



4(104)2014 ■ СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

АНАЛИТИКА

# БАШЕННЫЕ КРАНЫ

ТЕХНИКА

# АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКИ



## ТЕХНОЛОГИИ

УСИЛЕНИЕ АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ  
ПОКРЫТИЙ ОДНОВРЕМЕННОЙ  
И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ  
УКЛАДКОЙ НИЖНЕГО  
И ВЕРХНЕГО СЛОЯ

## ЛИЗИНГ

ТРЕНДЫ РАЗВИТИЯ  
СТРОИТЕЛЬНОГО  
ЛИЗИНГА

## ИССЛЕДОВАНИЯ

ИЗМЕНЕНИЯ В 2011-2014  
ГОДАХ НА МИРОВОМ РЫНКЕ  
СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ  
И ПРОГНОЗ. ДОЛЯ США  
И ЕВРОПЫ

18+

# АРМАТУРНЫЙ КАНАТ

## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРЕД- И ПОСТНАПРЯЖЕНИЯ В КАНАТНОЙ АРМАТУРЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОНА

В современном строительстве уже не надо доказывать эффективность технологии пред- и постнапряжения арматуры при возведении различных объектов из монолитного железобетона.

*Корнюшенко С.И., д.т.н.,  
профессор РАЕН,  
Яблочков Г.В.*

Арматурный канат передает усилия напряжения на бетон. Промышленное армирование бетона исключается за счет их взаимного естественного сцепления. Предварительное обжатие арматурой бетона значительно превосходит предельную деформацию натяжения бетона. За счет уменьшения перепада напряжения в металлической арматуре и бетоне под действием внешних сил жесткость преднапряженных конструкций заметно увеличивается, повышается их выносливость к циклическим нагрузкам в течение всего срока службы сооружения. Трещиностойкость преднапряженных конструкций в 2-3 раза больше, чем в железобетоне без предварительного напряжения.

Преднапряженный железобетон позволяет сокращать расход дефицитной стали в строительстве до 50%. Правильно спроектированные здания и сооружения с использованием преднапряжения в железобетоне более экономичны, обладают повышенной несущей способностью, безопасны и надежны в эксплуатации, особенно в сейсмических зонах.

В развитых странах из предварительно напряженного железобетона широко изготавливают перекрытия и покрытия зданий с большими пролетами, различные инженерные сооружения, объекты в транспортном строительстве и т.п.

В США из общего объема производства сборных железобетонных изделий в 26 млн. м<sup>3</sup> преднапряженные конструкции составляют 40%. Четверть из них –

### EQUIPMENT FOR PRE- AND POST-STRESSING OF ROPE REINFORCEMENT OF REINFORCED CONCRETE

*Kornyushenko S.I., RANS professor*

In the article are considered key regulations of the pre- and post-stressing technology of rope reinforcement for reinforced concrete, are shown its advantages. Here are described structures and operation principles of a various type equipment, which presents a complete set for creation of the pre- and post-stressing of reinforced concrete in the conditions of plants-producers of construction structures and directly during a construction of complicated engineering monolithic structures.

>>>

Рис. 1. Железобетонные конструкции, возведенные по технологии пред- и постнапряжения арматуры

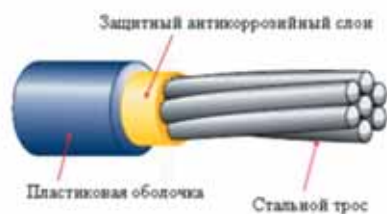


плиты профиля Т и 2Т. Плиты для пролетов широко производятся в Великобритании, Германии, Венгрии, Польше и других странах. Значительную часть стропильных и подстропильных балок, ферм, ригелей, стеновых панелей изготавливают по технологии преднапряженного железобетона с использованием проволоочной и стержневой арматуры с высокой прочностью – до 70,0 МПа. К ведущим компаниям относятся VSL (Швеция), Dawing, Paul (Германия), TTM (Италия) и др.

Технология преднапряжения часто применяется на заводах по производству железобетонных изделий, т.е. практически в стендовых условиях. Натяжение напрягаемой металлической арматуры выполняется до заливки бетона в опалубку. Фиксацию напряженного каната арматуры выполняют стационарные анкеры, устанавливаемые на стенках опалубки. После заливки бетона и набора им регламентируемой прочности анкеры распрессовывают.

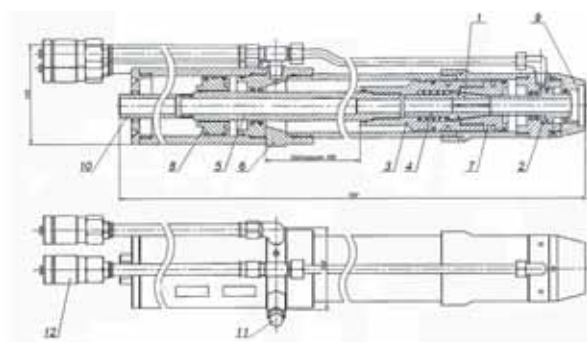
Суть технологии постнапряжения в условиях строительных площадок заключается в том, что металлическая арматура натягивается после бетонирования конкретного объекта и набора бетоном достаточной передаточной прочности (70-80% его марочного значения). В результате арматурный канат лучше воспринимает нагрузки, которые оказывают на него внешние силы в течение





&gt;&gt;&gt;

Рис. 2. Защитная труба стального каната



&gt;&gt;&gt; &gt;&gt;&gt;

Рис. 3. Однопрядный натяжитель арматурного каната НЭГ1524Г150.1:

- 1 – зажимные цанги; 2 – поджимающее устройство; 3 – поршень возврата; 4 – поджимная втулка; 5 – шток полый; 6 – корпус; 7 – корпус цангового захвата; 8 – поршень гидроцилиндра натяжения; 9 – упор; 10 – компаратор; 11 – предохранительный клапан; 12 – полумуфта быстроразъемного соединения



всего срока службы сооружения. В зависимости от типа железобетонного объекта постнапряжение может осуществляться как со сцеплением напрягаемой арматуры с бетоном, так и без него. В современном строительстве, например, при возведении пролетных конструкций постнапряжение является наиболее перспективным.

На рис. 1 показаны различные объекты, железобетонные конструкции которых возведены по технологии пред- и постнапряжения арматуры.

Чтобы обеспечить возможность натяжения арматуры после затвердевания бетона, канат должен иметь возможность свободного перемещения в нем. Для системы без сцепления напрягаемая арматура заключается в пластиковую трубку (рис. 2). Для системы со сцеплением используются металлические трубы. Передача усилий на бетон осуществляется при помощи анкерных устройств, устанавливаемых на концах напрягаемых элементов.

Натяжение арматурного каната создает сжатие в зонах бетонной конструкции, в которых в результате действия внешних нагрузок появляются напряжения растяжения. Силы растяжения нейтрализуют компрессию напряжения до изгиба конструкции и появления трещин. Этот метод эффективно использует особенности бетона – становится более устойчивым к разрушению при его сжатии.

В России развитие пред- и постнапряженных железобетонных конструкций происходит медленными темпами. Одной из причин является недостаточность знаний этого предмета у проектировщиков сложных монолитных сооружений, низкая их информированность о существующем отечественном инструменте и оборудовании, позволяющих простыми и недорогими методами реализовывать эти прогрессивные технологии. Только ограниченное число рос-

сийских компаний поставляет строительному рынку отдельные виды необходимого оборудования.

К примеру, компания «Энерпром» предлагает комплекты гидравлического оборудования собственного и импортного производства для выполнения полного комплекса работ при создании преднапряженных железобетонных конструкций как в стендовых (заводских) условиях, так и при непосредственном строительстве объектов. К ним относятся:

- домкраты-натяжители однопрядного и многопрядного арматурного каната;
- специальные насосные станции;
- стационарные анкеры;
- установки для проталкивания каната в каналообразователи и его выкладки в арматурном каркасе.

Эта продукция может обеспечить качественный рост объемов монолитного строительства.

Однопрядный натяжитель арматурного каната развивает усилие до 25 тс при давлении гидравлического привода 70,0 МПа. Ход поршня исполнительного гидроцилиндра 150 мм. Диаметр натягиваемого каната 12-16 мм. Габаритные размеры натяжителя: 707×100×125 мм; его масса – 22,5 кг.

Конструкция и внешний вид однопрядного натяжителя приведены на рис. 3.

Работает устройство следующим образом. Натяжитель с помощью быстроразъемных муфт 12 соединяется с насосной станцией. Насосная станция включается в работу, и производится несколько холостых ходов натяжителя. Поршень 3 устанавливается в исходное положение. Через натяжитель со стороны упора 9 пропускается конец каната, зафиксированного в опалубке стационарным цанговым анкером. Канат должен пройти через зажимные цанги 1, поджимную втулку 4, полый шток 5 и компаратор 10. Свободный конец каната не должен быть менее 230 мм.

Насосная станция включается на прямой ход. Рабочая жидкость поступает в правую полость гидроцилиндра натяжения. Поршень 8 начинает двигаться влево, перемещая за собой шток 5. Поршень возврата 3, жестко связанный со штоком 5, перемещает влево корпус цангового захвата 7. В результате взаимодействия конических рабочих поверхностей корпуса 7 и зажимных цанг 1 происходит надежный захват и перемещение арматурного каната.

Достигнув крайнего левого положения, поршень натяжения 8 останавливается. Если оператор не успел остановить процесс натяжения каната, срабатывает предохранительный клапан 11. Оператор переключает распределитель насосной станции в положение возврата поршня 8 в исходное (крайнее правое) положение.

Рабочая жидкость поступает в противоположную полость гидроцилиндра натяжения. Поршень 8 начинает перемещаться вправо. Одновременно (в некоторых конструкциях для этого выполняют 3-й гидравлический порт) жидкость поступает в рабочую полость поджимающего устройства 2, поршень которого перемещается вправо и воздействует на стационарный цанговый анкер, расположенный в опалубке, и закрывает его. Стационарный цанговый анкер надежно фиксирует канат в напряженном (натяннутом) состоянии.

При начале движения поршня 8 вправо возвратный поршень 3 также перемещает вправо корпус цангового захвата 7. Под действием подпружиненной поджимной втулки 4 цанги 1 раскрываются и освобождают канат. Вся система натяжения перемещается в исходное правое положение, а канат остается неподвижным. Принцип работы натяжителя исключает раскручивание каната в процессе его нагружения. Это позволяет отказаться от дополнительных устройств, предотвращающих проворот корпуса натяжителя.

Давление, МПа	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0
Усилие, тс	3,4	6,8	10,2	13,6	17	20	24

а)



б)



>>> >>>

Рис. 4. Многопрядные домкраты-натяжители арматурного каната:

а) 4-прядный натяжитель;

б) 19-прядный домкрат-натяжитель

>>>

Рис. 5. Типовая насосная станция для привода домкратов-натяжителей



Циклы натяжения каната повторяются до тех пор, пока не будет достигнуто заданное усилие. Величина усилия натяжения каната определяется уровнем давления, которое фиксируется манометром, установленным на пульте управления насосной станции. Соответствие развиваемого давления величине усилия в канате определяется из таблицы.

Развитие упомянутой конструкции и требования новых технологий пред- и постнапряжения железобетона привели к созданию многопрядных домкратов-натяжителей. Они формируют равное напряжение в пучке арматурного каната. Арматурный пучок содержит от 2 до 19 одинаковых канатов, диаметр которых может быть выбран из типоразмерного ряда: 12,5; 15,2; 15,7 мм. В различных моделях развиваемое усилие составляет от 120 до 480 тс, масса – от 200 до 764 кг.

Для специальных работ используются и более мощные домкраты-натяжители. Тяжелые модели оснащены траверсами для подвески их к крану или другому грузоподъемному механизму. Это устройство позволяет облегчить транспортировку и ориентацию домкрата-натяжителя при подготовке к рабочему циклу. На рис. 4 показаны образцы многопрядных домкратов-натяжителей арматурного каната.

Для привода одно- и многопрядных домкратов-натяжителей используется ряд специальных силовых гидравлических станций мощностью до 7,5 кВт. Их насосы сверхвысокого давления (70,0 МПа) приводятся электромоторами или двигателями внутреннего сгорания, в том числе компактными, управление осуществляется ручными или электрогидрораспределителями. Объем гидробака составляет от 5 до 40 литров.

Такие насосные станции имеют специальную кодировку и отличаются от серийных специальным исполнением гидросхемы, наличием трех рабочих

портов для подключения домкрата-натяжителя, имеют защитный корпус, оснащены колесами, рукоятками для передвижения и подставкой. По требованию заказчика насосные станции дополняются различными опциями. На рис. 5 показана типовая насосная станция для привода домкратов-натяжителей.

Передачу силы сжатия на бетонную конструкцию обеспечивают стационарные анкеры, устанавливаемые на каждом конце арматурного каната. Один из них выполняет функцию пассивного, другой – активного фиксатора. Через активный анкер выполняется натяжение арматурного каната. Пассивный анкер обеспечивает фиксацию другого его конца. Тип узлов для анкеровки и их количество определяются исходя из индивидуальных особенностей железобетонной конструкции. Типовая конструкция стационарного анкера показана на рис. 6.

Опорный стакан 6 имеет плоскую рабочую поверхность для установки обоймы 2. На опорной поверхности выполнены равноудаленные болтовые отверстия для крепления ее к опалубке и центральное отверстие для присоединения инъекционного оборудования. Обойма 2 предназначена для блокировки прядей каната. Она выполнена в виде круглой распределительной пластины с отверстиями конической формы для 3-лепестковых клиновых захватов. Труба-переходник 4 (манжета) соединяет анкер и каналобразователь, гарантируя правильность расположения прядей и снижая потери напряжения. На рис. 7 показаны элементы при установке стационарного анкера.

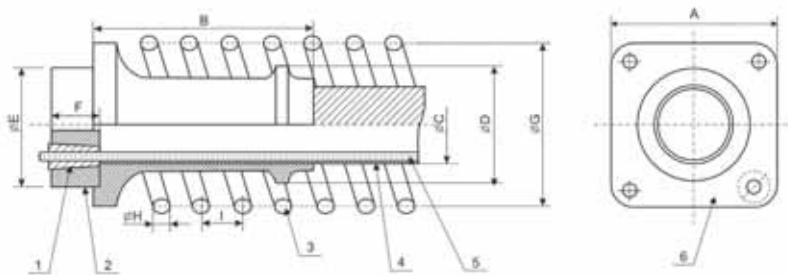
Для проталкивания арматурных канатов в каналобразователь используются специальные устройства. На рис. 8 показан комплект оборудования для проталкивания арматурных канатов диаметром 12,5; 15,2; 15,7 мм длиной до 150 метров.

Он состоит из проталкивателя ПКК3300/ИТС, двухпортовой насосной станции 2НБР20-40ПКК3300 с приводом от двигателя внутреннего сгорания или

>>>

Рис. 6. Конструкция стационарного анкера:

1 – цанговые клинья; 2 – обойма; 3 – проволоочная спираль; 4 – труба-переходник; 5 – арматурный канат; 6 – опорный стакан





2НЭЭ20-40ПКК3300 с электромотором, набора рукавов высокого давления и бухтодержателя. Кодировки компании «Энерпром».

Проталкиватель ПКК3300/ИТ С содержит два приводных ролика, соединенных между собой ременной передачей, привод ведущего ролика производится гидромотором. Направляющие ролики прижимают канат к приводным за счет усилия, создаваемого гидроцилиндрами поджатия. Эта система обеспечивает линейное перемещение каната – проталкивание. В конструкции проталкивателя предусмотрена регулировка усилия поджатия гидроцилиндров.

Корпус проталкивателя защищает ведущие ролики от случайных механических повреждений. На входе и выходе проталкивателя установлены направляющие трубки, сквозь которые проходит арматурный канат. Они ориентируют канат и не позволяют ему выходить за пределы роликов во время движения.

Скорость проталкивания арматурного каната регулируется дросселем расхода рабочей жидкости, поступающей в гидромотор. Реверсивное движение «моностренда» осуществляется переводением ручки распределителя в позицию «ОБРАТНЫЙ ХОД».

Двухпортовая насосная станция с приводом от двигателя внутреннего сгорания или от электромотора обеспечивает питание гидроцилиндров поджатия и гидромотора. Максимальное рабочее давление для контура привода гидроцилиндров поджатия роликов – 2,0 МПа, для контура гидромотора – 21,0 МПа.

Бухтодержатель рассчитан на работу с различными размерами канатных бобин. Бобина с канатной арматурой размещается между двумя его стойками. Поперечные фиксаторы гарантируют надежную блокировку бобин и обеспечивают безопасность работ. Конструкция бухтодержателя не требует его крепления к опорной поверхности. Необходимую



>>> >>>  
Рис. 7. Установка стационарного анкера



устойчивость обеспечивает собственный вес бухтодержателя и бобины.

Усилие проталкивания арматурного каната приведенного комплекта оборудования составляет 3300 Н, скорость проталкивания – до 7,5 м/с.

Для реализации современной прогрессивной технологии пред- и постнапряжения при возведении железобетонных конструкций традиционных и оригинальных геометрических форм российские предприятия могут предложить отечественному строительному рынку полный комплект необходимого гидравлического оборудования, оказать консультационную и технологическую помощь, принять непосредственное участие в возведении сложных инженерных монолитных сооружений. **СТП**

>>>

Рис. 8. Стандартный комплект оборудования для проталкивания арматурных канатов



# РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Развитие гидросистем со сверхвысоким давлением является одним из ключевых факторов создания компактных мощных гидроприводов и минитехники для различных отраслей экономики.

Корнюшенко С.И.,  
д.т.н., профессор РАЕН

## REGULATING EQUIPMENT OF ULTRAHIGH PRESSURE

Kornyushenko S.I., RANS professor

In the article are considered types of hydraulic equipment of ultrahigh pressure (from 70,0 to 100,0 MPa), which are used in hydraulic systems for a drive of working tools, power jacks and other equipment. Here are shown layouts and photos of hydraulic distributors' appearance with a hand and electric proportional control; pressure valves: safety, reducing, relief, brake types; consumption valves; check types, including controllable, throttle valves.

В публикации прошлого номера журнала были рассмотрены насосы сверхвысокого давления. Но между насосом и гидродвигателем всегда устанавливают регулирующие гидроаппараты, к которым относятся гидрораспределители и клапаны. Так же как в гидросистемах низкого, среднего и высокого давления, их функции сводятся к изменению направления потока рабочей жидкости и регулированию его величины. Однако для сверхвысокого давления (свыше 70,0 МПа) реализация штатных функций требует особых конструкций.

### Гидрораспределители

Золотниковые гидрораспределители и клапаны содержат конструктивные зазоры между подвижными элементами. При сверхвысоких давлениях внутренние утечки через неизбежные зазоры существенно увеличиваются. Вместе с тем расход такой гидросистемы в рамках установленной мощности первичного двигателя небольшой. В этих условиях утечки составляют достаточно высокий процент от производительности насоса. В итоге объемный КПД значительно падает и эффективность гидросистемы заметно снижается.

Для гидросистем сверхвысокого давления в основном используют гидрораспределители клапанного типа. Конусный запорный элемент клапана герметично перекрывает канал сверхвысокого давления, не допуская даже незначительных утечек. На рис. 1 показана типовая конструкция гидрораспределителя с электромагнитным управлением.

электромагнитным управлением, рассчитанного на давление  $p = 70,0 - 100,0$  МПа и расход  $Q = 25$  дм<sup>3</sup>/мин.

Гидрораспределитель сверхвысокого давления с электромагнитным управлением содержит корпус 1, в котором выполнен нагнетательный Р, сливной Т и рабочие каналы А, В. К корпусу 1 крепятся электромагниты 2. В цилиндрических втулках корпуса 1 установлены толкатели 3 и 4 соответственно нагнетательной и сливной полостей. Толкатели 3 и 4 представляют собой стержни с центральным цилиндрическим выступом. Стержни толкателей проходят через конические запорные элементы 5.1-5.4, которые прижимаются к седлу гидравлических каналов пружинами 6. С обеих сторон толкатели 3 и 4 упираются своей торцевой поверхностью в коромысла 7. Коромысла 7 центрируются возвратным устройством 8.

При подаче электрического сигнала, например, в электромагнит 2А его якорь перемещается вправо и поворачивает коромысло 7А по часовой стрелке, преодолевая сопротивление пружины возвратного устройства 8. Одновременно коромысло 7А воздействует на толкатель 4, перемещая его вправо. Торец цилиндрического выступа толкателя, упираясь в конический запорный элемент 5.3, перемещает его вправо и открывает доступ жидкости из рабочего канала В в сливной Т. В это же время толкатель 4 поворачивает по часовой стрелке коромысло 7В, которое противоположным концом перемещает толкатель 3 влево. Торец цилиндрического выступа толкателя 3 пе-

ремещает конический запорный элемент 5.2 влево, открывая путь жидкости из нагнетательного канала Р в рабочий А.

При снятии электрического сигнала якорь электромагнита перемещается в исходное положение. Коромысла 7 и конические запорные элементы 5 под воздействием пружин возвращаются в нейтральную позицию.

Если в гидрораспределителе используются пропорциональные электромагниты, то в зависимости от силы тока и жесткости пружины возвратного устройства 8 конические запорные элементы 5 занимают промежуточные положения, дросселируя поток рабочей жидкости, поступающий в рабочие каналы. Таким способом скорость исполнительного гидродвигателя (цилиндра, мотора) может плавно регулироваться.

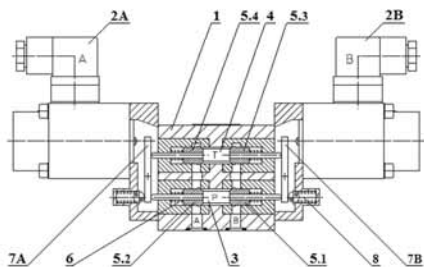
Аналогичным образом работает гидрораспределитель сверхвысокого давления с ручным управлением. Его конструкция показана на рис. 2. Здесь на коромысло воздействует не якорь электромагнита, а рычаг, приводимый мускульной силой оператора.

Гидрораспределители сверхвысокого давления выпускаются в различных версиях: 2/2, 3/2, 3/3, 4/3. На рис. 3 в качестве примера представлены часто применяемые гидросхемы распределителей версии 4/3 (четырехходовой/трехпозиционный). Более широко и подробно с ними можно ознакомиться в каталогах производителей.

На рис. 4 показаны некоторые модели гидрораспределителей сверхвысокого давления компании Bieri (Швейцария). Этот производитель является одним из

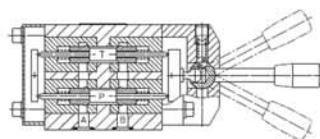
>>>

Рис. 1. Гидрораспределитель сверхвысокого давления с электромагнитным управлением: Р – канал сверхвысокого давления; Т – сливной канал; А и В – рабочие каналы; 1 – корпус; 2 – электромагниты; 3 – толкатель нагнетательной полости; 4 – толкатель сливной полости; 5 – конические запорные элементы; 6 – пружина; 7 – коромысло; 8 – возвратные устройства



>>>

Рис. 2. Гидрораспределитель сверхвысокого давления с ручным управлением





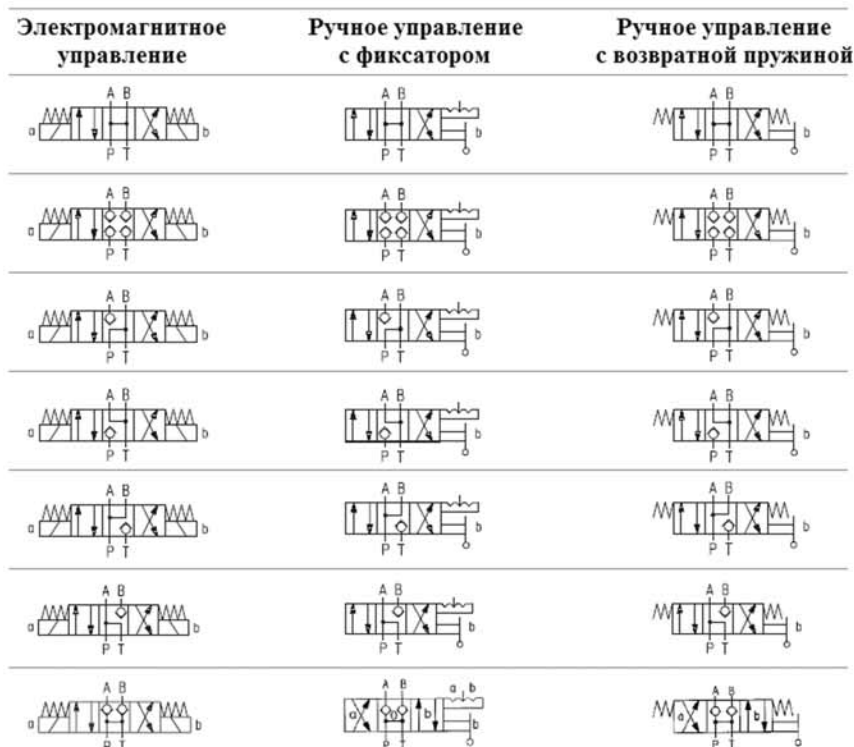


Рис. 3. Схемы исполнений гидрораспределителей 4/3



Рис. 4. Гидрораспределители сверхвысокого давления компании Bieri (Швейцария)

лидирующих брендов на мировом рынке машиностроительной гидравлики, работающей при давлениях 70,0-100,0 МПа. В России эту компанию представляет ЗАО НИЦ «Энерпром».

Для распределения потоков рабочей жидкости величиной до  $Q = 12 \text{ дм}^3/\text{мин}$  и давлением  $p = 70,0 \text{ МПа}$  используются гидрораспределители сверхвысокого давления вставного типа с шариковыми запорными элементами. Такие гидрораспределители оснащены одним или двумя электромагнитами. Их внешний вид показан на рис. 5.

Вставные гидрораспределители с шариковым запорным элементом производятся в версиях нормально открытые и нормально закрытые – 2/2, 3/2, а также

Рис. 5. Гидрораспределители сверхвысокого давления вставного типа



3/3. Некоторые их гидросхемы показаны на рис. 6.

### Клапаны давления

Клапаны давления для упомянутых гидросистем, так же как и клапаны расхода, часто выпускаются в виде картриджа, который вворачивается в монтажную плиту. В ней выполнены каналы нагнетания, слива и подвода рабочей жидкости к гидродвигателю. На рис. 7 показан предохранительный клапан, рассчитанный на давление  $p = 70,0 - 100,0 \text{ МПа}$  и расход  $Q = 25 \text{ дм}^3/\text{мин}$ . Принцип его работы не отличается от обычных клапанов давления.

Клапаны давления могут использоваться в качестве не только предохранительных, но и антишоковых (вторичных) и клапанов последовательности. На рис. 8 показаны некоторые схемы установки клапанов сверхвысокого давления в монтажной плите.

Рис. 6. Гидросхемы исполнения гидрораспределителей с шариковыми запорными элементами

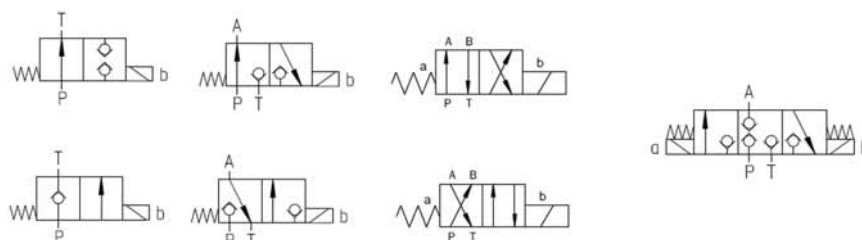
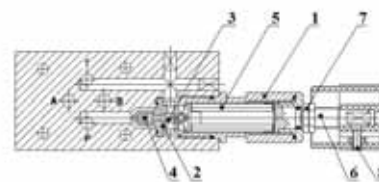


Рис. 7. Предохранительный клапан сверхвысокого давления и его символ:

Р – канал нагнетания рабочей жидкости; Т – канал слива; А, В – рабочие каналы; 1 – корпус картриджа; 2 – седло клапана; 3 – конусный запорный элемент; 4 – демпфирующий поршень клапана; 5 – пружина; 6 – шпindel настройки пружины; 7 – контргайка; 8 – штифт крепления маховичка к шпинделю настройки



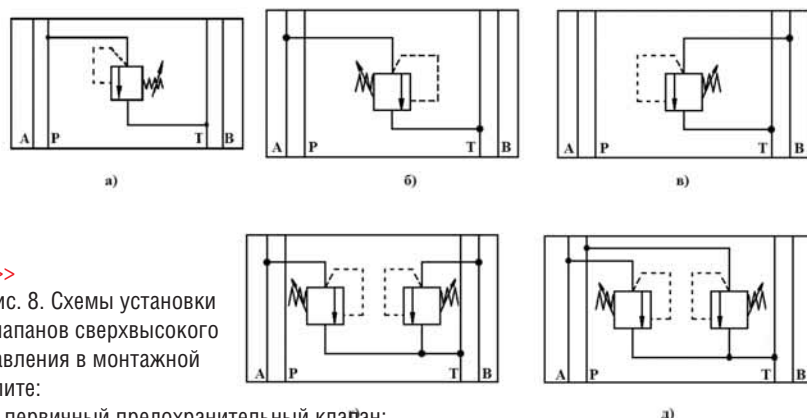


Рис. 8. Схемы установки клапанов сверхвысокого давления в монтажной плите:

- а) первичный предохранительный клапан;
- б) антишоковый клапан в рабочем канале А;
- в) антишоковый клапан в рабочем канале В;
- г) антишоковые клапаны в рабочих каналах А и В;
- д) первичный предохранительный клапан и антишоковый в рабочем канале А



Рис. 9. Клапаны сверхвысокого давления

Внешний вид клапанов сверхвысокого давления показан на рис. 9.

Пропорциональные клапаны сверхвысокого давления оснащены электромагнитом, величина хода сердечника которого зависит от силы тока, подаваемого на его обмотку. Электропропорциональный клапан регулирует величину потока рабочей жидкости. На рис. 10 показаны гидравлические схемы пропорционального регулирования потока этими клапанами. На рис. 10, а приведена гидросхема прямого управления потоком, а на рис. 10, б – пилотного.

Здесь регулирование расхода рабочей жидкости осуществляется из нагнетательной линии Р в сливную Т. Такой способ управления потоком выполняет дроссель (в виде электропропорционального кла-

пана), установленный в параллели, т.е. в байпасной гидролинии. Она связывает со сливом напорную гидромагистраль между насосом и гидродвигателем. Чем больше рабочей жидкости поступает на слив (через клапан), тем меньший расход направляется в гидродвигатель. Так регулируется скорость рабочего органа машины или оборудования.

Электропропорциональный клапан прямого управления регулирует величину относительно небольшого расхода (рис. 10, а). При значительных расходах используется силовой клапанный блок. Управление его конического запорного элемента выполняет упомянутый электропропорциональный клапан (рис. 10, б).

На рис. 11 показан внешний вид электропропорционального клапана давления и силового блока.

Электропропорциональные клапаны сверхвысокого давления часто применяются в гидросистемах, оснащенных системами обратной связи. Они позволяют регулировать поток рабочей жидкости с высокой степенью точности.

Однако в ряде гидросистем такие клапаны используются без обратных связей. Их характеристика регулирования (из-

менение давления от величины силы тока) имеет небольшой гистерезис, т.е. определенный разброс величины давления при одном и том же значении силы тока на электромагните. На рис. 12 показана такая характеристика электропропорционального клапана давления.

Редукционные клапаны в отдельных контурах гидросистемы устанавливают заданный уровень давления (ниже настройки первичного предохранительного клапана). С их помощью можно обеспечить последовательную работу нескольких исполнительных гидромеханизмов. На рис. 13 показан редукционный клапан сверхвысокого давления и схемы его установки в рабочих линиях А и В.

Во многих гидросистемах сверхвысокого давления используется сдвоенная насосная установка. На одном приводном валу первичного двигателя устанавливается два насоса – сверхвысокого и низкого давления. При холостых движениях рабочего органа и подаче/отводе инструмента требуются высокие скорости исполнительного гидродвигателя. В этом случае рабочую жидкость в гидросистему подают оба насоса. В силовом режиме цикла, когда рабочему органу требуется развить большое усилие при низкой скорости, работает насос сверхвысокого давления, а качающий узел низкого давления соединяется со сливом.

Рис. 11. Электропропорциональный клапан сверхвысокого давления и силовой блок



Рис. 10. Гидросхемы электропропорционального клапана сверхвысокого давления: а) гидросхема прямого управления потоком; б) гидросхема пилотного управления потоком

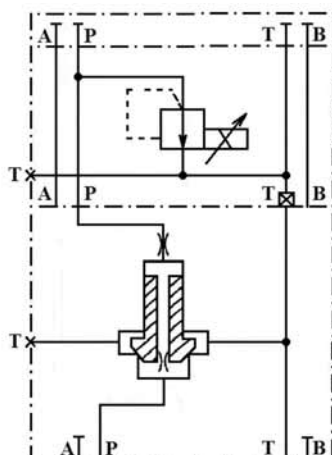
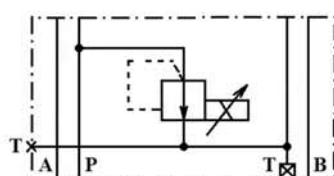
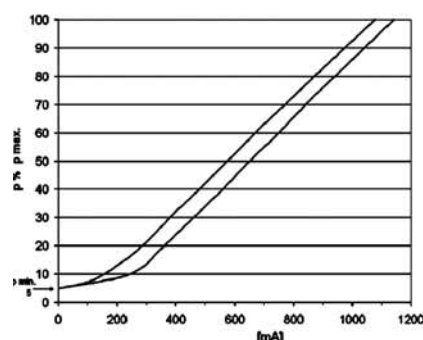


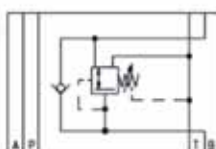
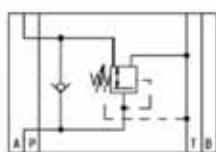
Рис. 12. Характеристика электропропорционального клапана давления



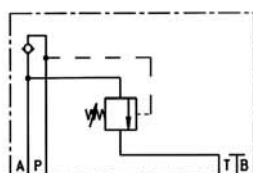




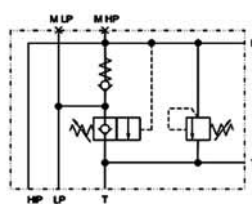
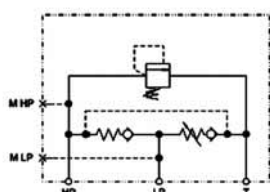
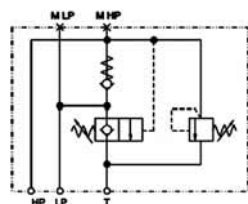
>>> Рис. 13. Редукционный клапан сверхвысокого давления и схемы его установки



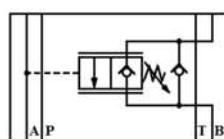
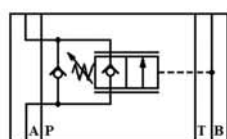
б)



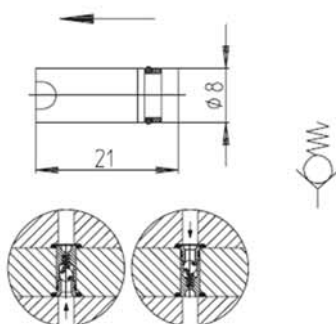
>>> Рис. 14. Клапан разгрузки: а) внешний вид; б) гидросхема



>>> Рис. 15. Варианты гидросхем клапанов разгрузки



>>> Рис. 16. Тормозной клапан



>>> Рис. 17. Обратные клапаны сверхвысокого давления

Чтобы при росте давления автоматически соединить напорную гидромагистраль насоса низкого давления со сливом, используется клапан разгрузки. Его внешний вид и гидросхема показаны на рис. 14.

Как только давление в гидролинии P превысит настройку клапана, он соединит гидролинию A со сливом T. В гидродвигатель будет поступать рабочая жидкость только от насоса сверхвысокого

давления. Существуют и другие варианты исполнений клапанов разгрузки. Их гидросхемы представлены на рис. 15.

При работе ряда видов оборудования существуют режимы, когда при опускании рабочих органов или инструмента на гидродвигатель действует высокая попутная нагрузка. Например, опускание домкратом тяжелых конструкций. В этом случае гидродвигатель необходимо при-

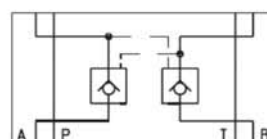
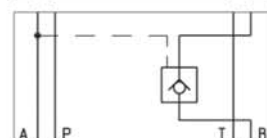
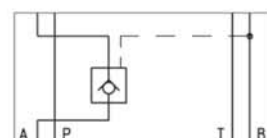
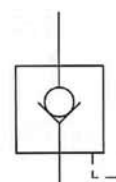
тормаживать. Эту функцию выполняет тормозной клапан. На рис. 16 показаны гидросхемы подключения тормозного клапана к рабочим каналам A и B. Внешний вид тормозного клапана практически не отличается от редукционного и клапанов разгрузки.

## Клапаны расхода

К клапанам расхода относятся обратные клапаны, дроссели, краны. Обратные клапаны сверхвысокого давления устанавливаются в монтажных плитах. Они пропускают рабочую жидкость по каналу только в одном направлении. При обратном потоке в том же канале обратные клапаны перекрывают поток. На рис. 17 показаны схемы и внешний вид обратных клапанов.

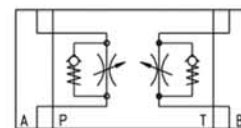
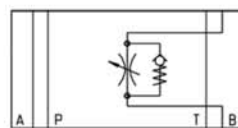
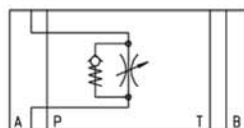
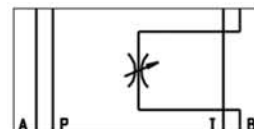
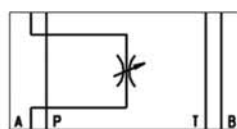
Управляемые обратные клапаны могут пропускать поток рабочей жидкости в обратном направлении, но только при подаче управляющего гидравлического сигнала. Внешний вид, графический символ и гидросхемы установки управляемых обратных клапанов сверхвысокого давления показаны на рис. 18.

>>> Рис. 18. Управляемые обратные клапаны сверхвысокого давления





>>>  
Рис. 19. Графический символ регулируемого дроссельного клапана



>>>  
Рис. 20. Внешний вид дроссельного клапана и схемы его установки



>>>  
Рис. 21. Символ и внешний вид картриджного и корпусных кранов

Дроссели ограничивают величину потока рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель. Дроссель уменьшает площадь проходного сечения гидравлического канала. В результате перед дросселем создается повышенное давление, которое открывает предохранительный клапан, и часть рабочей жидкости поступает на слив. Другая ее часть продолжает нагнетаться в гидродвигатель. Таким образом, осуществляется регулирование расхода. Конструкция регулируемых дросселей для гидросистем со сверхвысоким давлением показана на рис. 19.

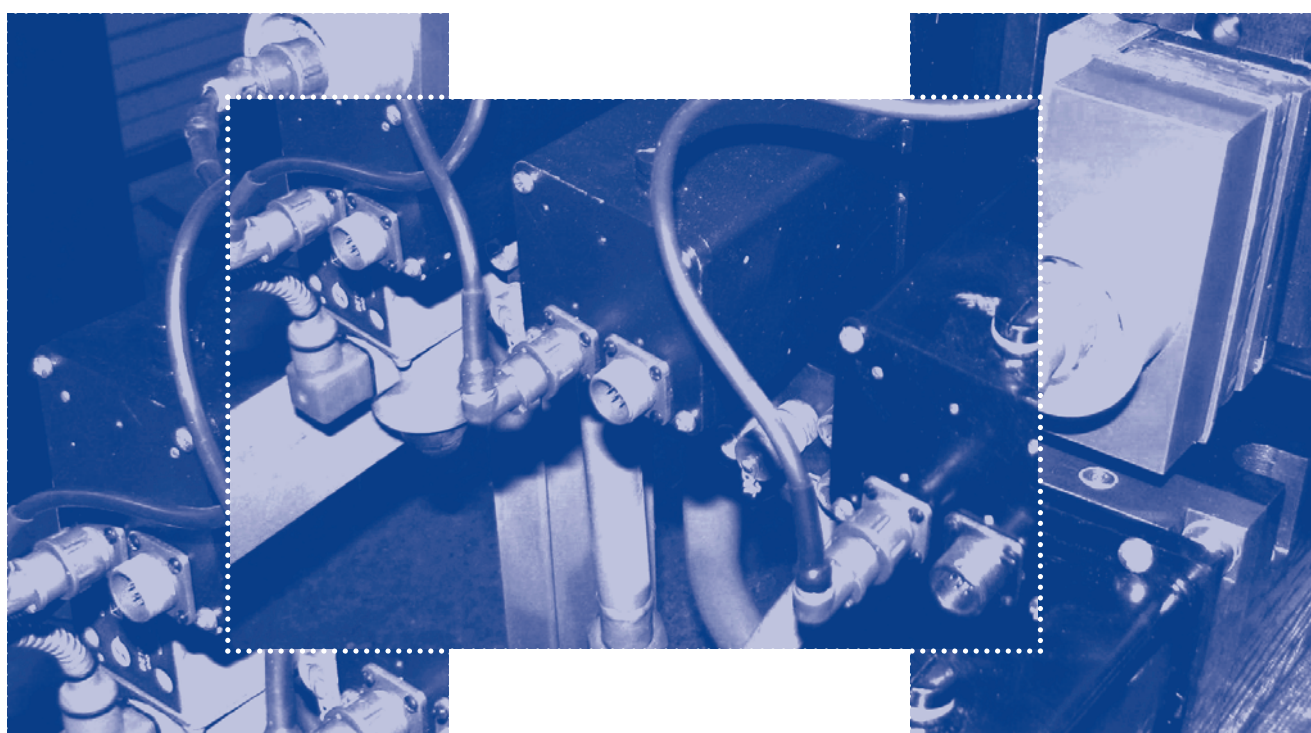
На рис. 20 показан внешний вид и схемы установки дроссельного клапана

в гидросистемах сверхвысокого давления. На схемах видно, что дроссели часто устанавливаются параллельно обратным клапанам. Это позволяет пропускать рабочую жидкость по каналу в одном направлении беспрепятственно (через обратный клапан). Но если поток движется в противоположном направлении, дроссель регулирует его величину.

Еще одним важным компонентом гидропривода сверхвысокого давления является кран, который герметично перекрывает каналы. Его конструкция идентична регулируемому дросселю, показанному на рис. 19. Графический символ крана и его конструкции показаны на рис. 21.

Краны широко используются в гидросистемах сверхвысокого давления. В оборудовании, которое не требует быстрого переключения потоков рабочей жидкости, они используются в качестве гидрораспределителей. В качестве примера может служить оборудование для подъема/опускания крупногабаритных тяжелых конструкций. В них различные режимы работы силовых домкратов включаются открытием/закрытием системы кранов.

В данной публикации описаны гидрокомпоненты сверхвысокого давления от 70,0 до 100,0 МПа, которые применяются в широко используемых видах гидроинструмента и другого силового оборудования. Однако существуют гидросистемы специальных устройств, уникальных станков и испытательных стендов, которые работают на давлении до 600,0 МПа (6000 бар). В них используются специальные гидравлические компоненты, производство которых освоили отдельные высокоразвитые компании. Но это тема отдельной статьи. **СТТ**





>>>

## БАЗОВЫЕ МЕТОДЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

1. Основные свойства рабочих жидкостей, Часть 1
2. Основные свойства рабочих жидкостей, Часть 2
3. Режимы всасывания гидронасосов
4. Динамические режимы работы гидронасосов, Часть 1
5. Динамические режимы работы гидронасосов, Часть 2
6. Распределение мощности при регулировании насосом
7. Шум в гидросистемах
8. Классификация гидроцилиндров
9. Управление гидроцилиндров



# ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

Насос – гидравлическая машина, которая преобразовывает механическую энергию первичного двигателя в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости. Конструкция насосов определяет их статическое состояние.

При работе возникают явления, которые присущи динамическому процессу. Динамические режимы работы насосов зависят как от их принципиальной конструкции, так и от внешних силовых нагрузочных факторов. Остановимся на наиболее важных особенностях, которые проявляются в работе насосов и зависят от их устройства.

Все объемные гидронасосы характеризуются следующими основными параметрами.

**Рабочий объем** ( $v$ ) – количество гидравлической жидкости, которое вырабатывает насос за один оборот вала. Рабочий объем измеряется в  $\text{см}^3/\text{об}$  или просто  $\text{см}^3$ . В квадратных скобках указывается размерность величин, входящих в формулу.

$$v = \left[ \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \right] = [\text{см}^3]$$

**Расход** ( $Q$ ) – это количество рабочей жидкости, выработанное насосом за единицу времени. Расход – это конкретная величина потока рабочей жидкости.

$$Q = v \cdot n \quad (1)$$

Здесь:

$Q$  – расход насоса,  $\text{дм}^3/\text{мин}$ ;

$v$  – рабочий объем,  $\text{см}^3/\text{об}$  или  $\text{см}^3$ ;

$n$  – частота вращения приводного вала насоса,  $\text{об}/\text{мин}$ .

Величина расхода насоса определяется произведением значений его рабочего объема на частоту вращения вала и делением на 1000 (так как  $1 \text{ см}^3 = 1/1000 \text{ л} = 1/1000 \text{ дм}^3$ ). В этом случае размерностью расхода является литр в минуту или, более правильно, дециметр кубический в минуту.

$$Q = \frac{v \cdot n}{1000} = \left[ \frac{(\text{см}^3/\text{об}) \cdot (\text{об}/\text{мин})}{1000} = \frac{\text{л}}{\text{мин}} = \frac{\text{дм}^3}{\text{мин}} \right] \quad (2)$$

>>>

Рис. 1. Схема измерения величины теоретического расхода



Корнюшенко С.И.,

доктор наук, профессор РАЕН

## DYNAMIC REGIMES OF PUMPS FUNCTIONING

Kornyushenko S.I., RANS professor

In the article are given definitions and calculation formulae of the main pumps parameters. A nature of the pressure origin in a hydraulic system is shown. Theoretical and real characteristics of a pump function are brought. On the example of a gear hydraulic pump are shown origin sources of pressure negative local oscillations and constructive ways of their removal.

Формулы (1) и (2) определяют теоретический расход рабочей жидкости. Экспериментально это можно проверить на испытательном стенде. Для этого нужно обеспечить низкую частоту вращения вала (20-30 об/мин) при нулевом перепаде давления между нагнетающей и всасывающей полостями насоса. Схема измерения величины теоретического расхода показана на рис. 1.

**Давление** ( $p$ ) – это сила, действующая на активную площадь гидродвигателя.

$$p = \frac{\text{Сила}}{\text{Площадь}} = \frac{F}{S} \quad (3)$$

Здесь:

$p$  – давление рабочей жидкости,  $\text{кгс}/\text{см}^2$  или бар, или МПа;

$F$  – сила,  $\text{кгс}$  или  $\text{Н}$ ;

$S$  – активная площадь гидродвигателя,  $\text{см}^2$ .

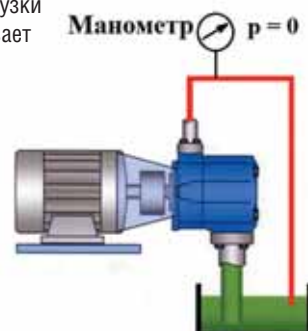
При использовании формулы (3) следует соблюдать соответствующую размерность величин.

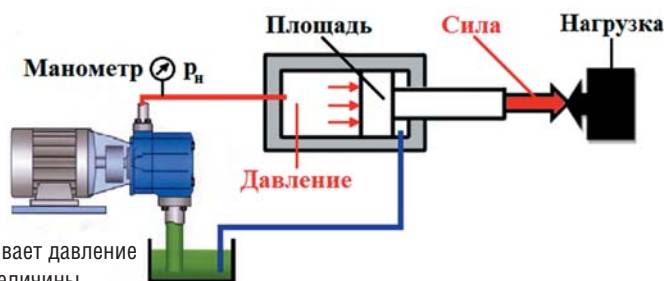
*Давление создается в результате действия на исполнительный гидромеханизм внешней нагрузки!*

Насос во время своей работы нагнетает рабочую жидкость в гидросистему, преодолевая

>>>

Рис. 2. Без нагрузки насос не развивает давления





&gt;&gt;&gt;

Рис. 3. Насос развивает давление в зависимости от величины нагрузки

возникшее давление (сопротивление). Если на гидродвигатель не будет действовать внешняя нагрузка, то и давление в гидросистеме не будет создаваться.

Это положение проиллюстрировано на рис. 2 и 3. На рис. 2 показана схема работы насоса без нагрузки. Он качает рабочую жидкость непосредственно в гидробак, не встречая никакого сопротивления. При любой частоте вращения приводного вала насоса давление практически будет равно нулю. На рис. 3 показана работа насоса, преодолевающего внешнюю нагрузку, которая действует на поршень исполнительного гидроцилиндра. Развиваемое давление ( $p_n$ ) будет зависеть от величины действующей силы ( $F$ ) и площади поршня ( $S$ ) гидроцилиндра (см. формулу (3)).

Давление рабочей жидкости в гидросистемах измеряется в Мегапаскалях, килограммах сил, действующих на квадратный сантиметр, или в барах, что допускает Международная система измерений СИ.

$$p = 1 \text{ МПа} = 1 \text{ МПа} = 9,8 \left[ \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right] \approx 10 \text{ [бар]}$$

Однако более правильная международная единица измерения давления – Мегапаскаль МПа. Международное обозначение этой единицы – МПа.

На графике рис. 4 показана идеальная характеристика любого объемного насоса. При изменении давления величина расхода не меняется. Однако в реальной действительности рост давления (увеличение нагрузки) оказывает влияние на расход рабочей жидкости. Он несколько снижает расход за счет неизбежных внутренних утечек жидкости, которая перетекает во

&gt;&gt;&gt;

Рис. 4. Идеальная характеристика насоса



всасывающую полость через зазоры в качающем узле. На рис. 5 показана реальная характеристика насоса.

В диапазоне изменения давления в гидросистеме от нуля до 85-87% относительно величины настройки предохранительного клапана насос работает в оптимальном режиме. Фактический расход, поступающий в гидросистему (красная кривая на рис. 5), можно определить по формуле

$$Q_{\phi} = Q_t - Q_{yt} \quad (4)$$

Здесь:

$Q_{\phi}$  – фактический расход насоса;  
 $Q_t$  – теоретический расход насоса;  
 $Q_{yt}$  – расход внутренних утечек насоса.

Теоретический расход насоса зависит от величины его рабочего объема и частоты вращения приводного вала. Его значение можно определить по формуле (1).

Расход внутренних утечек зависит от площади зазоров в качающем узле, перепада давления ( $\Delta p$ ) между нагнетающей и всасывающей полостями насоса, а также от физических свойств рабочей жидкости. С увеличением перепада давления ( $\Delta p$ ) внутренние утечки возрастают. Величина утечек определяет объемный КПД насоса.

$$\eta_{обн} = \frac{Q_{\phi}}{Q_t} = 1 - \frac{Q_{yt}}{Q_t} \quad (5)$$

Здесь:

$\eta_{обн}$  – объемный КПД насоса.

Общий КПД насоса определяется произведением объемного, гидравлического и механического КПД.

&gt;&gt;&gt;

Рис. 5. Реальная характеристика насоса



$$\eta_n = \eta_{обн} \cdot \eta_{гн} \cdot \eta_{мн} \quad (6)$$

Здесь:

$\eta_n$  – общий КПД насоса;  
 $\eta_{гн}$  – гидравлический КПД насоса;  
 $\eta_{мн}$  – объемный КПД насоса.

Гидравлический КПД насоса зависит от физических свойств рабочей жидкости и гидравлических сопротивлений в его каналах и полостях. Этот параметр обычно определяется на испытательных стендах.

Механический КПД насоса определяется величиной потерь энергии в подшипниках, опорах, уплотнениях и т.п.

Компании – производители гидромашин часто объединяют гидравлический и механический КПД в один параметр, при этом указывают значение объемного КПД.

Расход утечек носит нелинейный характер. При росте перепада давления он увеличивается, приближаясь к квадратичной зависимости. Поэтому фактический расход в зоне номинальной работы насоса (рис. 5) уменьшается более интенсивно при высоких давлениях в гидросистеме. Однако утечки не оказывают существенного влияния на производительность насоса. Они составляют несколько процентов в зависимости от видов качающих узлов.

Когда рост давления достигнет величины открытия запорного элемента предохранительного клапана, небольшая часть жидкости начнет поступать в гидробак. Поступление расхода рабочей жидкости в гидродвигатель сократится, и его скорость уменьшится.

При дальнейшем росте давления запорный элемент предохранительного клапана будет продолжать перемещаться, открывая все большую площадь для поступления потока рабочей жидкости на слив. Расход, поступающий в гидродвигатель, будет интенсивно падать (см. график на рис. 5), резко уменьшая его скорость.

Достигнув максимального давления настройки предохранительного клапана, его запорный элемент остановится, открыв полное проходное сечение всему потоку рабочей жидкости, поступающей на слив. Весь расход насоса направляется в гидробак. Гидродвигатель не сможет преодолеть сопротивления внешней нагрузки и остановится.

Диапазон величин давления с момента открытия запорного элемента предохранительного клапана до полной его остановки в крайнем открытом положении называется давлением перерегулирования. Именно в этом диапазоне под действием внешней нагрузки уменьшается скорость гидродвигателя (цилиндра, мотора), конечно, если не учитывать небольшое влияние утечек. Область перерегулирования



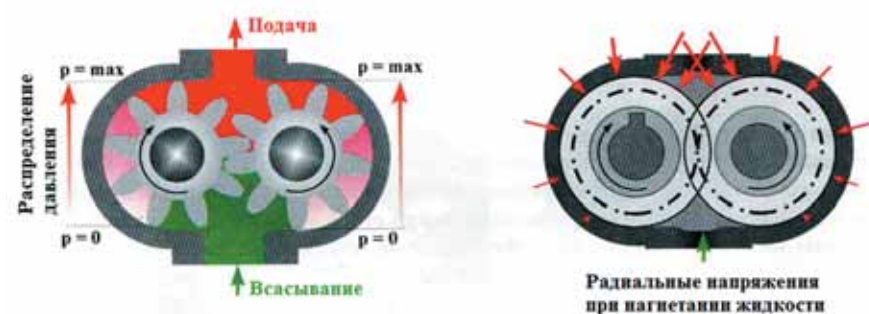


Рис. 6. Распределение давления и радиальных напряжений при нагнетании жидкости

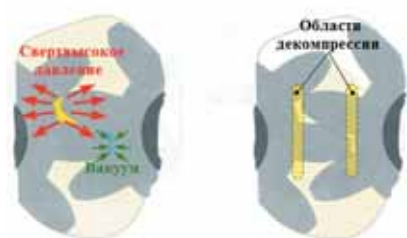


Рис. 7. Состояние жидкости в зацеплениях шестеренных насосов



Рис. 8. Боковая крышка насоса с выемками

составляет 10-15% в зависимости от типа предохранительного клапана, установленного в гидросистеме.

Принципиальные конструкции качающего узла отдельных видов насосов вызывают некоторые явления, которые проявляются в динамике. Рассмотрим, например, устройство шестеренного насоса с внешним зацеплением. Это широко распространенные насосы. Они отличаются небольшим весом, простотой конструкции, способностью работать с жидкостями различной вязкости, хорошими характеристиками всасывания и т.п. Вместе с тем они обладают и рядом

недостатков: работа при средних давлениях, небольшая производительность, относительно низкий КПД, высокий уровень шума.

Теоретически при эксплуатации насосов в реальной гидросистеме давление должно быть одинаковым во всей нагнетающей полости. В действительности через неизбежные зазоры между торцами шестерен и корпусом насоса рабочая жидкость перетекает из нагнетающей полости во всасывающую. Давление в межзубовых впадинах пропорционально уменьшается. Значительные радиальные нагрузки, действующие на шестерни со

стороны рабочей жидкости, также распределяются пропорционально, уменьшаясь в сторону всасывающей полости. На рис. 6 показана схема распределения давления и радиальных напряжений при нагнетании жидкости в шестеренном насосе.

Когда шестерни входят в зацепление, между вершиной зуба и дном впадины остается мертвое пространство, заполненное жидкостью. В этой области возникает местное кратковременное сверхвысокое давление. Чем меньше сжимаемость жидкости, тем выше давление. При выходе шестерен из зацепления мертвый объем резко увеличивается и в этой области создается декомпрессия (резкое понижение давления), которая приводит к вакууму жидкости. Схема этого процесса приведена на рис. 7.

Колебания местного давления приводят к преждевременному износу насоса и увеличению шума при его работе. Чтобы исключить негативные скачки давления, в определенных местах боковой крышки современных насосов выполняют выемки. Они соединяют возникающие при вращении шестерен полости мертвого объема, в которых образуется сверхвысокое давление, а затем вакуум. Компенсация объемов жидкости в противоположных точках резкого изменения давления приводит к существенному повышению потребительских свойств насоса. На рис. 8 показана боковая крышка насоса с выемками.

Различные виды конструкций качающих узлов насосов активно влияют на пульсацию подачи рабочей жидкости. Этот вопрос будет рассмотрен в статье следующего номера. **СТТ**

