передач predeterminedили широкое их применение во всех областях производства. Рассмотрим некоторые из них, отличающиеся спецификой требований или условий эксплуатации.

2.1 Цепной привод газораспределительного механизма ДВС

В двигателе ВАЗ выпуск отработавших газов из цилиндров и впуск горючей смеси осуществляется механизмом газораспределения с верхним расположением клапанов и цепным приводом распределительного вала от коленчатого вала двигателя (рисунок 2).

Привод распределительного вала осуществляется от коленчатого вала 1 двухрядной роликовой цепью 3, которая имеет 114 звеньев с шагом 9,525 мм. Установленная на коленчатом валу ведущая звездочка 12 привода имеет 38 зубьев. Кроме того, цепью 3 осуществляется через звездочку 5 (38 зубьев) привод топливного и масляного насосов и прерывателя-распределителя зажигания. Постоянно натяжение цепи обеспечивается установкой в головке цилиндров 10 полуавтоматического натяжного устройства, смонтированного в корпусе 9. Плунжер 8 натяжного устройства через пружину 38 и шайбу 36 нажимает на упор башмака 6, который, поворачиваясь вокруг оси крепления, через привулканизированную резиновую накладку 7 осуществляет натяжение ветви цепи. Чтобы предохранить цепь от вибраций и соскакивания с зубьев звездочек, уменьшить износ и понизить шумность работы, на ее противоположной ветви установлен успокоитель 13 с привулканизированной резиновой профильной накладкой. Покрытие

башмака 6 и успокоителя 13 обладает высокой износостойкостью и низким коэффициентом трения.

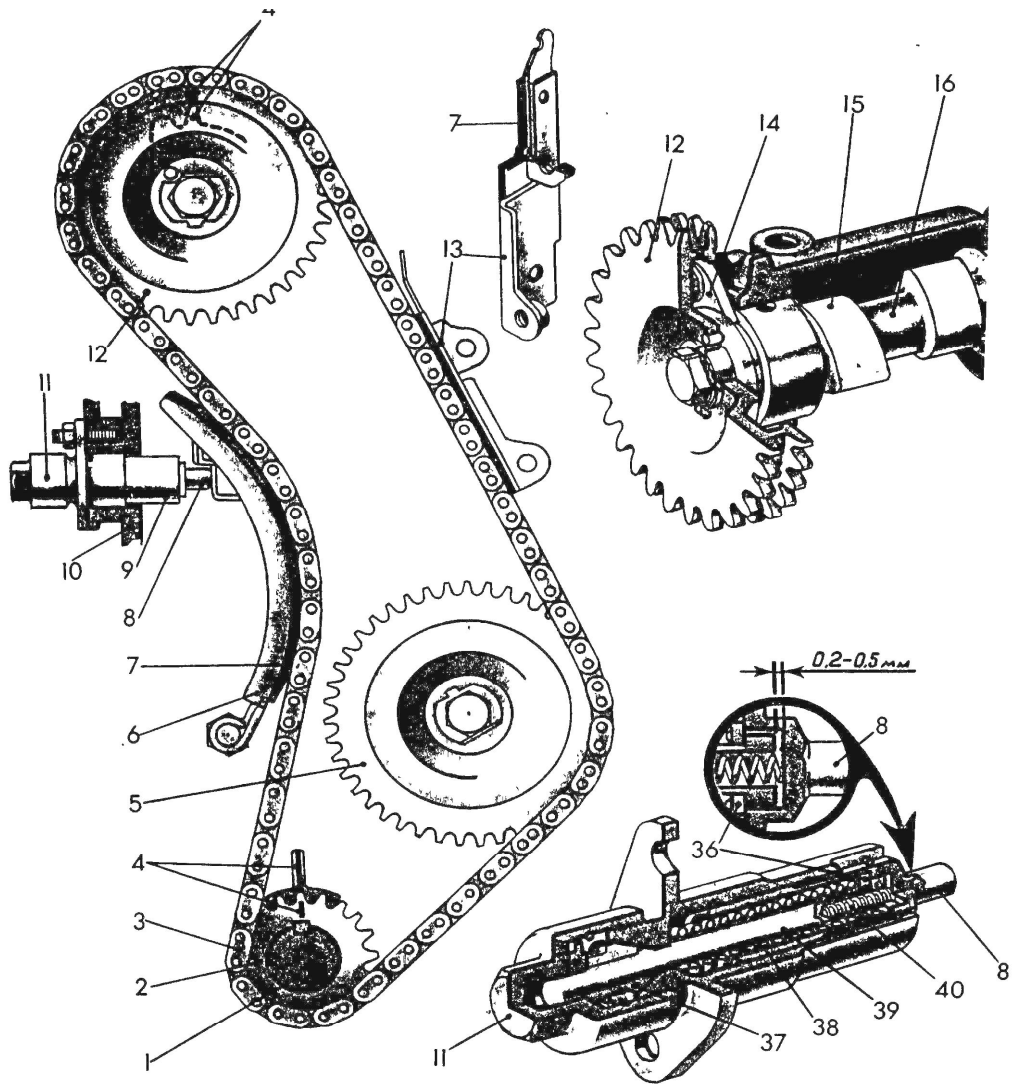


Рисунок 2- Привод распределительного механизма двигателя

Натяжение цепи регулируется натяжным устройством. Для регулировки ослабляют фиксирующую гайку 11 натяжного устройства и поворачивают коленчатый вал 1 на $\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$ оборота. При этом зажимной сухарь 37 стержня 39 разгружается и пружина 38, нажимая через шайбу 36 на внутренний упор плунжера 8 и заплечик стержня 39, автоматически устанавливает необходимое натяжение цепи 3. Для фиксации натяжения цепи, затягивают фиксирующую гайку 11, при этом цанги сухаря 37 зажимают, т.е. блокируют стержень 39 и пружину 38 в определенном положении, и дальнейшее перемещение плунжера вперед ограничивается. В то же время перемещение плунжера 8 происходит в пределах сжатия пружины, т.е. определяется ее упругостью. Во всех случаях между торцом заплечика заблокированного стержня и внутренним торцом плунжера 8 должен быть зазор величиной в 0,2-0,5 мм, что определяет свободный ход плунжера под действием пружины 40 и компенсирует колебания цепи. В случае появления шума и стуков

в цепном приводе необходимо повторно отрегулировать натяжение цепи по описанной выше технологии. Если причиной высокой шумности является поломка башмака натяжного устройства, заедание штока плунжера или чрезмерный износ цепи, то требуется замена натяжного устройства.

Во время работы цепь должна вытягиваться не более чем на 4 мм. Цепь проверяют на приспособлении, имеющем два ролика диаметром по $31,72+0,01$ мм, растягивая сначала с усилием 300 Н, а потом 150 Н. При этом замеряют расстояние между осями роликов. Для новой цепи двигателей ВА3-2101 и ВА3-21011 это расстояние должно быть равным 485,776-485,780 мм. Если цепь вытянулась до 489,9 мм, ее следует заменить.

Характеристика упругости пружин натяжного устройства приведена в таблице 1. На сухарях 37 и на стержне 39 не должно быть следов задиров, а на резиновой накладке 7 натяжителя и плунжере 8-глубоких рисок. Не допускается повышенный износ накладки успокоителя цепи.

Таблица 1- Характеристика пружин натяжного устройства

Назначение	Общее число	Диаметр проволоки, мм	Длина пружины, мм			Усилия пружины, Н	
			свободной	установленной	сжатой	установленной	сжатой
Пружина стержня	20	1,9	62	47	40	125	185
Пружина плунжера	24	0,4	25	15	12,5	40	50

2.2 Цепные приводы скважинных штанговых насосов

В связи со старением многих крупных нефтяных месторождений и их выходом в позднюю стадию разработки, все расширяющимся вводом в разработку трудноизвлекаемых запасов углеводородного сырья, в частности высоковязких нефтей, усложнением условий добычи нефти, нестабильной динамикой цен на нефть на внутреннем и внешнем рынках, постоянным ростом цен на электроэнергию, все возрастающей налоговой нагрузкой на нефтедобывающие предприятия обостряется проблема выбора оборудования для эксплуатации скважин, которое обеспечивало бы добычу нефти в осложненных условиях при наименьших затратах. Одним из путей снижения затрат на добычу нефти при механизированном способе эксплуатации скважин является применение, при определенных технико-технологических условиях, длинноходовых безбалансирных приводов штанговых насосов.

«Качалка с длинным ходом для насосной эксплуатации скважин», положившая начало новому классу безбалансирных приводов с редуцирующими преобразующими механизмами (РПМ) с гибкими звеньями, впервые была предложена в 1933г. К.К. Риделем [3]*. В виде опытного образца приводы с РПМ

* Библиографические данные, не упомянутые в данной главе, приведены в монографии [3].

реализованы в 40-х годах прошедшего столетия в АЗИНМАШе. Работы в данном направлении велись и за рубежом. В частности, фирмой Bender (США) были разработаны и испытаны конструкции промышленных образцов длинноходовых приводов с РПМ. Компанией Highland Pump Company (США) создана конструкция и налажено промышленное производство длинноходовых цепных приводов ROTAFLEX. В 70-х годах XX века в ТатНИПИнефти по инициативе д-ра. техн. наук, профессора Р.А. МаксUTOва был создан и испытан в промысловых условиях опытный образец привода с горизонтальным расположением преобразующего механизма.

В качестве замкнутых гибких звеньев в приводах с РПМ, как правило, применялись приводные роликовые цепи, в связи с чем этот тип приводов получил название «цепные приводы». В дальнейшем работы в нашей стране по созданию цепных приводов были продолжены, предложен и запатентован ряд новых технических решений в этой области. Все упомянутые исследования и опытно-промышленные работы как в нашей стране, так и за рубежом, были направлены на улучшение работы скважинного насоса путем увеличения его длины хода, поскольку схема РПМ позволяла достичь этого без резкого увеличения металлоемкости цепного привода.

Неослабевающий интерес специалистов к цепным приводам обусловлен присущими данному типу приводов принципиальными особенностями, которые обеспечивают получение при эксплуатации скважин ряда преимуществ:

- постоянную скорость движения штанг на преобладающей части хода, значение которой в 1,6 ... 1,7 раза меньше максимальной скорости штанг за цикл у балансирных станков-качалок;

- благодаря наличию у преобразующего механизма редуцирующих свойств, для обеспечения одинаковой с балансирными станками-качалками технической характеристики для цепного привода требуется редуктор с меньшим передаточным отношением и вращающим моментом (в 5...8 раз);

- меньшая по сравнению с балансирными станками-качалками зависимость полной массы и габаритов цепного привода от длины хода;

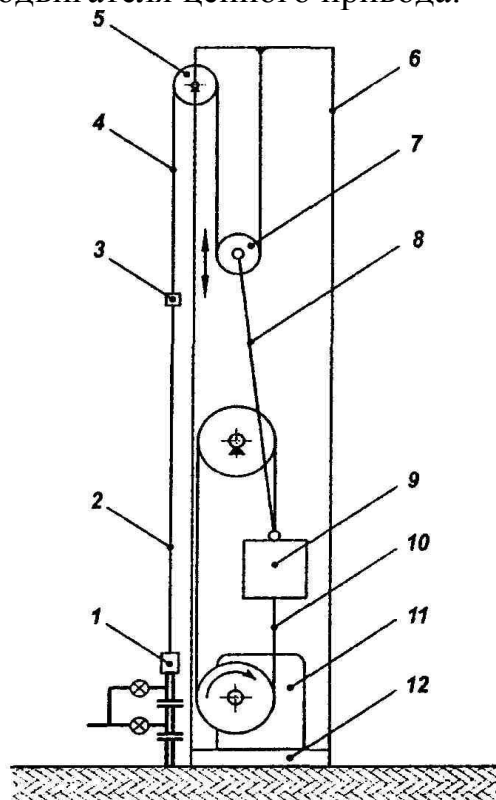
- редуцирующие свойства преобразующего механизма позволяют без каких либо дополнительных устройств, то есть без усложнения конструкции, обеспечить тихоходные режимы откачки в широком диапазоне изменения скорости;

- спокойные длинноходовые режимы откачки, реализуемые при применении цепных приводов, способствуют снижению динамических и гидродинамических нагрузок на штанги и привод, сокращению числа аварий со штангами, уменьшению износа штанг и труб, увеличению коэффициента наполнения насоса, увеличению срока службы устьевого сальника, улучшению показателей при откачке продукции с повышенным газосодержанием и высокой вязкостью;

- сокращение энергетических затрат на подъем продукции из скважин (сокращение расхода электроэнергии при работе насосных установок с цепными приводами фирмы Bender (рисунок 3) достигает 30%); по данным компании Weatherford (США), применение цепных приводов типа ROTAFLEX с длиной хода 6,0 и 7,3 м на более чем 800 скважинах обеспечило экономию по расходам на электроэнергию от 15 до 25%. Фактический коэффициент полезного действия

скважинных штанговых насосных установок с такими приводами достигает 61,2%, в то время как для насосных установок с обычными балансирными станками качалками в аналогичных условиях КПД колеблется в пределах 20 ... 50%);

- повышение коэффициента использования мощности за счет обеспечения равномерной загрузки электродвигателя цепного привода.



1-устье скважины; 2-полированный шток; 3-подвеска штока; 4-тяговый ремень; 5-направляющий шкив; 6-мачта; 7-подвижный шкив; 8-шатун; 9-уравновешивающий груз; 10-цепная передача; 11-двигатель; 12-основание

Рисунок 3- Схема привода фирмы Bender

Необходимо отметить, что некоторые, отдельно взятые преимущества из приведенного перечня технически могут быть обеспечены (а возможно, и приумножены) применением взамен балансирных станков-качалок не только цепных приводов, но и гидроприводов, пневмоприводов и других альтернативных вариантов. Однако в полном объеме реализовать подобную совокупность конструктивных, эксплуатационных и, в конечном итоге, экономических преимуществ без кардинального изменения инфраструктуры нефтедобывающих предприятий в части эксплуатации, обслуживания ремонта скважинных штанговых насосных установок (а значит, без серьезных капитальных вложений и в этом направлении), на данном этапе по мнению авторов можно только за счет использования цепных приводов СШН.

Работы по созданию и промышленному производству цепных приводов ведутся в США, России и Китайской Народной Республике.

Современные промышленные образцы цепных приводов содержат одну, расположенную вертикально цепную передачу, ведущая звездочка которой установлена непосредственно на выходном валу редуктора (ROTFLEX; ЦП 60-3-0,5/2,5;

ЦП 60-2,1-0,5/2,5; ЦП 40-2,10,5/2,5), либо соединенную с ним через промежуточную муфту (ЦП 80-6-1/4, длинноходовой цепной привод БМЗ).

Цепная передача располагается в полости уравнивающего груза П-образной формы с целью максимального приближения его центра тяжести к плоскости цепной передачи, взаимодействующей с грузом через консольно присоединенный к ней палец. Преобразующий механизм вместе с уравнивающим грузом размещается либо в закрытом корпусе, нижняя часть которого служит масляной ванной для смазки цепи (ROTFLEX, длинноходовой цепной привод БМЗ), либо выполняется в открытом исполнении (ЦП 80-6-1/4; ЦП 60-3-0,5/2,5; ЦП 60-2,1-0,5/2,5; ЦП 40 2,1-0,5/2,5). В последнем случае цепь пропитывается специальной консистентной смазкой (с порошком меди) в заводских условиях, а долговечность ее работы обеспечивается за счет выбора типоразмера цепи с многократным запасом прочности.

Отмеченные особенности цепных приводов позволяют ожидать наибольшей эффективности их применения в следующих случаях.

Привод ЦП-5 для эксплуатации малодебитных скважин с высоковязкой нефтью.

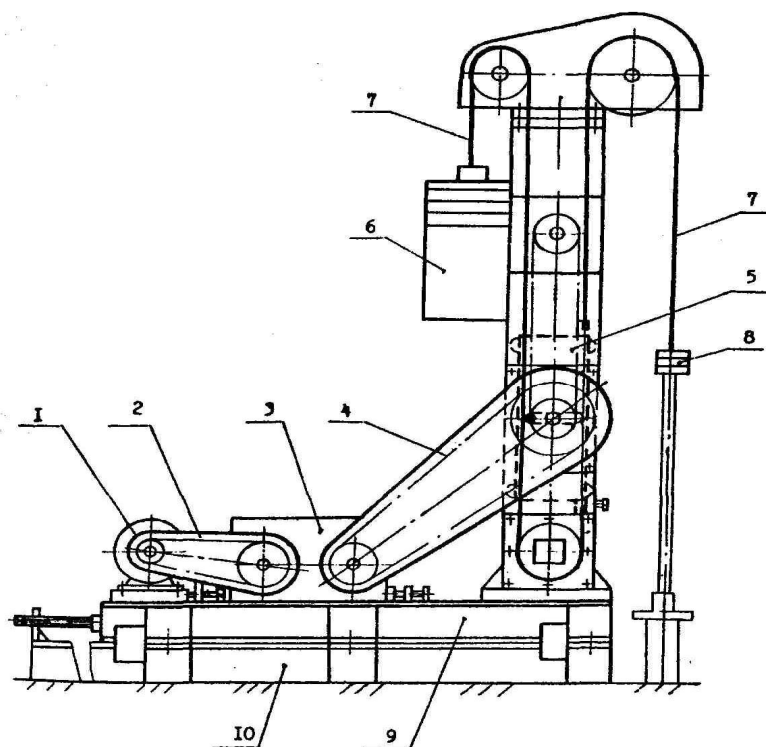
Преобразующий механизм содержит две параллельные замкнутые цепные передачи, размещенные в закрытом корпусе, в нижней части которого выполнена масляная ванна.

Техническая характеристика привода ЦП-5:

- грузоподъемность, кН	до 50
- длина хода, м	2
- частота качаний, мин ⁻¹	0,6...3,0
- мощность электродвигателя, кВт.....	до 5,5
- габариты, мм:	
длина.....	3800
ширина.....	700
высота.....	4900
масса, кг:	
без уравнивающих грузов.....	2500
полная с уравнивающими грузами.....	5500

В качестве гибких звеньев в преобразующем механизме привода используются две параллельные роликовые цепи ПР38,1 – 12700 с разрывным усилием 127 кН каждая, то есть при равномерном распределении нагрузки между ними суммарное разрывное усилие цепей составляет 254 кН. Максимальная расчетная неуравновешенная нагрузка при эксплуатации – около 25 кН. Таким образом, коэффициент запаса при статическом характере нагружения составлял 10,4. Радиус звездочек преобразующего механизма – 80 мм, кинематический параметр – 25, передаточное отношение преобразующего механизма – 8,36. В приводе ЦП-5 применен редуктор типа Ц2У-125 с крутящим моментом 500 Н м и передаточным отношением 16. Крутящий момент с тихоходного вала редуктора передавался на преобразующий механизм двумя параллельными цепными передачами с

передаточным отношением, равным 3. В этих передачах были применены те же цепи, что и в преобразующем механизме, а именно ПР38,1-12700.



1-электродвигатель; 2-клиноременная передача; 3-редуктор; 4-цепная передача;
5-преобразующий редуцирующий механизм; 6-уравновешивающие грузы;
7-канаты; 8-подвеска штока; 9-рама; 10-фундамент

Рисунок 4- Тихоходный цепной привод ЦП-5

К особенностям конструктивного исполнения опытного образца привода ЦП-5 также могут быть отнесены такие технические решения, как наличие преобразующего механизма в жестком несущем герметизированном корпусе, нижняя часть которого служит картером для машинного масла, обеспечивающего смазку как цепных передач, так и узлов каретки периодическим окунанием при каждом ходе в масляную ванну. Предполагалось, что это, наряду с применением двух параллельных цепей с достаточно большим разрывным усилием и малыми скоростями движения цепей (не превышающими 0,2 м/с), обеспечит высокую надежность и долговечность работы преобразующего механизма и привода в целом.

Эксплуатация скважин с высоковязкой продукцией. Предпосылки эффективного применения цепных приводов на таких скважинах обусловлены обеспечением равномерного движения штанг на преобладающей части хода, снижением в 1,6 ... 1,7 раза максимальной скорости штанг, следовательно, и пропорциональных скорости сил вязкого трения в подземной части установки. Применение цепных приводов в составе установки скважинного штангового насоса (УСШН) позволяет снизить нагрузки на штанги и привод, повысить работоспособность колонны штанг за счет уменьшения амплитуды и сокращения частоты циклов приложения переменных нагрузок, повысить коэффициент наполнения

насоса, сократить затраты электроэнергии на подъем продукции за счет меньших потерь на преодоление сил вязкого трения и равномерной загрузки электродвигателя привода. Благодаря равномерному движению штанг обеспечивается увеличение предельной подачи насосной установки при откачке высоковязкой продукции. В 1,6 ... 1,7 раза, уменьшается эмульгирующее действие штанговой колонны в скважинах с обводненной продукцией. Опыт применения РПМ позволил создать Бугульминскому филиалу института ВНИИнефть легкие малогабаритные цепные приводы для условий эксплуатации неглубоких скважин с высоковязкой продукцией, монтируемые на небольшом упрощенном фундаменте или непосредственно на устье скважины. Это тихоходные, легкие, малогабаритные цепные приводы грузоподъемностью 10 и 30 кН с длиной хода 1,2 м: ЦП 30-1,2 - 0,5/4; ЦП 10-1,2-1/4; ЦПм 10-1,2-1/4, которые были испытаны на скважинах №№ 327, 324А, 464А и др. Мордовско-Кармалынского месторождения природных битумов ОЭ НГДУ «Татнефтебитум» ОАО «Татнефть» [3]. При этом достигнуто сокращение металлоемкости привода по сравнению с балансирным станком-качалкой с одинаковой длиной хода в 3,8 раза (а в варианте, монтируемом без фундамента, – в 7 раз), достигнута суточная экономия электроэнергии на подъем продукции до 67%.

На основе опыта создания легких цепных приводов в этом же филиале был создан привод ЦП-5 для эксплуатации малодебитных скважин средней глубины с высоковязкой нефтью.

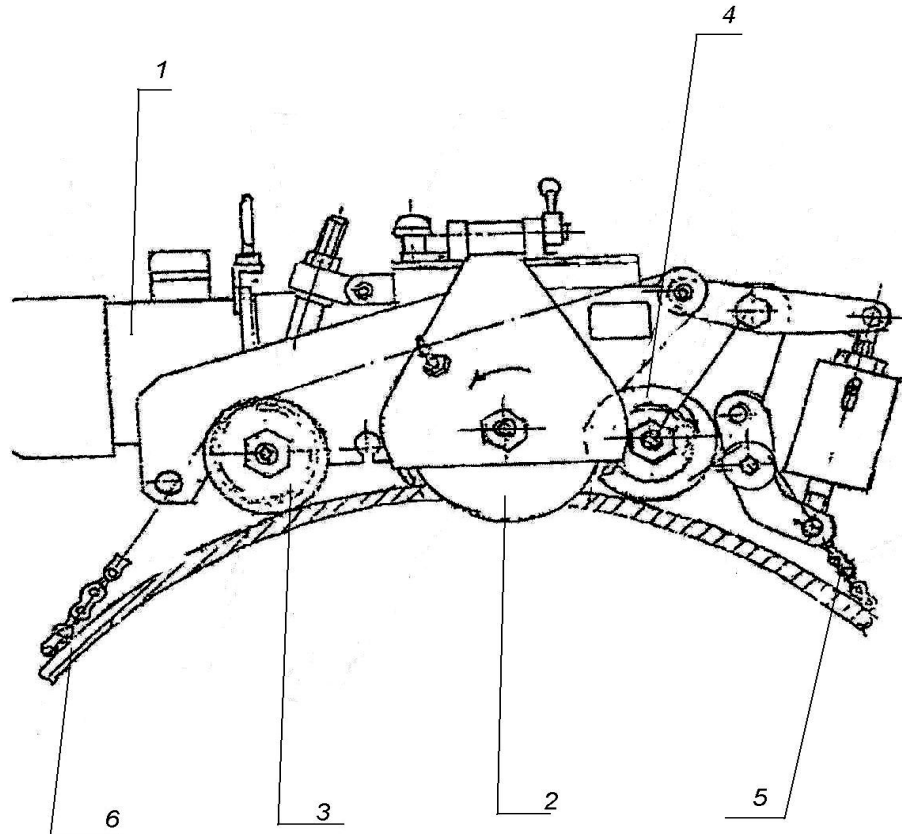
Эксплуатация высокодебитных скважин длинноходовыми скважинными штанговыми насосами. Применение УСШН с длинноходовыми цепными приводами позволит по сравнению с установками электропогружных центробежных насосов (УЭЦН) получить примерно 2-кратное сокращение энергозатрат на подъем продукции из скважин, поскольку КПД УЭЦН, как правило, не превышает 30%, а КПД УСШН с длинноходовым цепным приводом, как уже отмечалось, достигает 60%. При этом чем больше дебит скважины, тем ощутимее экономия на электроэнергии. Возможности УСШН с цепным приводом при эксплуатации высокодебитных скважин могут быть проиллюстрированы примерами, приведенными в рекламном проспекте фирмы Higland Pump Company. При эксплуатации скважин установками с цепными приводами типа ROTAFLEX 1100 при длине хода 7,3 м достигнуты дебиты по жидкости: 549 м³/сут при частоте качаний 4,8 мин⁻¹ с глубины 671 м (Хайас, Альберта, Калифорния); 266 м³/сут при частоте качаний 4,1 мин⁻¹ с глубины 1636 м (Бакстервиль, шт. Миссури, США); 213 м³/сут при частоте качаний 3 мин⁻¹ с глубины 1040 м (Гейдельберг, шт. Миссури).

Механизированная эксплуатация глубоких скважин. Применение длинноходовых цепных приводов обеспечивает подъем жидкости из глубоких скважин, в которых УЭЦН не развивают необходимого напора, а УСШН с обычными балансирными станками-качалками менее эффективны из-за большей относительной потери хода плунжера насоса вследствие растяжения штанг и большей величины динамических нагрузок на штанги. Возможности УСШН с цепным приводом при эксплуатации глубоких скважин могут также быть проиллюстрированы примером из упомянутого проспекта: установка с приводом РО-

TAFLEX 1100 обеспечила подъем продукции из скважины в объеме 19 м³/сут при 2,25 качаниях в минуту с глубины 3636 м (Лорел, шт.Миссури).

2.3 Цепная передача машины для безогневой резки труб

Машина для безогневой резки труб марки МРТ 325-1420 «Волжанка 2» предназначена для резки труб диаметром 325-1420 мм лезвийным режущим инструментом (фрезой) с одновременной разделкой кромок под сварку, для вырезки дефектных участков трубопроводов и линейной арматуры.



1- двигатель электрический; 2- фреза; 3, 4- ролики; 5-цепь роликовая; 6-труба

Рисунок 5- Машина для безогневой резки труб

2.4 Применение цепных передач в колтюбинговых установках

Первая промышленная установка гибкой трубы была разработана компанией California Oil и предприятием Bowen Tools в 1962 году с целью вымывания песчаных пробок в скважинах пробуренных в США. А основы были заложены в 1944г. перед высадкой союзников в Европу. Инженеры разработали и изготовили очень длинные непрерывные трубопроводы для транспортировки горючего из Англии на европейский континент с целью снабжения им союзников. Проект назывался PLUTO –«Трубопроводы под океаном».

В 50-х годах XX века Н.В. Богдановым было предложено использовать колонны гибких труб для спуска в скважину электропогружного центробежного насоса. При этом кабель, питающий погружной электродвигатель, располагался внутри колонны гибких труб.

Важнейшими элементами в колтюбинговых установках являются цепные передачи, позволяющие решить специфические проблемы по спуско-подъемным и другим технологическим операциям.

Цепные передачи в колтюбинговых установках применяются в инжекторе и узле намотки гибкой трубы (или «БДТ»-безмуфтовой длинной трубы).

Инжектор предназначен для спуска и подъема гибких труб в нефтяные и газовые скважины.

В инжекторе имеются две цепи, расположенные друг против друга и поддерживаемые приводными звездочками, расположенными в приводе и натяжными звёздочками, расположенными в нижней части силового блока. На обеих цепях установлены несущие колодки, соединенные между собой приводной втулочно-роликовой цепью с шагом 50,8 мм. На несущих колодках установлены по два четверть-сегментных зажимных вкладыша и эластичные опорные элементы, обеспечивающие равномерный зажим БДТ в колодках. Зажимные вкладыши вставляются в несущие элементы по направляющим и удерживаются на месте специальными планками. Тяговое усилие (осевая нагрузка) передается через несущие колодки посредством двух подшипников, установленных с обратной стороны колодки.

Натяжение цепи необходимо для ликвидации ослабленных участков цепи при ее вращении. Это осуществляется подачей гидравлического давления в четыре гидравлических цилиндра, которые, в свою очередь, воздействуют непосредственно на цепи через плавающие ведомые звездочки. Кинематическая схема привода инжектора представлена на рисунке 6.

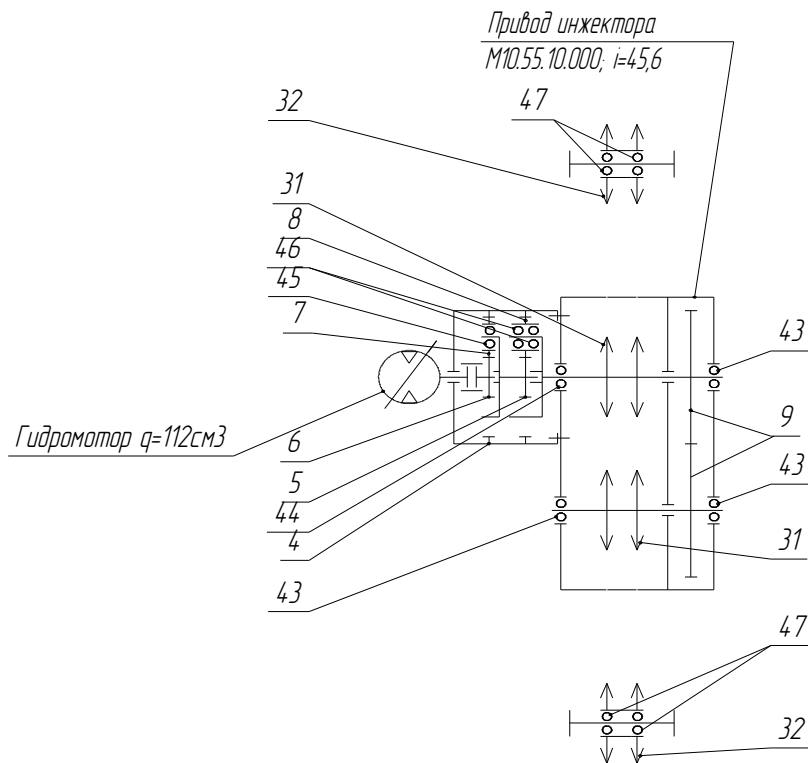


Рисунок 6- Кинематическая схема привода инжектора

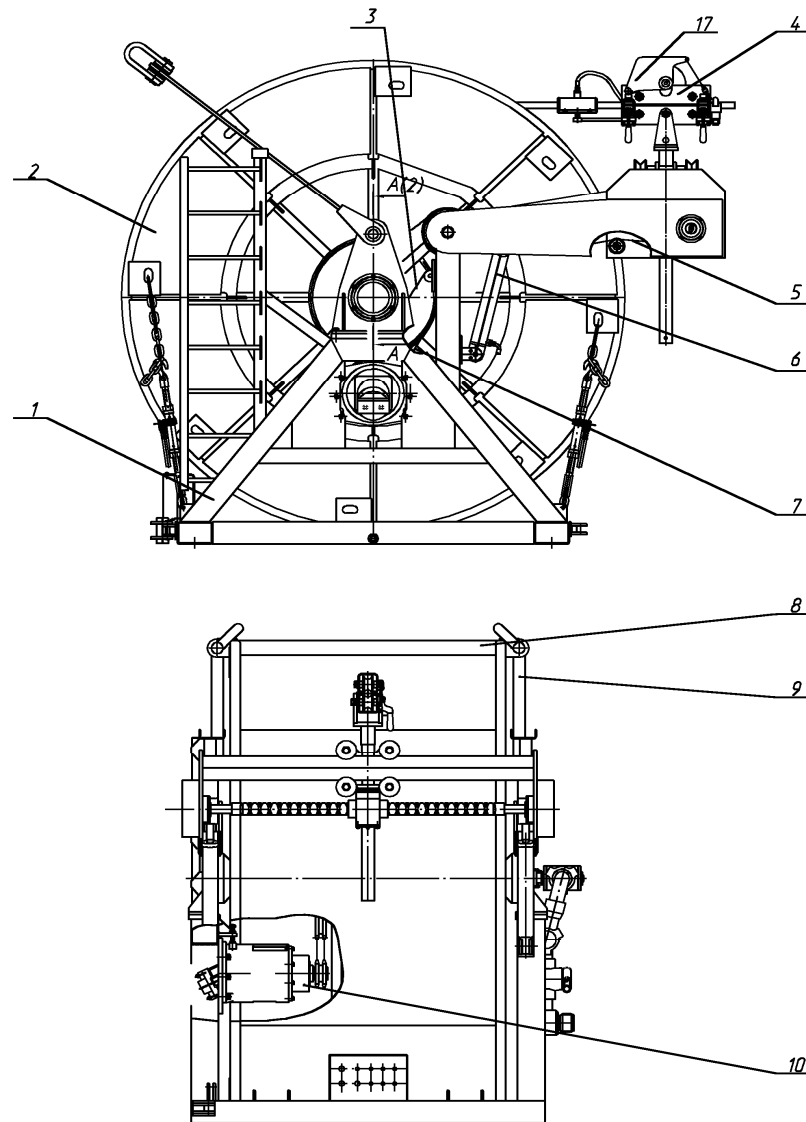
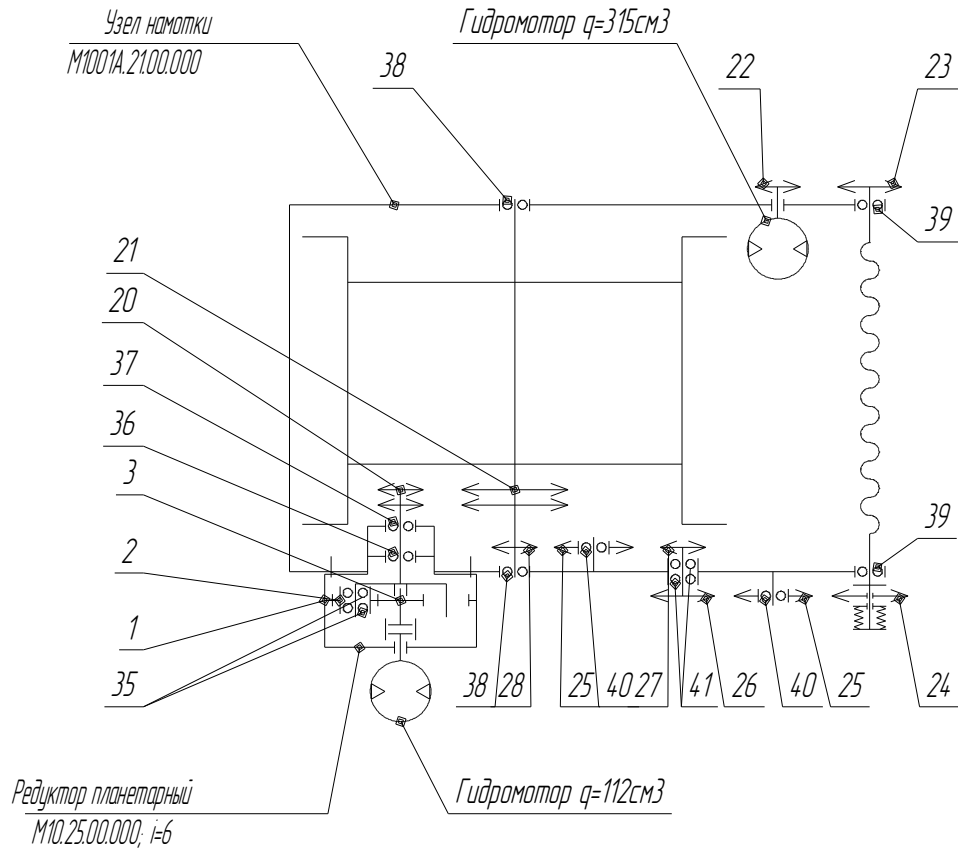


Рисунок 7- Узел намотки БДТ колтюбинговой установки

Узел намотки предназначен для обеспечения смотки-намотки БДТ при СПО и замене бунта, а также подвода в БДТ рабочего агента, закачиваемого в скважину.

Узел намотки БДТ (рисунок 7) состоит из следующих основных узлов: барабана 2, установленного в подшипниковых опорах на раме 1. С левой стороны на раме крепится редуктор планетарный 10 с гидромотором, который через цепь 7 передает вращение на барабан. К верхним кронштейнам рамы крепится механизм укладки трубы 4, который может перемещаться вверх при помощи гидроцилиндров 6. Механизм укладки БДТ приводится в действие от звездочки, закрепленной на валу барабана посредством цепи 3.

При разматывании БДТ и спуске ее в скважину гидромотор (установлен на редукторе) действует как тормоз, крутящий момент которого можно регулировать с пульта управления, изменяя давление на гидромоторе привода, тем самым обеспечивая плотное прилегание трубы на барабане и натяжение трубы между барабаном и инжектором. Кинематическая схема узла намотки БДТ представлена на рисунке 8.



Звездочки

Позиция	20	21	22	23	24	25	26	27	28	31	32
Кол. зубьев, z	13	72	15	30	Z^*	15	42	19	51	17	17
Шаг, t	31,75	31,75	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	19,05	50,8	50,8

Рисунок 8- Кинематическая схема узла намотки БДТ

3 ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЦЕПЕЙ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

3.1 Приводные цепи

3.1.1 Втулочные и роликовые цепи

Из приводных цепей наиболее широко применяются роликовые (рисунок 9). Цепи состоят из последовательно шарнирно соединенных между собой внутренних и наружных звеньев. В проушины пластин 1 внутренних звеньев запрессовываются втулки 5, на которых с зазором размещаются ролики 4. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. В проушины пластин 3 наружных звеньев запрессовываются валики 2, концы которых развальцовываются.

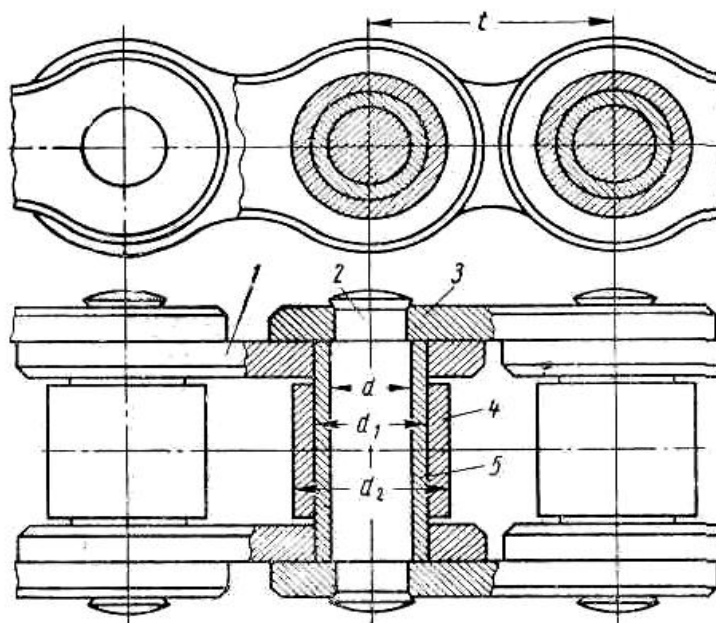
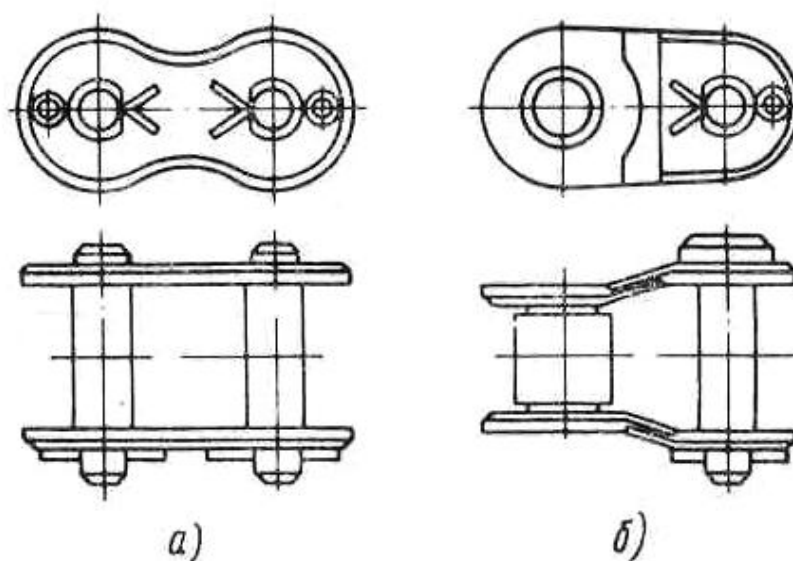


Рисунок 9- Конструкция роликовой цепи

Для соединения двух концов цепи используют соединительные и переходные звенья (рисунок 10), причем первые применяют при четном числе звеньев, вторые- при нечетном (с учетом переходных звеньев).



а) соединительное звено; б) переходное звено

Рисунок 10- Соединительное и переходное звенья

Если в конструкции цепи отсутствуют ролики, то данная цепь является втулочной. Втулочные цепи обычно применяют при скоростях до 10 м/с.

Многорядные роликовые цепи конструктивно представляют собой параллельное соединение нескольких однорядных цепей. Ряды в поперечном направлении соединяют с помощью удлиненных валиков.

Согласно ГОСТ 13568-75 роликовые цепи могут быть: двухрядными, трехрядными и четырехрядными.

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа.

Пример условного обозначения приводной однорядной роликовой цепи с шагом 25,4 мм, разрушающей нагрузкой 5670 Н по ГОСТ 13568-75:

Цепь ПР-25,4 – 5670 ГОСТ 13568 – 75.

У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Например, двухрядная цепь, аналогичная вышеуказанной однорядной, обозначается: Цепь 2ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568-75.

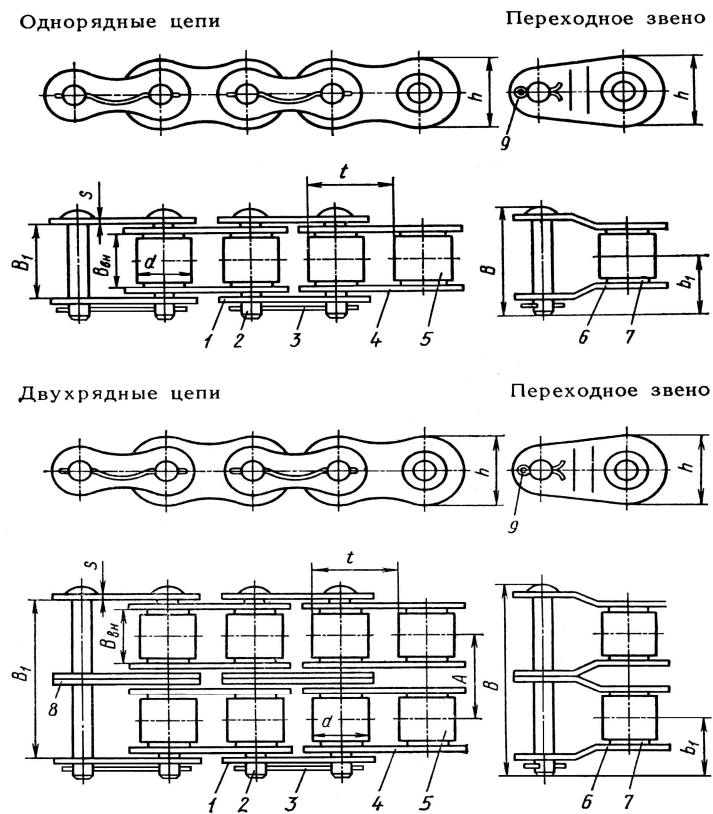
Многорядные цепи применяются при тех же частотах вращения и передаваемых мощностях, что и однорядные. При этом их использование способствует уменьшению габаритных размеров передачи и снижению уровня шума при работе за счет возможности уменьшения шага цепи.

3.1.2 Роликовые цепи для буровых установок

Данные цепи изготавливаются согласно ГОСТ 21834-76 и предназначены для работы в быстроходных передачах при хорошей смазке.

По исполнению эти цепи выпускаются двух типов: Н – нормальные и Т – тяжелые, и шести видов по рядности: одно-, двух-, трех-, четырех-, шести-, восьмирядные.

Конструктивно цепи для буровых установок не имеют принципиальных отличий от роликовых цепей по ГОСТ 13568-75 (рисунок 11).



1-пластина наружная; 2-валик; 3-шплинт; 4-пластина внутренняя; 5-ролик;
6-пластина переходная; 7-втулка; 8-пластина промежуточная; 9-шплинт

Рисунок 11- Цепи приводные роликовые для буровых установок

Пример условного обозначения цепи однорядной нормальной с шагом 38,1 мм:

Цепь 1Н-38,1 ГОСТ 21834-76.

3.1.3 Приводные зубчатые цепи

Зубчатые цепи состоят из звеньев, представляющих собой ряд шарнирно соединенных пластин зубчатой формы, которые непосредственно входят в зацепление с зубьями звездочек. Благодаря этому, зубчатые цепи обеспечивают более плавную работу с меньшим шумом, чем роликовые, имеют большую допускаемую скорость, повышенную прочность и надежность.

Зубчатая цепь с шарнирами качения (рисунок 12) состоит из рабочих и направляющих пластин, соединенных между собой сегментными призмами.

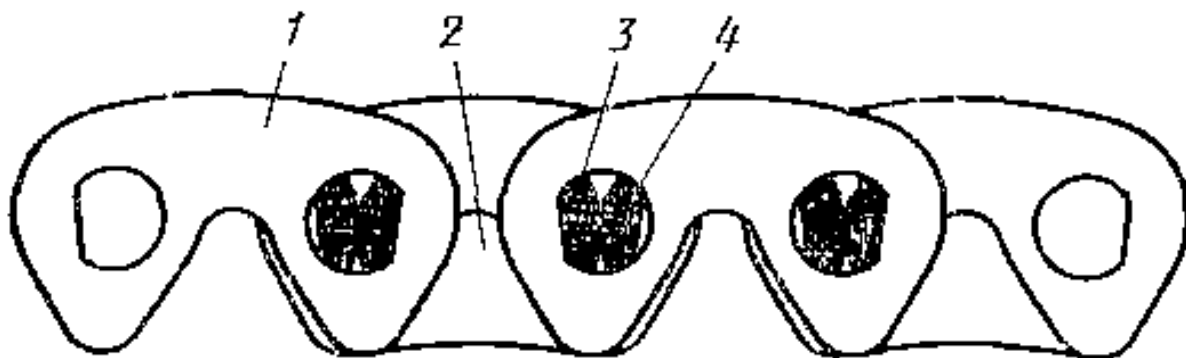


Рисунок 12- Зубчатая цепь с шарнирами качения

Рабочая пластина 1 зубообразной формы имеет два фасонных отверстия для неподвижной 3 и подвижной 4 призм, имеющих криволинейные поверхности одного радиуса и образующих шарнир качения. При этом на призму 3 напрессована шайба. Длина подвижной призмы 4 равна ширине цепи.

Направляющие пластины 2 не имеют среднего выреза и предохраняют цепь от бокового соскальзывания со звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Предпочтительными являются внутренние, так как они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях, но требуют наличия соответствующей канавки на звездочках (рисунок 21, в).

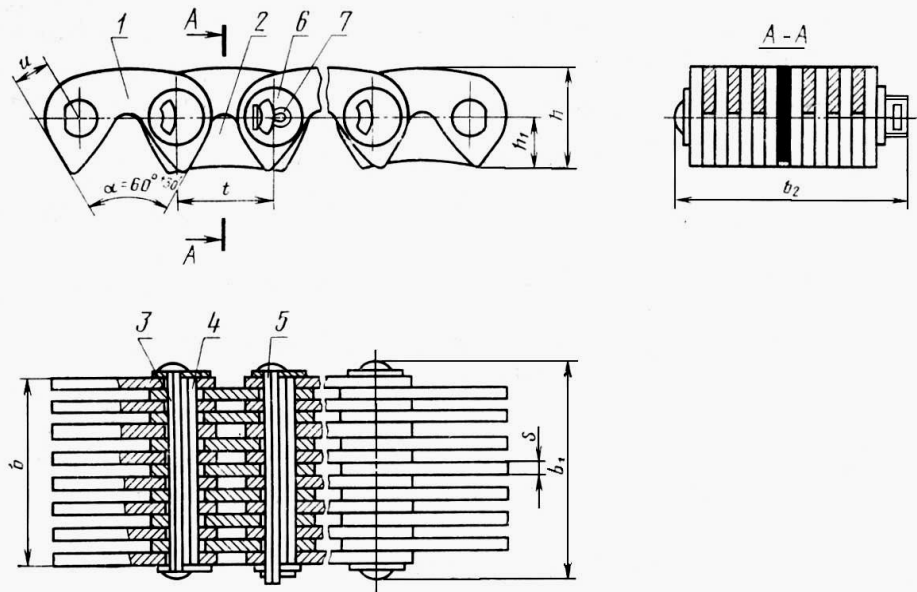
Зубчатые цепи изготавливаются согласно требованиям ГОСТ 13552-81.

Угол наклона рабочих граней α пластин цепи является постоянным и равен 60° .

Пример условного обозначения приводной зубчатой цепи типа 1 с шагом 19,05 мм, разрушающей нагрузкой 74 кН и шириной 45 мм:

Цепь ПЗ-1-19,05-74-45 ГОСТ 13552-81

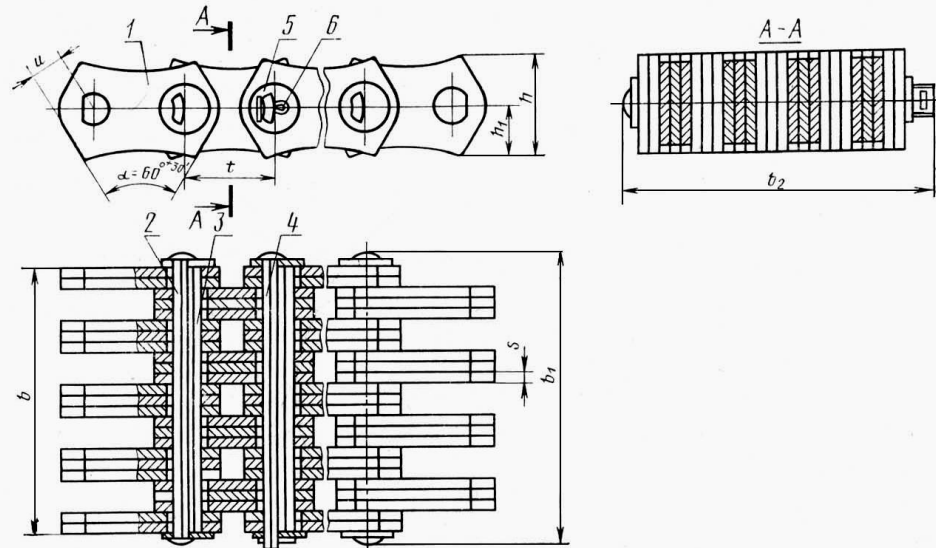
Тип 1



1-рабочая пластина; 2-направляющая пластина; 3-удлиненная призма; 4-внутренняя призма;
5-соединительная призма, 6-шайба; 7-шплинт

Рисунок 13- Зубчатая цепь с односторонним зацеплением (тип 1)

Тип 2



1-рабочая пластина; 2-удлиненная призма; 3-внутренняя призма; 4-соединительная призма;
5-шайба; 6-шплинт

Рисунок 14- Зубчатая цепь с двухсторонним зацеплением (тип 2)

3.1.4 Материалы для изготовления элементов приводных цепей

Пластины, втулки и ролики роликовых цепей изготавливаются из холоднокатаного проката. Пластины выполняют из закаливаемых сталей, например сталей 45, 50, 40X, 40XН, 30XН3А [10]. Твердость термообработки зависит от типа и шага цепи [1] и находится в пределах 26...50 HRC_Э.

Валики и втулки изготавливают из цементуемых сталей, например, из сталей 15, 15X, 20, 20X, 12ХНЗ, 20ХНЗ. Их твердость после цементации и закалики должна быть 54...65 HRC_Э [10].

Для изготовления роликов применяют закаливаемые или цементуемые стали, при этом для первых обеспечивают твердость термообработки 42...50 HRC_Э, а для последних 47...62 HRC_Э.

Пластины зубчатых цепей изготавливаются из стали 50, обеспечивая твердость 38...48 HRC_Э.

Призмы – из стали 15 или 20 с дальнейшей цементацией и закалкой до твердости 52-60 HRC_Э.

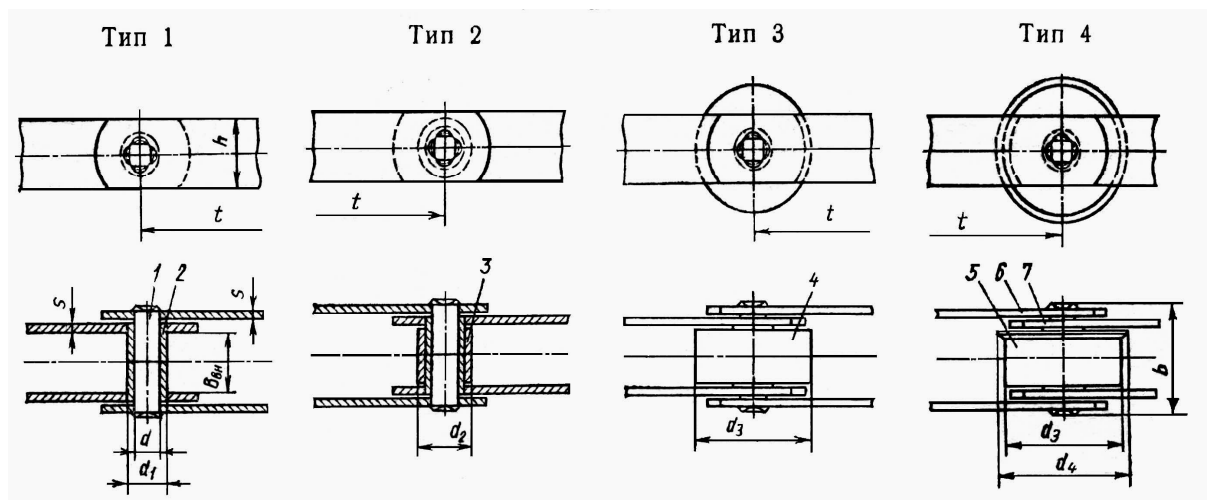
Шайбы – из стали 50, с закалкой до 30-38 HRC_Э.

3.2 Тяговые цепи

3.2.1 Тяговые пластинчатые цепи

Тяговые пластинчатые цепи изготавливают по ГОСТ 588-81 четырех типов: 1 – втулочные; 2 – роликовые; 3 – катковые с гладкими катками; 4 – катковые с ребрами.

По конструкции предусматриваются тяговые пластинчатые цепи каждого типа следующих исполнений: 1 – неразборная цепь со сплошными валиками (индекс *M*); 2 – разборная цепь со сплошными валиками (индекс *M*); 3 – неразборная цепь с полыми валиками (индекс *MC*) (рисунки 15 и 16).

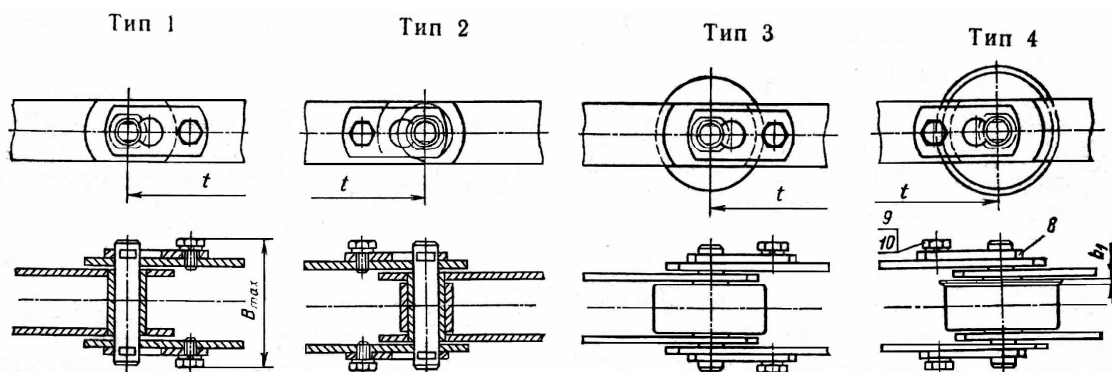


1-валик; 2-втулка; 3-ролик; 4-каток гладкий; 5-каток с ребордой; 6-пластина наружная; 7-пластина внутренняя; 8-ригель; 9-болт; 10-шайба

Рисунок 15- Тяговые пластинчатые цепи (исполнение 1)

Пример условного обозначения цепи *M* с разрушающей нагрузкой 112 кН типа 2 с шагом 100 мм исполнения 1:

Цепь М 112-2-100-1 ГОСТ 588-81.

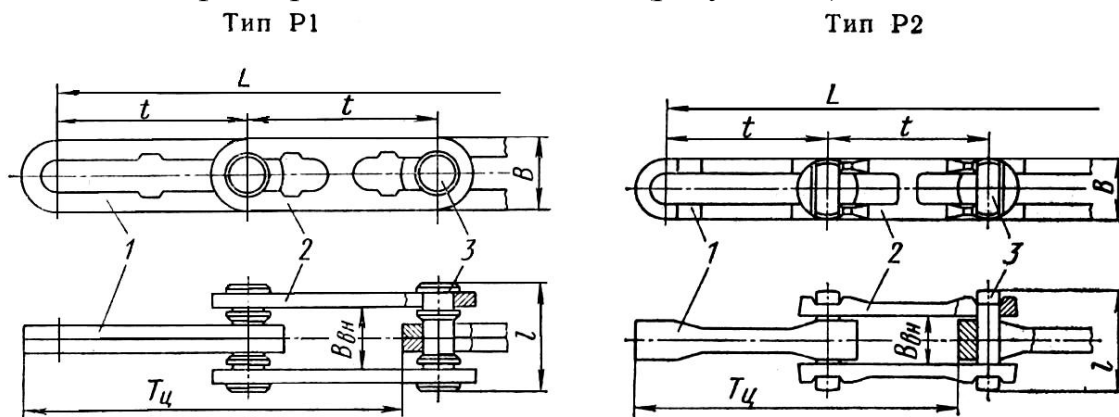


1-валик; 2-втулка; 3-ролик; 4-каток гладкий; 5-каток с ребордой; 6-пластина наружная; 7-пластина внутренняя; 8-ригель; 9-болт; 10-шайба

Рисунок 16. Тяговые пластинчатые цепи (исполнение 2)

3.2.2 Тяговые разборные цепи

Цепи изготавливаются по ГОСТ 589-74 двух типов: P1 – с вращающимися валиками; P2 – с фиксированными валиками (рисунок 17).



1-звено внутреннее; 2-звено наружное; 3-валик

Рисунок 17- Тяговые разборные цепи

Пример условного обозначения цепи P1 с шагом звена 80 мм и разрушающей нагрузкой 106 кН:

Цепь P1 – 80-106 ГОСТ 589-74

3.2.3 Тяговые круглозвенные цепи

Круглозвенные сварные цепи нормальной точности выпускают двух типов: тип А – короткозвенные; тип В – длиннозвенные. Для каждого типа предусмотрено два исполнения: 1 – калиброванные цепи (из калиброванной стали по ГОСТ 7417-75); 2 – некалиброванные (из горячекатаной стали по ГОСТ 2590-71) (рисунок 18).

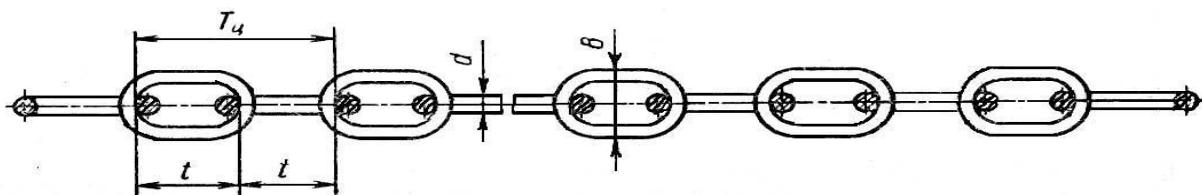


Рисунок 18- Тяговые круглозвенные цепи

Пример условного обозначения цепи типа А, исполнения 1, калибра (диаметра d) 10 мм с шагом 28 мм:

Цепь А1 – 10х28 ГОСТ 2319-81.

4 ЗВЕЗДОЧКИ ДЛЯ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

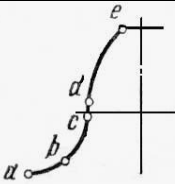
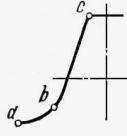
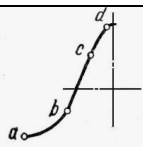
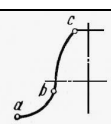
Звездочки являются основным элементом передачи, успех работы которой в огромной степени зависит от правильного выбора конструктивной схемы зубчатого венца, оптимального профиля зуба во всех его сечениях, а также материала, термообработки, технологии и точности изготовления, особенно по шагу и диаметру окружности впадин звездочки.

Звездочки для цепей различных типов принципиально не отличаются по конструкции. Однако зубья звездочек отличны между собой, в зависимости от конструкции и размера цепи.

Форма зуба определяется:

- 1) основным профилем (таблица 2);
- 2) поперечным профилем (рисунок 19);
- 3) профилем в плане (рисунок 20).

Таблица 2- Формы основного профиля зубьев звездочек

Тип профиля	Наименование основного профиля зуба	Эскиз	Характер образования основного профиля зубьев
1	Вогнуто-выпуклый (ГОСТ 591 — 69)		Образуется из четырех участков: впадины ab, вогнутой поверхности bc, очень незначительной по величине прямолинейной поверхности cd и головки зуба de
2	Прямолинейный (ГОСТ 592—75)		Образуется из двух участков: впадины ab и рабочей части bc с прямолинейной поверхностью зуба
3	Прямолинейно-выпуклый (ГОСТ 592 — 75)		Образуется из трех участков: впадины ab, рабочей части bc с прямолинейной поверхностью и головки зуба cd
4	Выпуклый (ГОСТ 5006 — 55)		Образуется из двух участков: впадины ab и рабочей части bc с выпуклой поверхностью

Основной профиль зуба звездочек для зубчатых цепей может быть трех типов: прямолинейный, выпуклый и эвольвентный, и выбирается в зависимости от скорости движения цепи. ГОСТ 592-75 распространяется на звездочки передач, работающих при скорости движения цепи до 5 м/с, а ГОСТ 591-69-свыше 5 м/с.

Форма поперечного сечения, также как и основной профиль в значительной степени зависит от типа цепи и скорости ее движения в передаче (рисунок 18

а,б,в- для звездочек по ГОСТ 591-69; рисунок 18г,д,е,ж- для звездочек по ГОСТ 592-75).

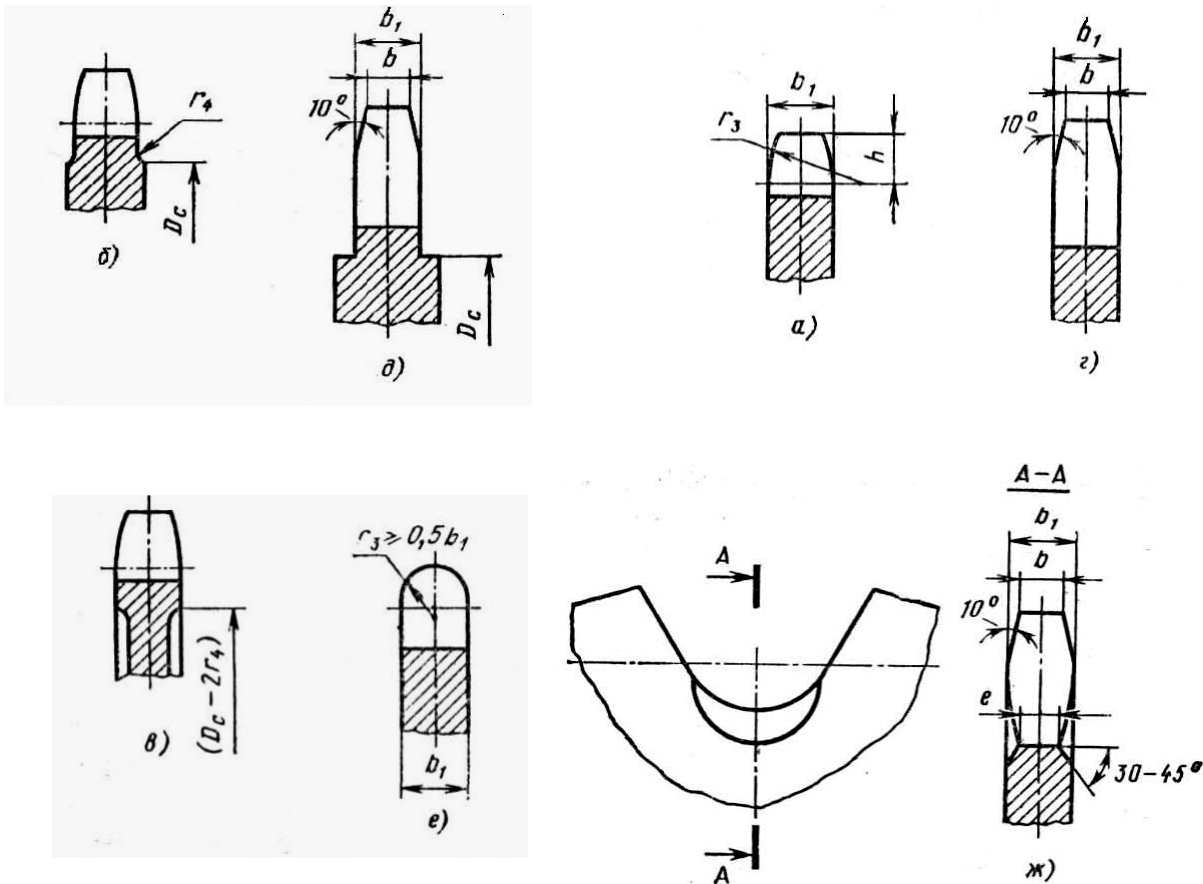


Рисунок 19- Профиль зубьев звездочек в поперечном сечении

Профиль зуба звездочки в плане обычно выполняют прямолинейным (рисунок 19, а), но в ряде случаев, например в условиях возможного смещения звездочек применяют вогнутый (рисунок 20, б) или выпуклый (рисунок 20, в).

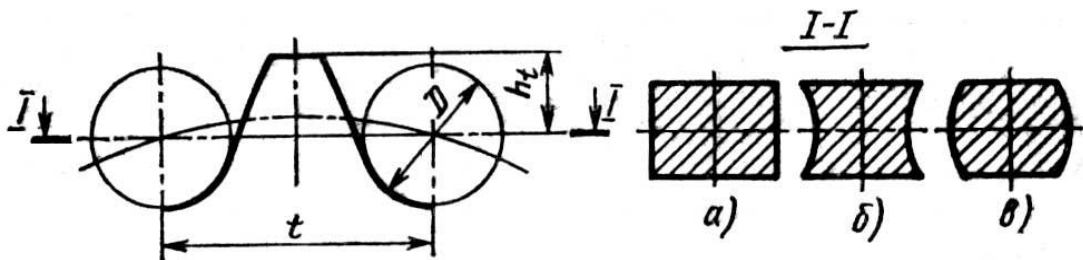


Рисунок 20- Профиль зубьев звездочек в плане

Форма поперечного профиля зуба звездочек для зубчатых цепей зависит от расположения направляющих пластин. Если направляющие пластины расположены по краям цепи, то поперечный профиль скругляют с обеих сторон (рисунок 21, а, б), а если пластины располагаются посередине ширины цепи, то предусматривается прорезь по середине зуба (рисунок 21, в).

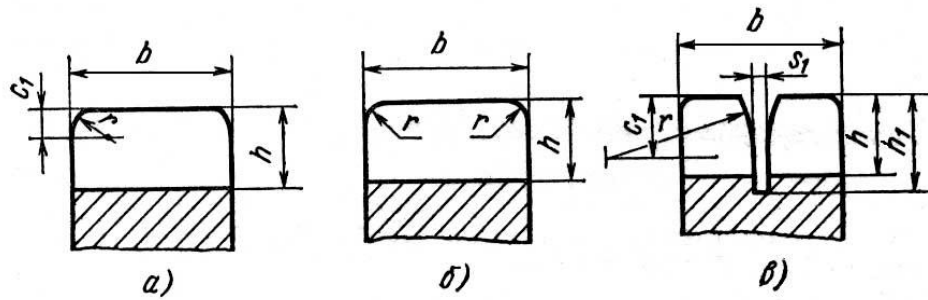


Рисунок 21- Форма поперечного профиля зуба звездочек зубчатых цепей

На рисунке 22 приведены различные формы звездочек для приводных цепей.

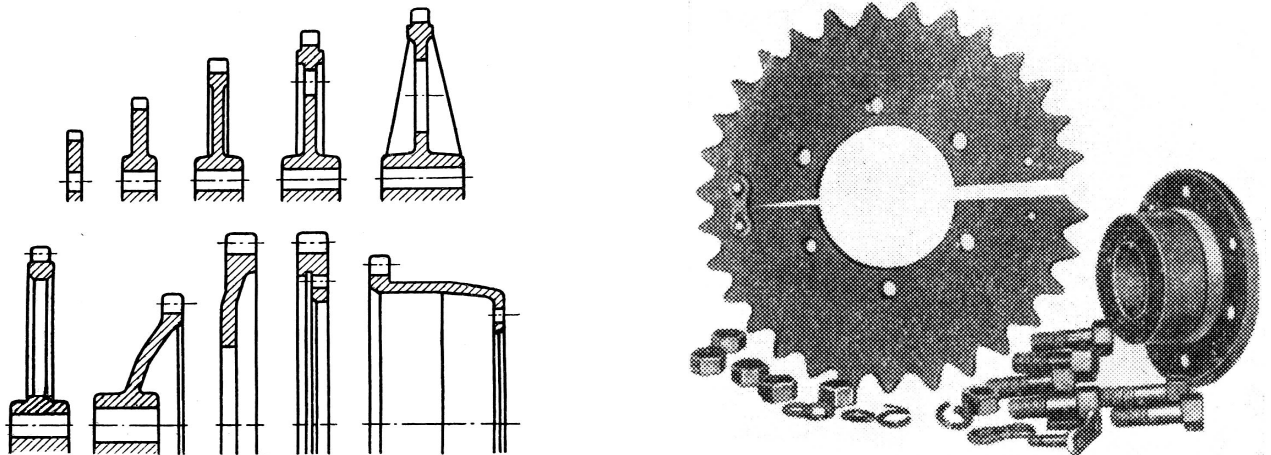


Рисунок 22- Конструкции звездочек

По условиям эксплуатации необходимо обеспечить сравнительно большую долговечность звездочки по отношению к долговечности цепи. Это связано с тем, что, во-первых, замена звездочек является трудоемкой операцией, а во-вторых – в результате износа изменяется профиль зубьев, что отрицательно сказывается на работе всей передачи.

Звездочки в процессе работы, помимо износа, испытывают также ударные и динамические нагрузки, поэтому, выбирая материал и термическую обработку звездочек необходимо, кроме твердости зубьев, регламентировать также предел прочности.

Можно выделить следующие группы материалов, применяемых для изготовления звездочек: металлы, пластмассы, композиционные материалы [1,5,7].

Из металлов следует назвать в первую очередь чугуны (СЧ – 18, СЧ – 30 по ГОСТ 1412-79; АЧ – 81 ГОСТ 1585-79; ВЧ – 45-5 ГОСТ 7293-79) и стали углеродистые и легированные (сталь 15, 20, 45, 50 ГОСТ 1080-88, сталь 15Х, 20Х, 40Х, 40ХН, 45Х40Г2, 50Г2, 35ГС по ГОСТ 4543-71).

Из полимеров широкое применение получили: полиэтилены, полипропилены, полиамиды различных марок и др.

Зубья звездочек изготавливают различными способами:

1) за счет удаления материала из впадин зубьев резанием дисковыми, червячными и пальцевыми фрезами, а также долблением;

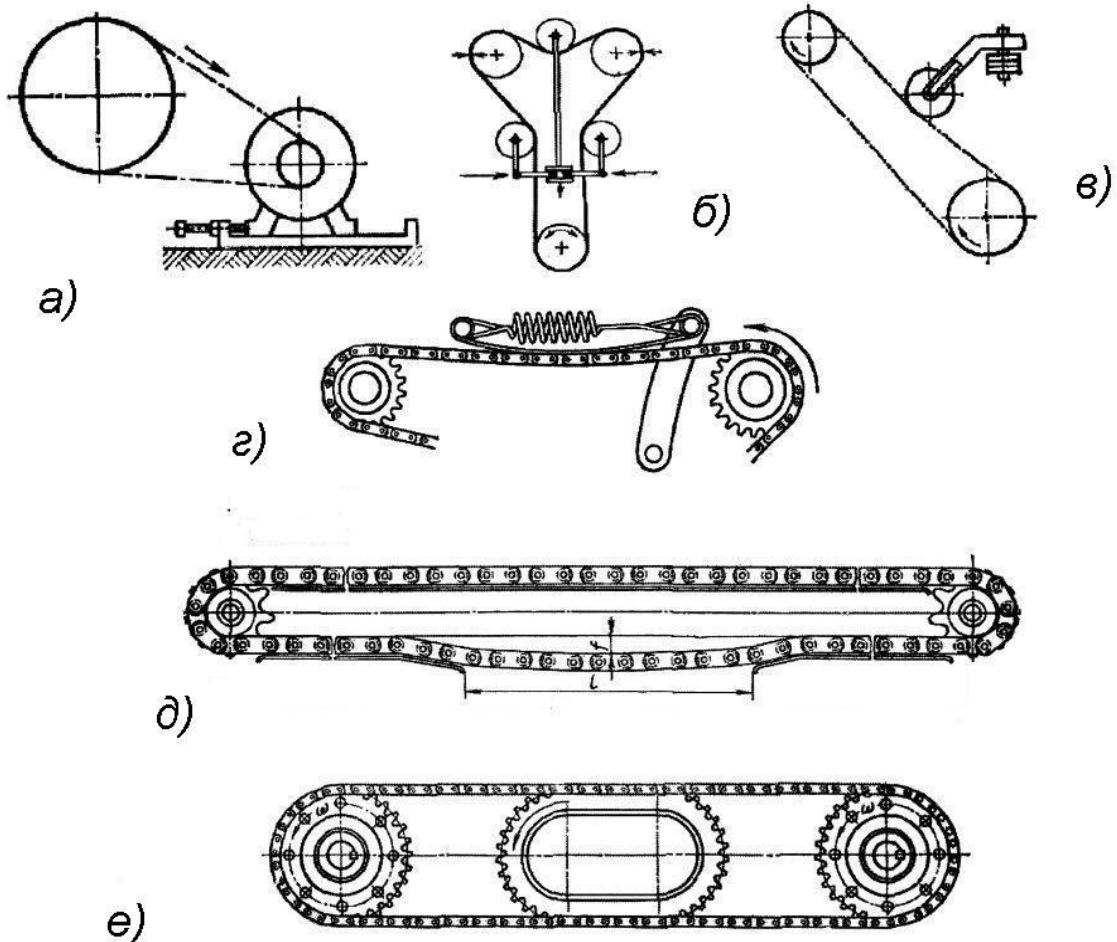
- 2) без нагрева заготовок (обработка давлением);
- 3) с нагревом заготовок (литье, прессование, штамповка, поперечная накатка и др.) [5,7].

5 НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

При проектировании цепной передачи необходимо предусмотреть способ регулировки натяжения цепи. Это необходимо для компенсации удлинения цепи из-за износа шарниров, а также с целью увеличения угла обхвата цепью звездочки, что особенно важно при большом угле наклона передачи к горизонту.

Наиболее широкое применение получили следующие способы регулировки (рисунок 23):

- 1) регулировка передвигаемыми опорами;
- 2) регулировка с помощью нажимных звездочек;
- 3) регулировка с помощью полуавтоматических приспособлений;
- 4) регулировка с помощью упругих звездочек.



а) регулировка передвигаемыми опорами; б) регулировка натяжными звездочками; в) грузовое натяжное устройство; г) натяжная лента с винтовой пружиной; д) регулировка за счет провисания холостой ветви; е) регулировка с помощью упругой звездочки

Рисунок 23- Способы регулировки натяжения цепи

6 СМАЗКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Долговечность работы цепной передачи, ее надежность и коэффициент полезного действия во многом зависят от качества смазки и способа подачи ее на цепь. В цепных передачах в зависимости от скорости движения цепи применяют следующие способы смазки: периодическую – ручная или капельная (при скорости $V < 2$ м/с) и непрерывную (при $V > 2$ м/с). Последний способ, в свою очередь, может быть: картерной смазкой ($V \leq 8$ м/с), струйной ($V \leq 12$ м/с), центробежной смазкой ($V \leq 15$ м/с) [2,5].

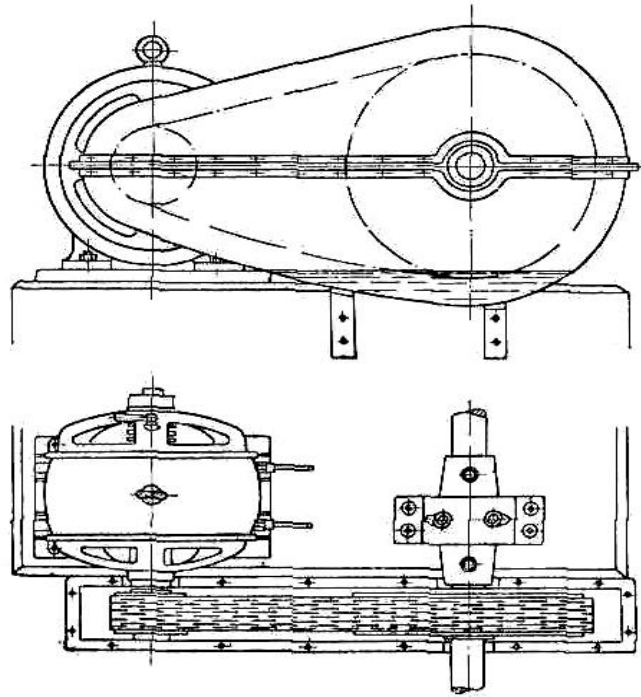


Рисунок 24- Цепная передача, работающая в масляной ванне

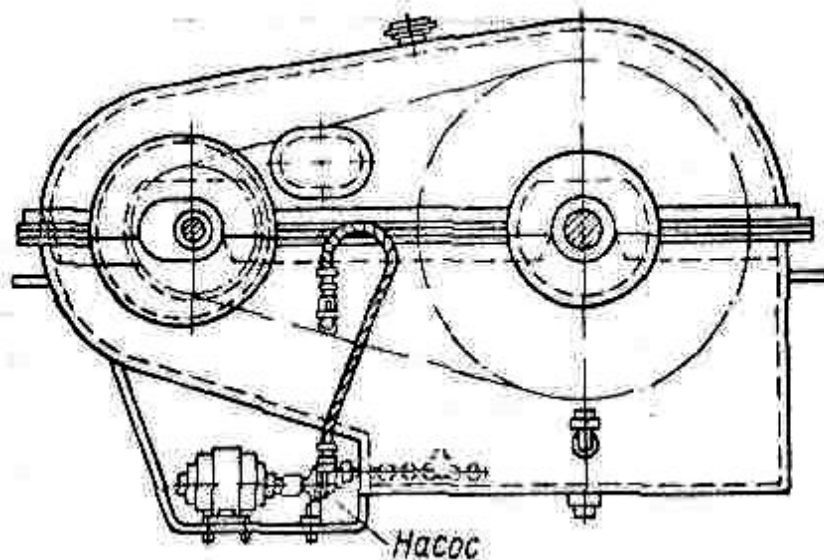


Рисунок 25- Цепная передача с циркуляционной смазкой при помощи насоса

7 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рекомендуемой областью применения цепных передач является: по мощности- до 100 кВт, по скорости- до 15 м/с.

В передачах с цепями высокого качества и с малыми шагами при обеспечении хорошей смазки (рисунки 24, 25) скорости могут достигать 30...35 м/с [11].

Основным параметром, определяющим габаритные размеры и характеристики передачи, является шаг цепи t . От величины шага цепи во многом зависит плавность, бесшумность и долговечность работы цепных передач.

При проектировании передачи необходимо стремиться назначать цепь с минимально возможным шагом. Уменьшение шага роликовых цепей при проектировании достигается увеличением их рядности, а зубчатых цепей - увеличением их ширины.

Числа зубьев звездочек z_1 и z_2 выбирают из условия обеспечения минимальных размеров передачи и более плавного хода цепи. Для получения минимальных размеров передачи z_1 должно быть минимальным. Однако с уменьшением z_1 увеличивается неравномерность движения цепи, динамические нагрузки, шум и снижается долговечность.

Поэтому, при проектировании цепных передач, если отсутствуют конструктивные ограничения по габаритам, число зубьев z_1 ведущей звездочки целесообразно принимать в зависимости от передаточного числа (таблица 3). Но при этом целесообразно учитывать и другие факторы.

Таблица 3- Значение числа зубьев ведущей звездочки

u	1	2	3	4	5	6	7	8
z_1	27	25	23	21	19	17	15	13

Так, на основании экспериментальных исследований и опыта эксплуатации передач принято $z_{1\min} = 19$ при $V > 2$ м/с. В тихоходных передачах ($V < 2$ м/с) допускается $z_{1\min} = 13 \dots 15$. В передачах, работающих с ударными нагрузками $z_{1\min} = 23$ [10].

Количество зубьев ведомой звездочки z_2 определяем в зависимости от выбранного z_1 и передаточного числа u , т.е. равно $z_1 u$.

Кроме этого, следует учитывать, что чем больше зубьев на ведомой звездочке, тем требуется большая точность шага как зубьев звездочки, так и звеньев и допускается меньший износ цепи. Несовпадение шагов цепи и звездочек может привести к выходу цепи из зацепления, особенно при толчкообразной нагрузке.

Поэтому максимальное количество зубьев ведомой звездочки ограничивают: для роликовых цепей $z_{2\max} \leq 120$, для зубчатых $z_{2\max} \leq 140$ [9]. Для быстроходных передач ($V > 10$ м/с) числа зубьев $z_{2\max} \leq 60$ [7].

Межосевое расстояние передачи определяется по условию, при котором угол обхвата малой звездочки цепью должен быть больше 120 град:

$$\text{при } u \leq 3,0 \quad a_{\min} = \frac{De_1 + De_2}{2} + (30 \dots 50) \quad (1)$$

$$\text{при } u > 3,0 \quad a_{\min} = \frac{De_1 + De_2}{2} \cdot \frac{9 + u}{10},$$

где De_1, De_2 - диаметры окружностей вершин зубьев звездочек.

Максимальное значение

$$a_{\max} = 80 \cdot t \quad (2)$$

Оптимальным считается межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50) \cdot t \quad (3)$$

Рассчитанное значение межосевого расстояния уменьшают на величину $(0,002 \dots 0,004) \cdot a$, для обеспечения провисания цепи необходимого для нормальной работы передачи. Минимальное значение стрелы провисания ведомой ветви в начале работы новой горизонтальной передачи принимают $f_{\min} = 0,02 \cdot a$.

Потребное для получения расчетного межосевого расстояния число звеньев цепи z_0 определяется по формуле

$$z_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (4)$$

Полученное значение z_0 округляют до ближайшего целого (желательно целого) числа.

Коэффициент полезного действия (КПД) цепных передач находится в диапазоне 0,94 ... 0,98. В частности, для открытых передач – 0,94, а для закрытых – 0,95 ... 0,98. [4].

8 КИНЕМАТИКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В данном разделе мы ограничимся расчетами приводных цепей.

На рисунке 26 схематично изображено положение звеньев цепи на ведущей звездочке.

Среднюю скорость движения цепи (м/с) можно определить по формуле

$$V = \frac{t \cdot z_1 \cdot n_1}{60000}, \quad (5)$$

где t – шаг цепи, мм;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки;

n_1 – частота вращения ведущей звездочки, мин⁻¹.

Фактическая скорость движения цепи, при постоянной угловой скорости вращения ведущей звездочки ω_1 , является величиной непостоянной и изменяется периодически при входе в зацепление каждого звена.

Рассмотрим изменение фактической скорости движения цепи от начала входа звена в зацепление с зубом звездочки, до его выхода из зацепления (рисунок 26).

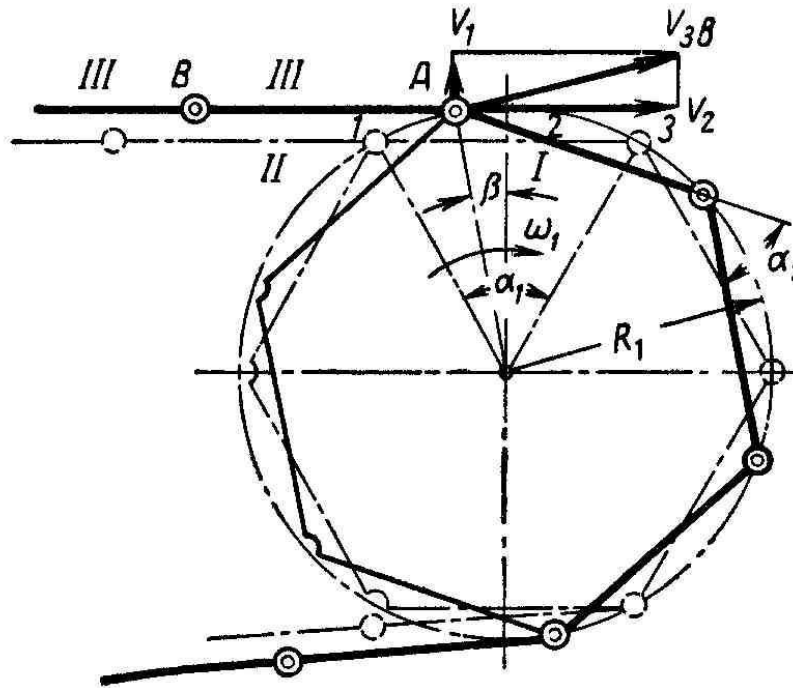


Рисунок 26- Расположение звеньев цепи на ведущей звездочке

В момент вхождения звена в зацепление фактическую скорость движения цепи V_2 можно определить путем разложения скорости движения шарнира звена V_{3B} по двум направлениям:

$$V_1 = V_{3B} \cdot \sin \beta \quad (6)$$

$$V_2 = V_{3B} \cdot \cos \beta ,$$

где V_1 - скорость подъема (опускания) цепи вверх, причем

$$V_{3B} = \omega_1 \cdot R_1 , \quad (7)$$

где R_1 – радиус делительной окружности звездочки.

Исходя из этого, за время поворота звездочки на угол $\alpha_1 = \frac{2\pi}{z_1}$ звено цепи совершает следующие движения: от точки 1 до точки 2 – с замедлением поднимается вверх и с ускорением перемещается вперед, от точки 2 до точки 3 – с ускорением опускается вниз и перемещается вперед с замедлением.

Рассмотрим момент соприкосновения шарнира цепи В с зубом звездочки С (рисунок 27). Так как перед зацеплением шарнир и зуб звездочки движутся один к другому навстречу с разными скоростями, то при их соприкосновении происходит удар.

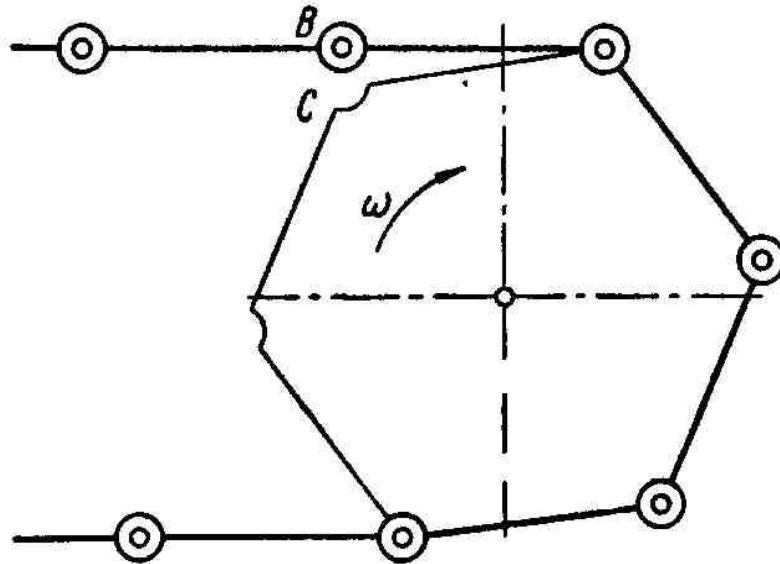


Рисунок 27- Схема расположения цепи в момент вхождения шарнира в зацепление с зубом звездочки

Удары действуют разрушающе на детали цепи, зубья звездочек и являются причиной шума при работе передачи. Поэтому при проектировании цепной передачи необходимо ограничивать удельную кинетическую энергию удара в момент зацепления. В свою очередь, для того чтобы обеспечить оптимальное значение указанной кинетической энергии в пределах $3 \cdot 10^{-4} \dots 4 \cdot 10^{-4}$ Дж/мм² [5], необходимо ограничивать наибольшую допустимую частоту вращения ведущей звездочки.

Недостатком цепных передач является то обстоятельство, что действительное (мгновенное) передаточное число периодически изменяется, а постоянным остается лишь среднее.

Как уже отмечалось выше, средняя скорость движения цепи на ведущей звездочке определяется по формуле (5). Обозначая через z_2 и n_2 соответственно число зубьев и частоту вращения ведомой звездочки, получим

$$V = \frac{t \cdot z_2 \cdot n_2}{60000} \quad (8)$$

Приравнявая (5) и (8), как выражения средней скорости движения цепи, получим

$$z_1 n_1 = z_2 n_2$$

Тогда

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9)$$

является средним передаточным числом цепной передачи.

9 ДИНАМИКА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрим усилия, возникающие в цепи работающей передачи.

В первую очередь, это натяжение в ветвях от провисания цепи под действием собственного веса

$$F_0 = k_f \cdot g \cdot q \cdot a, \quad (10)$$

где k_f - коэффициент, зависящий от стрелы провисания f и расположения передачи (таблица 4);

g – ускорение свободного падения;

q – масса 1 м цепи (таблицы П1, П2, П3);

a – межосевое расстояние.

Таблица 4- Значения коэффициента k_f

Положение передачи	k_f
Вертикальная передача	1
Передача с углом наклона больше 40°	2
Передача с углом наклона 40°	4
Горизонтальная передача	6

Полезное окружное усилие, передаваемое ведущей ветвью передачи

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{N_1}{V_1}, \quad (11)$$

где T_1 , N_1 - крутящий момент и мощность на ведущей звездочке, соответственно;
 D_1 – делительный диаметр ведущей звездочки.

Как отмечалось выше движения цепи и ведомой звездочки носят неравномерный характер, что приводит к возникновению динамических нагрузок на цепь.

Полную величину наибольшей динамической нагрузки в ведущей ветви можно определить, как

$$F_{дин} = F_{дин1} + F_{дин2}, \quad (12)$$

где $F_{дин1}$ - динамическая нагрузка, вызванная неравномерностью вращения ведомой звездочки и связанных с ней масс;

$F_{дин2}$ - динамическая нагрузка, возникающая вследствие неравномерности движения цепи.

Эти составляющие определяются следующим образом:

$$F_{дин1} = \frac{J^* \cdot \varepsilon}{R}$$

$$F_{дин2} = m^* \cdot w,$$

где J^* - момент инерции ведомой звездочки и связанных с ней масс;

ε - угловое ускорение ведомой звездочки;

R - радиус делительной окружности ведомой звездочки;

m^* - масса ведущей ветви цепи;

w - ускорение ведущей ветви цепи.

Поскольку определение величины динамической силы в цепи является затруднительным, то ее рекомендуют учитывать коэффициентом динамичности нагрузки k_I (таблица 5), на который увеличивается окружная сила F_t .

Кроме перечисленных выше нагрузок, в цепи возникает усилие натяжения от действия центробежных сил. Аналогично ременным и канатным передачам, его можно определить по формуле

$$F_u = q \cdot V^2 \quad (13)$$

Таким образом, общее усилие в ведущей ветви цепи работающей передачи равно

$$F_1 = F_t + F_u + F_{дин} + F_o,$$

а учитывая $F_{дин}$ увеличением нагрузки F_t на величину k_I

$$F_1 = F_t \cdot k_1 + F_u + F_o \quad (14)$$

В ведомой ветви сила натяжения:

$$F_2 = F_o + F_u \quad (15)$$

10 ИЗНОС ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ И КРИТЕРИИ СИЛОВОГО РАСЧЕТА

Основными причинами выхода из строя цепных передач являются [4,5,11]:

- 1) износ шарниров звеньев цепи, приводящий к увеличению шага цепи, и как следствие - нарушению качества зацепления с зубьями звездочек;
- 2) усталостное разрушение пластин по проушинам (в быстроходных тяжело нагруженных закрытых роликовых цепных передачах);
- 3) разрушение роликов и втулок;
- 4) износ зубьев звездочек.

Критериями работоспособности цепных передач являются:

- износостойкость;
- статическая прочность;
- выносливость;
- долговечность.

Поскольку цепь работает в условиях действия динамических нагрузок, нельзя проводить силовой расчет исходя лишь из статического режима работы. Необходимо также определять давление в шарнире цепи, характеризующее ее износостойкость, а при определенных условиях и коэффициент запаса прочности, определяющий надежность работы передачи.

Условие износостойкости шарниров цепи

$$p = \frac{F_t \cdot k_3}{A_{оп} \cdot k_m} \leq [p], \quad (16)$$

где p - среднее давление в шарнирах цепи;

$[p]$ - допускаемое давление в шарнире цепи (таблица 6);

k_3 - коэффициент эксплуатации;

$A_{оп}$ – проекция опорной поверхности шарнира на диаметральную плоскость;

k_m - коэффициент рядности цепи: $k_m = 1$ - для однорядной цепи, $k_m = 1.7$ - для двухрядной цепи, $k_m = 2.5$ - для трехрядной цепи, $k_m = 3.0$ - для четырехрядной цепи.

Коэффициент эксплуатации k_3 определяется по формуле

$$k_3 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \quad (17)$$

Значения частных коэффициентов, входящих в (17), учитывают условия работы передачи, ее конструкцию и приведены в таблице 5.

Таблица 5- Значения частных коэффициентов

Наименование коэффициента	Обозначение	Условия работы передачи	Значение коэффициента
Коэффициент динамичности нагрузки	k_1	Спокойная нагрузка	1
		Нагрузка с толчками	1,2 – 1,5
		Сильные удары	1,8
Коэффициент влияния длины цепи (на износ)	k_2	$a = (60 \div 80)t$	0,9
		$a = (30 \div 50)t$	1
		$a < 25t$	1,25
Коэффициент расположения передачи	k_3	Наклон линии центров звездочек к горизонтали:	
		$< 70^\circ$ $> 70^\circ$	1 1,25
Коэффициент монтажа передачи	k_4	Передвигающиеся опоры	1
		Наличие нажимного ролика или оттяжных звездочек (не более двух) Нерегулируемое натяжение	1,15 1,25
Коэффициент смазки	k_5	Непрерывная смазка в масляной ванне ($V_{\text{у}} = 2 \div 9 \text{ м/с}$)	0,8
		и циркуляционно-струйная смазка ($V_{\text{у}} \geq 6 \text{ м/с}$)	
		Регулярная капельная или внутришарнирная смазка	1
		Периодическая смазка	1,5
Коэффициент режима работы	k_6	Односменная	1
		Двухсменная	1,25
		трехсменная	1,45

Выразив в формуле (16) окружное усилие через мощность, учитывая, что $A_{оп} \approx 0,28t^2$ [5], получим формулу для определения шага цепи при проекционном расчете, мм:

$$t \geq 59,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1 \cdot k_3}{[p] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot k_m}} \quad (18)$$

где N_1 – мощность на ведущей звездочке, Вт;

$[p]$ - допускаемое удельное давление в шарнире цепи, МПа;

z_1 - число зубьев ведущей звездочки;

n_1 - частота вращения ведущей звездочки, мин⁻¹;

k_m - коэффициент рядности цепи.

Расчет цепи на статическую прочность производится по зависимости

$$s = \frac{F_{разр.}}{F_{max}} \geq [s], \quad (19)$$

где s - коэффициент запаса прочности по разрушающей нагрузке;

$[s]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности (таблица 7);

$F_{разр.}$ - разрушающая нагрузка (таблицы А.1, А.2, А.3);

F_{max} - максимальная действующая нагрузка в цепи.

Таблица 6- Допускаемое давление в шарнирах в зависимости от частоты вращения малой звездочки (МПа)

t , мм	$[p]$ при частоте вращения (мин ⁻¹)											
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
	Роликовые цепи при $z_1 = 15 \div 30$											
12,7 – 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5	15	14	-
19,05 – 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	-	-	-	-
30 – 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-	-	-	-	-
40 – 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-	-	-	-	-
	Зубчатые цепи											
12,7 – 15,875	20	18	16,5	15	14	13	12	10,5	9,5	8,5	8	7
19,05 – 25,4	20	17	15	13	12	11	10	8,5	7,5	-	-	-
31,75	20	16,5	14	12	10,5	9,5	7	-	-	-	-	-

Максимальная действующая нагрузка в цепи равная усилию натяжения ведущей ветви определяется по формуле (14).

Кроме этого, исходя из опыта эксплуатации, при высоких скоростях цепи $V > 15$ м/с или числе циклов нагружения $N \geq 10^4$ [2], элементы цепи рассчитывают на сопротивление усталости. Расчет запасов прочности по переменным напряжениям проводится по общепринятой методике сопротивления материалов (формула С.В. Серенсена и Р.С. Кинасошвили):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [n] \quad (20)$$

При этом согласно [10] значение допустимого запаса прочности $[n]=3,0$.

При расчете на прочность цепей буровых установок, для предотвращения поверхностного выкрашивания роликов и втулок (питтинга), необходимо ограничивать предельные значения мощности и крутящего момента [2].

Что касается определения долговечности работы цепи, то существует множество методик [4], основанных на различных критериях. Согласно [1, 9],

долговечность цепи косвенно можно оценивать по числу ударов звена при набегании на зубья звездочек и сбегания с них v, c^{-1} :

$$v = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_0} \leq [v], \quad (21)$$

где $[v]$ - допускаемое число ударов звена цепи (таблица 8).

Для определения нагрузки на валы пользуются следующим выражением:

$$F_B = k_B \cdot F_t, \quad (22)$$

где k_B - коэффициент нагрузки (таблица 9), зависящий от характера рабочей нагрузки и положения передачи в пространстве.

Таблица 7- Допускаемые коэффициенты запаса прочности $[s]$ для цепей

Шаг t , мм	Значение $[s]$ при частоте вращения n_1 , мин ⁻¹										
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Для зубчатых цепей (при $z_2 = 17 \dots 35$)											
12,7 ... 15,87	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46	51
19,05 ... 25,4	20	23	26	30	33	36	40	46	53	-	-
31,75	20	26	32	36	41	46	51	-	-	-	-
Для втулочных и роликовых цепей (при $z_1 = 15 \dots 30$)											
12,7 ... 15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	6,3	18
19,05 ... 25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	-	-	-
31,75 ... 38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	-	-	-	-
44,5 ... 50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	-	-	-	-	-	-

Таблица 8- Допускаемое число ударов $[v]$

Тип цепи	Значение $[v]$, 1/с при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
Втулочная и роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15
Зубчатая	80	65	50	30	25	-	-	-

Таблица 9- Значения коэффициента нагрузки k_e

Нагрузка	Передача	
	горизонтальная или с углом наклона до 40°	вертикальная или с углом наклона более 40°
Спокойная	1, 15	1,05
Ударная	1,30	1,15

11 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

Исходные данные для расчета.

- мощность на ведущем валу N_1 , Вт;
- частота вращения ведущего вала n_1 , мин⁻¹;
- передаточное число u ;
- положение передачи в пространстве;
- характер рабочей нагрузки;
- сменность.

Методика расчета

1) Выбираем числа зубьев звездочек

Число зубьев ведущей звездочки z_1 выбираем по таблице 3, в зависимости от передаточного числа передачи.

Числа зубьев ведомой звездочки z_2 : $z_2 = z_1 \cdot u$

Примечание- Числа зубьев рекомендуется выбирать из следующего ряда: 14, (15), 16, (17), 18, (19), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80.

2) По таблице 6, в зависимости от частоты вращения n_1 принимаем ориентировочное значение допускаемого удельного давления $[p]$ в шарнире цепи. Рекомендуется брать среднее значение из соответствующего условиям ряда.

3) Назначаем рядность цепи и соответствующее ей значение коэффициента рядности: $k_m = 1$ - для однорядной, $k_m = 1,7$ - для двухрядной, $k_m = 2,5$ - для трехрядной цепей.

4) По таблице 5 определяем значения коэффициентов $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$.

5) Определяем шаг цепи, мм:

$$t = 59,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{N_1 \cdot k_9}{[p] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot k_m}}$$

где $k_9 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6$;

6) По таблицам А.1, А.2 выбираем ближайшее стандартное значение шага и назначаем тип цепи. Выписываем из таблицы следующие параметры:

- обозначение цепи и номер ГОСТа;
- шаг цепи t , мм;
- масса 1 п. м цепи q , кг/м;
- площадь опорной поверхности шарнира $A_{он}$, мм²;
- разрушающую нагрузку $F_{разр}$, кН.

Для выбранного стандартного значения шага цепи проверяем, чтобы частота вращения ведущей звездочки не превышала допустимой (таблица 10)

Таблица 10. Максимальная частота вращения малой звездочки

Число зубьев звездочек	$[n]_{\max}$, мин ⁻¹ при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,87	19,25	25,4	31,75	38,1	44,45	50,3
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700
Для зубчатых цепей								
17... 35	3300	2650	2200	1650	1300	-	-	-

7) Определяем среднюю скорость движения цепи, м/с:

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 1000}$$

По данной величине скорости цепи уточняем способ смазки и значение коэффициента k_5 (таблица 5).

8) Определяем полезную передаваемую нагрузку, Н:

$$F_t = \frac{N_1}{V}$$

9) Определяем фактическое удельное давление в шарнирах цепи и сравниваем с допускаемым (таблица 6) для данного шага:

$$p = \frac{F_t \cdot k_3}{A_{on} \cdot k_m} \leq [p]$$

Перегрузка передачи недопустима, так же, как нежелательна и значительная величина недогрузки.

10) Определяем предварительное значение межосевого расстояния передачи:

$$a_{пред} = (30...50) \cdot t$$

11) Определяем потребное число звеньев цепи z_o :

$$z_o \approx 2 \frac{a_{пред}}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a_{пред}} + \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Полученное значение округляем до ближайшего целого четного числа.

12) Уточняем межосевое расстояние передачи, мм:

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

Полученное значение должно находиться в интервале между a_{min} и a_{max} (см. формулы (1), (2)).

Окончательно принимаем величину межосевого расстояния меньше на $(0,002 \dots 0,004) \cdot a$ для обеспечения рекомендуемой стрелы провисания сбегающей ветви.

13) Определяем делительные диаметры звездочек, мм:

$$D_1 = \frac{t}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right)}; \quad D_2 = \frac{t}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right)}$$

14) Рассчитываем стрелу предварительного провисания ветви цепи, мм:

$$f = 0,02 \cdot a$$

15) Косвенно оцениваем долговечность цепи по частоте ударов звена о зубья звездочек, c^{-1} :

$$v = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_o} \leq [v],$$

где $[v]$ - допустимая частота ударов звена цепи (таблица 8).

16) Определяем общее натяжение ведущей ветви цепи, Н:

$$F_{\max} = F_1 = F_t \cdot k_1 + F_o + F_u,$$

где $F_o = 9,81 \cdot q \cdot a \cdot k_f$ - натяжение от собственного веса цепи;

k_f - коэффициент, зависящий от положения линии центров звездочек (таблица 4);

$F_u = q \cdot V^2$ - натяжение от действия центробежных сил.

17) Определяем запас прочности цепи на разрушение:

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{\max}} \geq [s],$$

где $[s]$ - допускаемый запас прочности (таблица 7).

18) Определяем величину нагрузки на валы цепной передачи:

$$F_B = F_t \cdot k_B,$$

где k_B - коэффициент нагрузки (таблица 9).

12 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ ЗУБЧАТОЙ ЦЕПЬЮ

Исходные данные:

- мощность на ведущем валу N_1 , Вт;
- частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин⁻¹;
- передаточное число u ;
- положение передачи в пространстве;
- характер рабочей нагрузки;
- сменность.

1) Выбираем числа зубьев звездочек.

Число зубьев ведущей звездочки $z_{1 \min}$ в соответствии с ГОСТ 13576-68 должно быть не менее 17.

Рекомендуемые числа зубьев ведущей звездочки z_1 , в зависимости от передаточного числа, приведены в таблице 11.

Таблица 11- Рекомендуемые числа зубьев ведущей звездочки

u	1...2	2...4	4...6	свыше 6
z_1	35...32	30...28	25...20	19...17

При выборе z_1 необходимо учитывать, что с увеличением числа зубьев z_1 давление в шарнире p , шаг t и ширина B уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u,$$

причем z_2 не должно превышать $z_{2 \max} = 140$.

3) Выбираем шаг цепи t , мм.

Шаг цепи t выбирают в зависимости от максимально допустимой частоты вращения n_{max} ведущей звездочки:

t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
n_{max} , мин ⁻¹	3300	2650	2200	1650	1350

Необходимо учитывать, что увеличение шага влечет за собой увеличение динамических нагрузок в ветвях цепи, следовательно, целесообразно использовать меньший из возможных.

4) Определяем оптимальное межосевое расстояние передачи, мм:

$$a = (30...50) \cdot t$$

5) Определяем потребное число звеньев цепи:

$$z_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a},$$

округляя до ближайшего целого числа.

6) Уточняем межосевое расстояние передачи:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[z_0 - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(z_0 - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right],$$

причем необходимо убедиться, что полученное значение находится в интервале a_{min} и a_{max} (см. формулы (1), (2)).

Окончательно принимаем величину межосевого расстояния меньше на $(0,002 \dots 0,004) \cdot a$ для обеспечения рекомендуемой стрелы провисания сбегающей ветви.

7) Косвенно оцениваем долговечность цепи по числу ударов звена цепи о зубья звездочек, с⁻¹:

$$v = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_0} \leq [v],$$

где $[v]$ - допустимое число ударов, определяется в зависимости от шага цепи (таблица 8).

8) Определяем среднюю скорость цепи V , м/с:

$$V = \frac{t \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

9) Из условия износостойкости шарниров цепи ($p \leq [p]$) определяем требуемую ширину зубчатой цепи B , мм:

$$B = \frac{N_1 \cdot k_3}{4 \cdot t \cdot k_v \cdot \sqrt[3]{V^2}},$$

где k_3 - коэффициент эксплуатации зубчатой цепи

k_v - коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил.

$$k_v = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot V^2$$

В свою очередь,

$$k_3 = k_1 \cdot k_t,$$

где k_1 - коэффициент, учитывающий характер работы передачи (таблица 5);

k_t - коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающей среды
 T .

$$k_t = \begin{cases} 2...3 & \text{при } T \leq -25^\circ \text{C} \\ 1 & \text{при } -25^\circ \text{C} < T \leq 150^\circ \text{C} \\ 1,2...1,5 & \text{при } T > 150^\circ \text{C} \end{cases}$$

По результатам расчета принимается ближайшая стандартная ширина цепи B , согласно ГОСТ 13552-81 (таблица А.3).

Записывается условное обозначение цепи.

Из таблицы А.3 выписываются следующие значения: масса q 1 п.м. цепи и разрушающая нагрузка – $F_{\text{разр.}}$.

9) Определяем запаса прочности на разрушение цепи:

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{\text{max}}} \leq [s]$$

Аналогично расчету роликовых цепей, максимальная нагрузка в ведущей ветви цепи определяется по формуле (14).

10) Определяем нагрузку на валы передачи (см. формулу (22)).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: 3-х т. Т.2. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.
- 2 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: учебник для вузов. – М.: Недра, 1988 – 501с.
- 3 Валовский В.М., Валовский К.В. Цепные приводы скважинных насосов.- М.: ОАО ВНИИОЭНГ, 2004.- 492с.
- 4 Воробьев Н.В. Цепные передачи. – М.: Машиностроение, 1968. – 251 с.
- 5 Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач.: справочник – М.: Машиностроение, 1982. – 336с.
- 6 Ершов Б.В., Юрченко М.А. Легковые автомобили ВАЗ. Конструкция и техническое обслуживание.- Киев: Выш. шк., 1978.- 168с.
- 7 Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования и инструмента. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 635с.
- 8 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Выш. шк., 1983. – 350с.
- 9 Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие. Ч.1/ А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Минск: Выш. шк., 1982 – 208с.
- 10 Расчет на прочность деталей машин: справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.
- 11 Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1974. – 655с.
- 12 Справочник по кранам: 2 т. Т.2 / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559с.

ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЛИКОВЫХ И ЗУБЧАТЫХ ЦЕПЕЙ

Таблица А.1. Приводные роликовые цепи типа ПР по ГОСТ 13568-75

Обозначение цепи	t , мм	Диаметр ролика, мм	Расстояние между внутренними пластинами, мм	Площадь проекц. опорной поверх. шарнира $A_{он}$, мм ²	Разрушающая нагрузка, $F_{разр}$, кН	Масса 1 м цепи кг/м	q ,
ПР-8-460	8,0	5,0	3,0	11,0	4,6	0,20	
ПР-9,525-910	9,525	6,35	5,72	28,9	9,1	0,45	
ПР – 12,7-900-1	12,7	7,75	2,4	16,8	9,0	0,30	
ПР-12, 7-900-2	12,7	7,75	3,30	20,1	9,0	0,35	
ПР – 12, 7-1820-1	12,7	8,51	5,40	39,6	18,2	0,65	
ПР – 12, 7-1820-2	12,7	8,51	7,75	50,3	18,2	0,75	
ПР-15, 875-2270-1	15,875	10,16	6,48	54,8	22,7	0,80	
ПР-15, 875-2270-2	15,875	10,16	9,65	70,9	22,7	1,0	
ПР-19, 05-3180	19,05	11,91	12,70	105,8	31,8	1,9	
ПР-25, 4-5670	25,4	15,88	15,88	179,7	56,7	2,6	
ПР-31,75 8850	31,75	19,05	19,05	262,2	88,50	3,8	
ПР-38, 1-12700	38,1	22,23	25,4	394,0	127,0	5,5	
ПР-44, 45-17240	44,45	25,10	25,4	473,0	172,4	7,5	
ПР-50, 8-22680	50,8	28,58	31,75	646,0	226,8	9,7	
ПР-63, 5-35380	63,5	39,68	38,10	1042,0	353,8	16,0	

Таблица А.2. Приводные двухрядные роликовые цепи типа ПР по ГОСТ 13568-75

Обозначение цепи	t , мм	Диаметр ролика, мм	Расстояние между внутр. пластина- ми,	Площадь прец. опорной поверх. шарнира $A_{он}$, мм	Разрушающая нагрузка $F_{разр}, Н$	Масса 1 м цепи q , кг/м
2 ПР-12, 7-3180	12,7	8,51	7,75	105	31,8	1,4
2 ПР-15, 875-4540	15,875	9,65	9,65	140,0	45,4	1,9
2 ПР-19, 05-7200	19,05	12,70	12,70	211,0	72,0	3,6
2 ПР-25, 4-11340	25,40	15,88	15,88	359,0	113,4	5,0
2 ПР-31, 75-17700	31,75	19,05	19,05	524,0	177,0	7,3
2 ПР-38, 1-25400	38,1	25,4	25,4	788,0	254,0	11,0
2 ПР-44, 45-34480	44,45	25,4	25,4	946,0	344,8	14,4
2 ПР-50, 8-45360	50,8	31,75	31,75	1292,0	453,6	19,1

Таблица А.3. Приводные зубчатые цепи с шарнирами качения
по ГОСТ 13552-81

Обозначение цепи	Шаг t , мм	B , мм не более	$F_{разр}$, кН не менее	Масса цепи 1 м цепи q , кг/м
ПЗ-1-12, 7-26-22,5	12,7	22,5	26	1,31
ПЗ-1-12, 7-31-28,5		28,5	31	1,60
ПЗ-1-12, 7-36-34,5		34,5	36	2,0
ПЗ-1-12, 7-42-40,5		40,5	42	2,31
ПЗ-1-12, 7-49-46,5		46,5	49	2,70
ПЗ-1-12, 7-56-52,5		52,5	56	3,0
ПЗ-1-15, 875-41-30	15,875	30	41	2,21,
ПЗ-1-15, 875-50-38		38	50	2,71
ПЗ-1-15, 875-38-46		46	58	3,30
ПЗ-1-15, 875-69-54		54	69	3,90
ПЗ-1-15, 875-80-62		62	80	4,41
ПЗ-1-15, 875-91-70		70	91	5,00
ПЗ-1-19, 05-74-45	19,05	45	74	3,90
ПЗ-1-19, 05-89-57		57	89	4,90
ПЗ-1-19, 05-105-69		69	105	5,91
ПЗ-1-19, 05-124-81		81	124	7,0
ПЗ-1-19, 05-143-93		93	143	8,0
ПЗ-2-25, 4-104-57	25,4	57	101	8,40
ПЗ-2-25, 4-132-75		75	132	10,80
ПЗ-2-25, 4-164-93		93	164	13,20
ПЗ-2-25, 4-169-111		111	196	15,40
ПЗ-2-31, 75-166-75	31,75	75	166	14,35
ПЗ-2-31, 75-206-93		93	206	16,55
ПЗ-2-31, 75-246-111		111	246	18,80
ПЗ-2-31, 75-286-129		129	286	21,0