Б33

Т. М. БАШТА

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ ГИДРАВЛИКА

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

ИЗДАНИЕ 2-е, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

БИБЛИОТЕКА
Бух ТИ
№ у/430

БИБЛИОТЕКА
ГрозПИ
870239
Факультет
Бауман Колосс, 18

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1971

Г. БУХАРА
4/3 № 1708

УДК 621 (03)

Машиностроительная гидравлика. Башта Т. М., «Машиностроение», 1971, стр. 672.

В книге приведены основные положения по гидравлике трубопроводов, течению жидкости через капиллярные щели, теории гидравлического удара в гидросистемах. Рассмотрены основы теории, проектирования и расчета насосов, гидродвигателей различного типа, а также приборов распределения рабочей жидкости, предохранительных и регулирующих устройств, гидравлических аккумуляторов и следящих систем.

Справочное пособие предназначено для научных и инженерно-технических работников, занятых исследованием, проектированием и производством гидравлических систем и агрегатов в различных отраслях машиностроения. Табл. 24, илл. 425.



ф. С. М. Егер

Пакет ПМ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Преимуществами гидроприводов являются малый вес и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности, простота осуществления бесступенчатого регулирования скоростей и высокая степень редукции, высокий коэффициент полезного действия, надежность, устойчивость заданных режимов работы, простота управления и обслуживания, а также универсальность применения.

Применение гидроприводов упрощает, как правило, решение многих технических задач, в частности значительно упрощает автоматизацию производственных процессов и повышает качество машин, позволяет значительно уменьшить их вес и габариты. Последнее преимущество особенно важно для сухопутных, водных и воздушных транспортных машин, установок горнорудной и угольной промышленностей, строительных и дорожных машин, тракторов и сельскохозяйственных машин и пр.

Важную роль гидравлические приводы играют также в техническом прогрессе различных машин стационарного типа. Так, например, в металлообрабатывающих станках решаются вопросы автоматизации технологических процессов и в частности — автоматизации операций обработки деталей по шаблонам и программным устройствам.

Указанные преимущества гидравлических приводов позволяют широко их применять в самых различных отраслях машиностроения. Чтобы оценить применение гидравлических устройств в современных машинах, следует указать, что иногда в одной машине насчитывается по нескольку сотен единиц гидравлических агрегатов; протяженность трубопроводов при этом достигает сотен метров. Примерами могут служить самолеты, водные суда, машины угольной и металлургической промышленностей,

судостроительные и дорожные машины, металлообрабатывающие станки и пр.

Широкое применение гидроприводов требует постоянного их усовершенствования и создания требуемой номенклатуры.

В последнее время применяется более 10 000 наименований гидроприводов, мощность выпускаемых гидромашин достигает 1000, а уникальных 4000 *квт*.

В справочном пособии, включающем широкий комплекс сведений по вопросам прикладной гидравлики, конструирования, изготовления и эксплуатации гидропередач, обобщен многолетний опыт работы автора по созданию, исследованию и применению этих передач, а также опыт отечественного и зарубежного машиностроения по этой специальности.

ВВЕДЕНИЕ

Понятие «машиностроительная гидравлика» является условным и включает в себя широкий комплекс технических сведений по вопросам прикладной гидравлики вязких жидкостей применительно к объемным гидроприводам, а также комплекс сведений по вопросам их конструирования, изготовления и эксплуатации.

В общем случае гидроприводом называется устройство для приведения в движение машин и их механизмов, состоящее из источника расхода жидкости, которым в большинстве случаев служит насос, и гидродвигателя возвратно-поступательного или вращательного и поворотного движения, а также системы управления, вспомогательных устройств и жидкостных магистралей (трубопроводов). Насосом называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к его валу механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости, и гидродвигателем — машину, преобразующую энергию жидкости в механическую энергию.

Широта применения гидравлических приводов (систем) в машинах обусловлена их преимуществами, наиболее важными из которых являются относительно малые габариты и высокая весовая отдача, под которой понимается вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности. Так, габариты современного гидравлического ротативного гидромотора и насоса при давлении 200 *кГ/см*^{2} составляют всего лишь 12—13% габаритов электродвигателя и электрогенератора той же мощности, вес насосов и гидравлических моторов составляет 10—20% веса электрических агрегатов подобного назначения такой же мощности.

Малым весом, приходящимся на единицу тягового усилия, отличаются также гидравлические двигатели прямолинейного движения (силовые цилиндры). Так, например, вес некоторых тандемных гидродвигателей этого типа на усилие 150 *т* не превышает 140—150 *кг*.

С целью дальнейшего уменьшения габаритов и веса гидроагрегатов повышают давление жидкости до 700 *кГ/см*^{2} и выше. Это особенно важно, так как усилия, развиваемые гидравлическим приводом мощных прессов, достигают 50 000 *т* и выше.

Кроме того, для снижения веса насосов повышают их скорости.

Так, фирмой Виккерс (США) изготовлены и проведены испытания насосов при 20 000 и 30 000 *об/мин*.

Гидродвигатели вращательного действия характеризуются высоким отношением крутящего момента на выходном валу к моменту инерции ротора, величина которого определяет динамические свойства двигателя. Практика показывает, что на гидравлический мотор приходится в среднем не более 5% момента инерции приводимого им механизма.

Преимущества гидродвигателей по этому показателю перед электродвигателями обусловлены тем, что удельная сила их практически неограничена, и при давлении жидкости примерно 300 *кГ/см*^{2} она в 20—25 раз больше, чем у электродвигателя.

Отношение развиваемого момента к моменту инерции гидромотора превышает на порядок то же отношение для электродвигателей, что во многих случаях является решающим фактором для характеристики гидросистемы и в частности — для следящих систем.

Для качественной оценки гидродвигателей по этому параметру можно указать, например, что момент инерции ротора пластинчатого (лопастного) гидромотора ($N = 2{,}5$ *квт* при $n = 1000$ *об/мин* и $p = 65$ *кГ/см*^{2}) равен 0,0000204 *кГ/сек*^{2}.

Указанные преимущества в равной мере относятся также и к приводам прямолинейного возвратно-поступательного и поворотного (качательного) движений.

В связи с малой величиной отношения вращающего момента гидромотора к инерции его подвижных частей может быть получено ничтожно малое время реверса и разгон до максимальных оборотов, т. е. высокое быстродействие привода и соответственно малое время запаздывания при отработке командных сигналов, что особенно важно для быстродействующих следящих механизмов. Практически реверс гидродвигателя без маховых масс происходит мгновенно и запаздывание обусловлено лишь сжимаемостью масла и составляет обычно всего несколько миллисекунд. Так, например, время разгона гидравлического мотора средней мощности (5—10 *л. с.*) не превышает 0,1 *сек*, для некоторых же моторов оно не превышает 0,03—0,04 *сек*. Время, требующееся на реверсирование ползуна гидрофицированного поперечно-строгального станка (ход ползуна 650 *мм*, скорость рабочего хода 45 *м/сек*, скорость обратного хода 60 *м/сек*, мощность приводного электродвигателя 6 *квт*, максимальное давление жидкости 60 *кГ/см*^{2}), доведено до 0,05—0,06 *сек*.

Гидропривод позволяет получить высокую частоту реверсирования, которая для гидромотора вращательного типа может быть доведена до 500 реверсов в минуту. Число ходов гидравлического 10-тонного пресса с гидродвигателем прямолинейного движения достигает 400 ходов в минуту. Число же реверсирований гидроприводов прямолинейного движения с относительно небольшой

массой и ходом достигает 1000 реверсов в минуту. В этом случае гидропривод сравним лишь с пневматическим инструментом ударного действия, допускающим до 1500—1700 реверсов в минуту.

При расчетах быстродействия гидросистем высокого давления и особенно с большой протяженностью нагнетательных трубопроводов необходимо учитывать упругость системы, обусловленную сжатием жидкости и деформацией трубопроводов и агрегатов.

Высоким быстродействием обладают также и насосы. Так, например, время, в течение которого подача (производительность) авиационного насоса может быть изменена от нулевого до максимального значения, не превышает 0,04 *сек*, снижение же ее от максимального значения до нулевого за 0,02 *сек*.

Высокие модуль упругости рабочей жидкости и герметичность гидроагрегатов обеспечивают гидросистеме механическую жесткость по отношению к нагрузке (минимальную податливость или просадку выхода под нагрузкой), а также допускают неограниченную по времени работу при минимальных скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик зависимости скорости от нагрузки.

Кроме того, гидросистема обеспечивает высокую позиционную точность реверсирования. Так, например, точность реверсирования силового органа металлорежущего станка при применении гидропривода может быть доведена до 0,01 *мм*.

Гидросистемы позволяют легко осуществлять бесступенчатое регулирование в широком диапазоне выходной скорости, высокую степень ее редукции, плавность движения и защиту машины от перегрузок.

Диапазон регулирования гидропривода вращательного действия или передаточное число, под которым понимается отношение минимального числа оборотов вала гидромотора к максимальному, составляет во многих случаях 1 : 1000. Нижний предел чисел оборотов в минуту большинства существующих двигателей отечественного и зарубежного производства составляет 8—16 *об/мин* у двигателей с малым крутящим моментом (0,3—2 *кГ·м*) и 2—3 *об/мин* у двигателей с большим крутящим моментом (более 10 *кГ·м*). Гидроприводы просты в изготовлении и эксплуатации и отличаются надежностью и долговечностью. В стационарных условиях некоторые гидроагрегаты работают в течение 15—20 лет. Срок службы при работе под нагрузкой насосов и гидромоторов достигает 20 000 ч и более. Помимо этого, гидропривод не требует обслуживания персоналом высокой квалификации и может работать в любых климатических условиях.

Гидромоторы и насосы на номинальном режиме работы имеют высокий к. п. д. $\eta_{об} = 0{,}98 \div 0{,}99$, $\eta_{мех} = 0{,}96 \div 0{,}98$, $\eta_{пол} = 0{,}95 \div 0{,}96$.

Ввиду широкого применения гидросистем в машиностроении, многообразия применяющихся типов и конструктивного исполнения

гидроагрегатов, а также выполняемых ими функций охватить все типы применяющейся гидроаппаратуры не представляется возможным. Поэтому в настоящей книге рассмотрены лишь вопросы, касающиеся применения гидросистем общего назначения. Вопросы теории представлены лишь в объеме, необходимом для понимания механизма действия и практических расчетов конструкций.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Из курса гидравлики известно, что удельная энергия жидкости (энергия единицы веса жидкости) определяется выражением

$$E = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g},$$

где z — энергия положения;

$\frac{p}{\gamma}$ — энергия давления (p — давление и γ — объемный вес жидкости);

$\frac{u^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия или скоростной напор (u — скорость жидкости и g — ускорение силы тяжести).

Передачу энергии жидкостью можно осуществлять путем изменения любого из членов этого выражения.

Из этих трех видов механической энергии жидкости основной для рассматриваемых здесь объемных гидравлических приводов является удельная энергия давления $\left(\frac{p}{\gamma}\right)$, которая легко преобразуется в механическую работу с помощью простейших гидравлических двигателей.

Для вспомогательных, главным образом командных цепей, используется также кинетический вид энергии $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$, выражение которой для массы m жидкости может быть записано в виде [1]

$$E_к = \frac{mu^2}{2} = \frac{G_т u^2}{2g}, \qquad (1)$$

где m — масса жидкости весом $G_т$, обладающая скоростью u.

Третьим видом энергии — энергией положения (z) в рассматриваемых здесь объемных гидроприводах обычно пренебрегают. Последнее обусловлено тем, что гидростатическое давление, соответствующее разности высот между отдельными элементами системы, несоизмеримо мало в сравнении с действующими в ней

[1] Значение всех величин, входящих в настоящее выражение, равно, как и во все приводимые в дальнейшем, можно брать, за исключением особо оговоренных случаев, в любых, однако согласованных размерностях.

рабочими давлениями жидкости, а следовательно, ими в большинстве расчетов можно пренебречь. Этот вид энергии учитывается лишь при расчетах и исследованиях всасывающих характеристик насосов.

Принцип действия объемных гидроприводов основан на высоком объемном модуле упругости (на практической несжимаемости) жидкости и на законе Паскаля (рис. 1, *а*). При этом силы молекулярного взаимодействия, возникающие в аномальных жидкостях, а также растягивающие силы обычно не учитываются.

Следовательно, если к поршню площадью f заполненного жидкостью закрытого сосуда приложим силу P, эта сила уравновесится силой давления жидкости p на этот поршень, и в соответствии с указанным законом это давление будет действовать в любой точке жидкости (трением поршня пренебрегаем), включая и поверхность сосуда. Положение сохранится, если в качестве сосуда возьмем два соединенных трубопроводами, закрытых поршнями цилиндра *1* и *2*, один из которых (сосуд *1*) является насосом и второй (сосуд *2*) — гидравлическим двигателем (рис. 1, *б*).

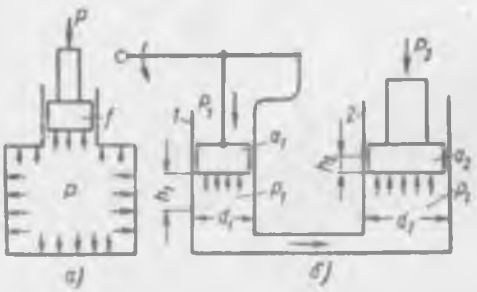


Рис. 1. Схема, иллюстрирующая закон Паскаля, и принципиальная схема гидропривода

При перемещении поршня a_1 цилиндра *1* жидкость будет вытесняться в цилиндр *2*, приводя его поршень a_2 в движение, причем давление $p_1 = \frac{P_1}{f}$, развиваемое силой P_1, будет действовать и на поршень a_2 (потерями напора в трубопроводе пренебрегаем).

Допустим, что сосуды *1* и *2* абсолютно герметичны, а жидкость несжимаема, тогда перемещения поршней a_1 и a_2 будут связаны следующим равенством:

$$h_1 f_1 = h_2 f_2,$$

где h_1, h_2, f_1 и f_2 — соответственно перемещения и площади поршней a_1 и a_2.

На основании приведенного уравнения можно составить следующие выражения:

$$\left.\begin{aligned} \frac{h_2}{h_1} &= \frac{f_1}{f_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}; \\ h_2 &= h_1 \frac{f_1}{f_2} = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

для системы привода вращательного движения ее можно уподобить обычной шкивно-ременной передаче с той лишь разницей, что связь между ведущим насосом и ведомым двигателем звеньями осуществляется сжатием замкнутого объема жидкости.

Регулирование скорости гидродвигателя (движения поршня силового цилиндра или вала гидромотора) в мощных передачах (мощность более ~5 *л. с.*) обычно осуществляется регулированием подачи насоса *1* и в передачах меньших мощностей — с помощью дросселя *4*, который позволяет создать сопротивление на выходе из насоса, в результате которого часть жидкости будет отводиться (переливаться) через предохранительный клапан *5* в бак *6*. При полном перекрытии трубопровода дросселем *4* вся жидкость будет удаляться в бак, в результате скорость гидродвигателя *2* будет равна нулю.

Дроссельное регулирование связано с потерей мощности и нагревом жидкости, поскольку энергия, соответствующая расходу жидкости через клапан *5* в бак, под давлением его настройки теряется, превращаясь в тепло.

Рассмотренная выше схема гидросистемы относится к числу простейших, в которых управление потоком жидкости сводится лишь к изменению его направления к той или иной полости силового цилиндра, без какого-либо воздействия на закон движения поршня последнего.

В том случае, когда это воздействие осуществляется и оно связывается с циклом работы машины или с управлением по программе, гидропривод становится частью системы автоматического или полуавтоматического регулирования и элементы гидропривода называют элементами гидроавтоматики, а гидросистему — автоматической или полуавтоматической.

Применяемые давления и расходы жидкости. В гидросистемах применяют, в основном, давления до 200 *кГ/см²* и реже 350—700 *кГ/см²*. Вообще же объемный насос может развить любые давления, при которых жидкости еще сохраняют свои свойства. Потеря этих свойств, ограничивающая величину давления, обусловлена тем, что практически большинство жидкостей, в том числе и жидкости нефтяного происхождения, при давлениях ~20 000—30 000 *кГ/см²* превращаются в твердое тело. Например, вода при 20° С превращается в твердое тело при давлении 8400 *кГ/см²*.

Из выражения (5) следует, что повышением давления жидкости можно увеличить при том же ее расходе мощность гидропривода, а следовательно, можно снизить его вес и габариты.

В гидросистемах машин применяются насосы мощностью до 100 *л. с.*, однако в некоторых случаях применяются насосы с расходом (производительностью) до 8600 *л/мин* с приводной мощностью при давлениях 220 *кГ/см²* выше 3000 *квт*.

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА

Глава I

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ И ИХ СВОЙСТВА

Рабочим телом (средой) в гидравлических системах являются капельные жидкости, характеризуемые высокими, по сравнению с газами, объемным модулем сжатия и вязкостью. В основном применяются минеральные масла, представляющие собой жидкие дистиллаты, загущенные парафином, церезином и другими твердыми углеводородами, а также жидкости на основе органических и кремнийорганических соединений. Особенно широко применяются смеси минеральных масел, полученные смешиванием маловязких нефтепродуктов с высоковязкими компонентами (загустителями).

Основными показателями для оценки качества рабочей жидкости служат вязкостно-температурные свойства, химическая и физическая стабильность, антикоррозионные свойства, агрессивность по отношению к резиновым уплотнительным деталям, смазочная способность, теплофизические свойства и вспениваемость, а также огнестойкость и температура замерзания.

Весомость жидкости характеризуется объемным весом (удельной силой тяжести) и плотностью, которые фактически обозначают одно и то же свойство жидкости, — отношение веса или массы жидкости к ее объему. При расчетах обычно используют объемный вес (вес единицы объема вещества), который зачастую называют весовой плотностью, причем выражают его обычно как отношение веса в килограммах к объему в кубических сантиметрах или метрах.

При равномерном распределении массы объемный вес

$$\gamma = \frac{G_\tau}{V} = \frac{mg}{V}, \qquad (6)$$

где G_τ — вес некоторого объема V жидкости;

$m = \frac{G_\tau}{g}$ — масса рассматриваемого объема жидкости;

g — ускорение силы тяжести.

Учитывая, что масса $m = \rho V$ и вес $G = \gamma V = mg$, объемный вес можно выразить через массовую плотность (количество массы

жидкости, заключающейся в единице ее объема) и ускорение силы тяжести g:

$$\gamma = \rho g,$$

где ρ — массовая плотность в $кГ \cdot сек^2/см^4$ или $кГ \cdot сек^2/м^4$.

Для минеральных масел можно принять $\gamma = 900$ $кГ/м^3$.

Различают также удельный объем жидкости, под которым понимают объем единицы ее массы:

$$V_m = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \text{ или } V_m \rho = 1.$$

Объемный вес не следует смешивать с безразмерным относительным удельным весом жидкости (σ), под которым понимается отношение веса данной жидкости G_m к весу дистиллированной воды $G_в$ при 4° С, взятой в том же объеме.

Плотность имеет важное значение при расчетах режимов течения жидкости через местные сопротивления, потеря напора в которых обусловлена в основном ускорением жидкости, а следовательно, перепад давления Δp, как это следует из теоретического соотношения $u = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ (см. стр. 79), будет зависеть от плотности жидкости, т. е.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho u^2.$$

Плотность жидкости определяет величину ударного давления при гидравлическом ударе (см. стр. 103), а также сопротивление магистралей (трубопроводов) в переходных процессах. Так, например, для создания некоторого ускорения в трубопроводе, заполненном жидкостью с удельным весом ртути (13,6 $Г/см^3$), потребуется давление в 17 раз больше, чем в заполненном минеральным маслом с удельным весом 0,8 $Г/см^3$. При применении первой жидкости сила инерции будет настолько большой, что на создание требуемого ускорения столба жидкости будет расходоваться значительная часть рабочего давления, а также будет замедляться быстродействие системы и реакция последней на командные импульсы (сигналы).

Плотности и объемный вес определяются по ГОСТу 3900—47.

Зависимость объемного веса от температуры. Плотность и соответственно объемный вес жидкости зависят от температуры, ввиду чего с изменением последней будет изменяться также и удельный объем.

Указанная зависимость характеризуется температурным коэффициентом α объемного расширения жидкости, представляющим собой число, выражающее относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1° С:

$$\alpha = \frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta t} \quad 1/град, \tag{7}$$

где $\frac{\Delta V}{V}$ — относительное изменение рассматриваемого начального объема V жидкости;

$\Delta t = t_2 - t_1$ — изменение температуры;

t_1 и t_2 — начальная и конечная температуры жидкости;

$\Delta V = V - V_0$ — изменение объема при повышении температуры с t_1 до t_2;

V и V_t — объем жидкости соответственно при температурах t_1 и t_2.

В соответствии с этим изменение ΔV объема и новый объем V_t при температуре t_2, соответствующий приращению температуры от t_1 до t_2, составят

$$\Delta V = \alpha \Delta t V; \tag{8}$$

$$V_t = V + \Delta V = V(1 + \alpha \Delta t). \tag{9}$$

Объемный вес (весовая плотность) жидкости при новой температуре t_2

$$\gamma_t = \frac{\gamma}{1 + \alpha \Delta t}, \tag{10}$$

где γ_t — искомый объемный вес жидкости при заданной температуре $t_2 = t_1 + \Delta t$;

γ — объемный вес жидкости при температуре t_1.

Коэффициент объемного расширения (и соответственно плотность) минеральных жидкостей, применяемых в гидросистемах машин, можно практически считать постоянным при обычных в эксплуатации температурах. Однако он зависит от давления, уменьшаясь с увеличением последнего. На рис. 4, *а* показана зависимость плотности от давления и температуры в изотермном процессе для минерального масла и на рис. 4, *б* — для силиконовых жидкостей, характеристики которых приведены ниже (см. рис. 9, *а* и *б*).

Среднее значение коэффициента объемного расширения для авиационного масла типа АМГ-10 при давлениях от $0 < p < 150$ *кГ/см*^{2} можно принять равным $8 \cdot 10^{-4}$ 1/*град*; или иначе температурное расширение этого масла составляет приблизительно 0,08% при нагревании на 1° С. Для более тяжелых минеральных масел он равен $7 \cdot 10^{-4}$ 1/*град*.

Максимальный коэффициент имеют синтетические жидкости. Так, например, средний коэффициент теплового объемного расширения жидкости на основе алкиловых полисиликатов при изменении температуры от 0 до 200° С равен $\alpha = 9{,}52 \cdot 10^{-4}$ 1/*град*.

Коэффициент объемного расширения зависит от объемного веса жидкости. Значения коэффициента расширения для нефте-

8702 39

продуктов разных исходных объемных весов приведены ниже (исходный объемный вес принят при 15° С):

Объемный вес в $кг/м^3$	700	800	850	900	920
Коэффициент объемного расширения $\alpha \cdot 10^4$	8,2	7,7	7,2	6,4	6,0

Поскольку плотность и удельный вес капельных жидкостей изменяются с изменением температуры в эксплуатации незначительно, при гидравлических расчетах достаточно принимать постоянные значения этих параметров. В частности, подобное допу-

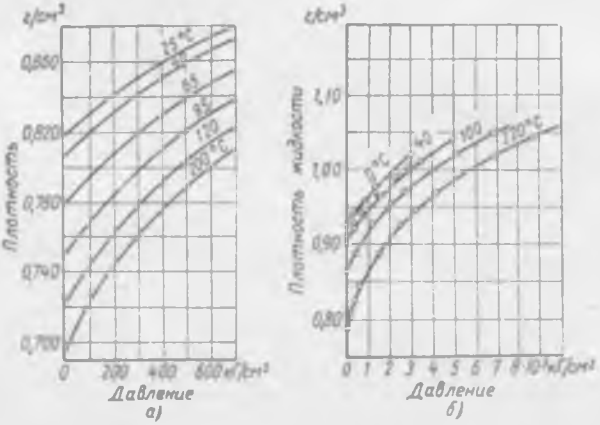


Рис. 4. Зависимость плотности от давления и температуры:

а — минерального масла; *б* — силиконовой жидкости

щение может быть принято при расчетах систем, предназначенных для работы в стабильных температурных условиях. Однако возможны условия, в которых такое допущение может привести к серьезным нарушениям работы в результате объемного расширения жидкости при изменении ее температуры. В результате нагревания жидкости она может переполнить резервуары, а если она заключена в жесткой замкнутой емкости, возможно разрушение последней.

Повышение давления Δp при нагревании силового цилиндра (или иной емкости) с замкнутой в нем жидкостью при нагревании ее от t_1 до t_2 составит

$$\Delta p = (\alpha_ж - \alpha_м) E (t_2 - t_1),$$

где E — объемный модуль упругости жидкости;

$a_ж$ и $\alpha_м$ — коэффициенты объемного температурного расширения жидкости и металла, из которого изготовлен цилиндр (или иная жесткая емкость).

Расширение жидкости может также нарушить тарировку различных жидкостных приборов и датчиков.

Значения коэффициента объемного расширения для некоторых металлов при температурах от 0 до 100° С приведены ниже.

Материал	Углеродистая сталь	Алюминий	Магний	Медь	Бронза	Чугун
Коэффициент расширения $\alpha \cdot 10^{+6}$	34,5	71,4	77,7	49,5	60,0	33

Зависимость объемного веса от давления. Объемный вес и плотность жидкости зависят вследствие ее сжимаемости под давлением (см. стр. 35) от величины последнего.

Поскольку для применяемых жидкостей с объемным модулем сжатия $E = 17\,000 \div 20\,000$ *кГ/см²* плотность ρ при давлении порядка 200 *кГ/см²* незначительно отличается от плотности ρ_0 при нулевом давлении (практически $\rho = 1{,}01\ \rho_0$), при расчете гидросистем на эти давления обычно полагают, что объемный вес не зависит от давления.

ВЯЗКОСТЬ ЖИДКОСТЕЙ

Вязкость жидкости, под которой понимается ее сопротивление деформации сдвига, является наиболее важной характеристикой для расчета и проектирования объемного гидравлического оборудования.

Механизм возникновения вязкости обусловлен тем, что при течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки скорость движения ее слоев в результате торможения потока различна, вследствие чего между слоями возникает сила трения. Величина этой силы (касательного напряжения) определяется из уравнения, выражающего закон жидкостного трения Ньютона:

$$T = \mu F \frac{du}{dy};\quad \mu = \frac{T}{F} \cdot \frac{1}{\frac{du}{dy}}, \tag{11}$$

где μ — коэффициент пропорциональности, который называется коэффициентом динамической (или абсолютной) вязкости жидкости;

F — площадь рассматриваемого слоя жидкости или стенки, соприкасающейся с ней;

$\frac{du}{dy}$ — градиент скорости;

y — расстояние между слоями жидкости, измеренное перпендикулярно направлению движения жидкости;

u — скорость движения жидкости.

Из этого уравнения следует, что динамический коэффициент вязкости μ численно равен силе трения, развивающейся на единице поверхности при градиенте скорости, равном единице.

В системе единиц МКГСС единицей абсолютной вязкости принято считать касательную силу, в которой действует один слой жидкости площадью 1 $м^2$ на другой, при движении одного слоя относительно другого с градиентом скорости 1 $м/сек \cdot м$. Размерность этой единицы $\mu = 1\ кГ \cdot сек/м^2$.

В системе СГС (сантиметр — грамм — секунда) вязкость выражается в пуазах (*пз*), причем вязкость жидкости равна 1 *пз*, если сила, необходимая для того, чтобы перемещать одну относительно другой две параллельные пластинки из жидкости поверхностью в 1 $см^2$, с градиентом скорости 1 $см/сек \cdot см$, составляет 1 *дин*. Эта единица коэффициента вязкости обозначается μ_p и имеет размерность $дин/см^2 \cdot сек$ или $г/см^2 \cdot сек$.

Величину коэффициента динамической вязкости для маловязких жидкостей, применяемых в гидросистемах, обычно выражают в сантипуазах (*спз*), причем 1 *спз* = 0,01 *пз*.

Единицы динамической вязкости связаны соотношением

$$1\ кГ \cdot сек/м^2 = 98{,}1 пз = 9810\ спз;$$

$$1\ пз = \frac{дина \cdot сек.}{см^2} = 0{,}010193\ кГ \cdot сек/м^2;$$

$1\ спз = 1{,}0193 \cdot 10^{-4}\ кГ \cdot сек/м^2 = 0{,}01\ пз$.

В системе СИ динамическая вязкость имеет размерность $н \cdot сек/м^2$ (ньютон-секунда на квадратный метр).

Ниже приведено соотношение между этими единицами вязкости:

$$1\ пз = 0{,}0102\ кГ \cdot сек/м^2 = 0{,}1\ н \cdot сек/м^2;$$

$$1\ кГ \cdot сек/м^2 = 9{,}80665\ н \cdot сек/м^2.$$

Кинематическая вязкость. В гидравлических расчетах применяют отношение коэффициента динамической вязкости μ к плотности ρ жидкости, которое называется коэффициентом кинематической вязкости и обозначается ν:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \qquad (12)$$

В системе МКГСС коэффициент кинематической вязкости выражается в $м^2/сек$ и в системе СГС — в $см^2/сек$. Величина вязкости, равная 1 $см^2/сек$, называется стоксом (*ст*). В технической практике получили распространение сантистоксы (*сст*), причем 1 *сст* = = 0,01 *ст* = 1 $мм^2/сек$.

Указанные единицы кинематической вязкости связаны соотношением 1 $м^2/сек$ = 10 000 *ст* = 1 000 000 *сст*.

Соотношения между единицами вязкости различных систем приведены ниже.

Вязкость	СГС	МКГСС	Английская гравитационная
Динамическая	$1\ пз = 1\ \frac{дина \cdot сек}{см^2}$	$1\ \frac{кГ \cdot сек}{м^2} = 98{,}1\ пз$	$\frac{1\ англ.\ фн. сек}{фут^2} = 478{,}8\ пз$
Кинематическая	$1\ ст = 1\ см^2/сек$	$1\ м^2/сек = 10^4\ ст$	$1\ фут^2/сек = 929{,}03\ ст$

В стандартах СССР обычно дается кинематическая вязкость, выраженная в сантистоксах при 50° С.

В гидросистемах машин, предназначенных для работы в стабильных температурных условиях при давлениях менее 100 $кГ/см^2$, обычно применяют масла с вязкостью 20—40 *сст* (при 50° С), а при давлении до 200 $кГ/см^2$ — вязкость 40—60 *сст*. В гидросистемах же прессов с давлением 500—600 $кГ/см^2$ вязкость жидкости достигает значений 110—150 *сст*.

В гидросистемах с быстроходными насосами и в гидросистемах, предназначенных для работы в широком температурном диапазоне и при низких температурах, применяются масла с меньшими значениями вязкости.

Условные (относительные) единицы вязкости. Точных методов непосредственного измерения коэффициентов абсолютной или кинематической вязкости не существует. Лишь в некоторых случаях для определения коэффициентов абсолютной или кинематической вязкости пользуются тарированными приборами, позволяющими с приемлемой точностью определить вязкость прямым методом.

На практике с помощью вискозиметров определяют относительную вязкость, единицы измерения которой непосредственно не связаны с физической природой вязкости. В отечественной промышленности применяются единицы условной вязкости, измеряемые в секундах или градусах Энглера с помощью вискозиметра, основанного на методе истечения жидкости через калиброванное отверстие определенного диаметра (2,8 *мм*). В этом приборе определяется время t истечения под собственным весом 200 $см^3$ испытываемой жидкости из цилиндрического сосуда через заданное отверстие при данной температуре, которое сравнивается с временем $t_в$ истечения из того же сосуда 200 $см^3$ воды при 20° С. В соответствии с этим вязкость жидкости в градусах Энглера выражается отношением

$$^{\circ}E = \frac{t}{t_в},$$

причем время истечения воды в этом приборе обычно равно $t_в = 50 \div 52$ *сек*. Вискозиметр Энглера применим для жидкостей с вязкостью не меньше 1,1° *E*.

Таблица 1

ccm	°*E*	″*S*	″*R*	*ccm*	°*E*	″*S*	″*R*	*ccm*	°*E*	″*S*	″*R*
1,0	1,0	30,0	26,2	35,7	4,80	172,0	137,9	240	31,6	1091	972,0
1,40	1,1	34,0	29,2	37,3	5,00	180,0	144,0	250	32,9	1137	1012
2,8	1,20	37,5	32,0	41,2	5,50	195,0	156,0	260	34,3	1182	1053
3,9	1,30	41,1	35,0	45,1	6,00	216,5	172,3	270	35,5	1228	1093
5,00	1,40	45,0	38,0	49,0	6,50	230,0	184,0	280	36,8	1273	1134
6,25	1,50	49,0	40,9	52,9	7,00	253,0	201,5	290	38,2	1319	174
7,45	1,60	52,6	43,8	56,8	7,50	272,0	216,2	300	39,4	1364	1215
8,50	1,70	56,5	46,8	60,6	8,00	290,0	230,5	310	40,8	1410	1255
9,00	1,80	60,0	49,7	64,5	8,50	308,0	245,0	320	42,1	1455	1296
10,70	1,90	64,0	52,6	68,4	9,00	326,5	259,0	330	43,4	1500	1336
11,80	2,0	67,9	55,5	76,0	10,00	363,0	288,0	340	44,7	1546	1377
12,80	2,10	71,5	58,5	80	10,54	365,0	325,0	350	46,1	1591	1417
13,80	2,20	75,1	61,4	85	11,20	388,0	345,0	360	47,4	1637	1458
14,80	2,30	79,1	64,3	90	11,86	411,0	365,0	370	48,7	1682	1498
15,70	2,40	83,0	67,3	95	12,51	433,0	385,0	380	50,0	1728	1539
16,60	2,50	86,8	70,2	100	13,70	456,0	405,0	390	51,3	1773	1579
17,50	2,60	90,8	73,2	110	14,48	501,0	446,0	400	52,6	1819	1620
18,40	2,70	94,2	76,1	120	15,80	547,0	486,0	410	53,9	1864	1660
19,30	2,80	98,00	79,1	130	17,11	592,0	527,0	420	55,3	1909	1701
20,20	2,90	102,00	82,1	140	18,43	637,0	567,0	430	56,6	1955	1741
21,20	3,0	105,00	85,0	150	19,74	683,0	608,0	440	57,9	2000	1781
22,80	3,20	113,2	90,9	160	21,06	728,0	648,0	450	59,2	2046	1822
24,50	3,40	120,0	96,7	170	22,37	774,0	689,0	460	60,5	2091	1862
26,10	3,60	128,0	102,1	180	23,69	819,0	729,0	470	61,8	2137	1903
27,70	3,80	135,0	107,0	190	25,0	864,0	769,0	480	63,2	2182	1943
29,3	4,00	142,5	113,9	200	26,3	910,0	810,0	490	64,5	2228	1984
30,9	4,20	150	120	210	27,6	955,0	850,0	500	65,8	2273	2024
32,5	4,40	157,6	125,9	220	28,9	1001,0	891,0	510	67,1	2318	2065
34,1	4,60	165,6	132,0	230	30,3	1046	931,0				

Относительная вязкость часто выражается также в секундах Энглера, которые показывают время истечения определенного объема измеряемой жидкости из указанного вискозиметра в секундах. Поскольку вискозиметр Энглера рассчитан на истечение воды аа 50—52 *сек*, единица вязкости в секундах Энглера в 50—52 раза меньше единицы вязкости в градусах Энглера.

Перевод условных единиц вязкости в абсолютные. До настоящего времени не существует метода точного перевода условных (относительных) единиц вязкости в абсолютные, пересчет же проводится по приближенным эмпирическим формулам и таблицам.

Для применяемых в гидросистемах масел при среднем значении $\gamma = 900$ $кГ/м^3$ коэффициенты кинематической и условной вязкости, выраженной в градусах Энглера, выражаются соотношением

$$\nu = 0{,}0731°E - \frac{0{,}0631}{°E} \; см^2/сек. \qquad (13)$$

Пересчет градусов Энглера в единицы абсолютной вязкости может быть осуществлен для распространенных в гидросистемах жидкостей по упрощенной формуле $\mu = 0{,}00065° E$. Для пересчета коэффициента динамической вязкости μ в единицы условной вязкости можно также пользоваться графиком, показанным на рис. 5.

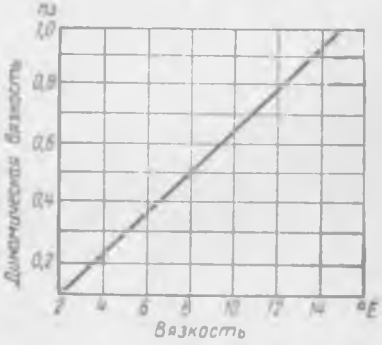


Рис. 5. График для пересчета динамической вязкости в условную

Следует отметить, что существующие вискозиметры обеспечивают получение более или менее достоверных результатов для жидкостей с вязкостью от 2 до 30 *сст*.

В США и Англии вязкость в основном измеряется в секундах Сейболта (универсальные) *"S* и Редвуда (торговые) *"R*. Секунды Редвуда применяются преимущественно в Англии и секунды Сейболта — в США.

Приближенные соотношения между единицами вязкости в градусах Энглера *°E*, секундах Сейболта *"S* и секундах Редвуда *"R* приведены в табл. 1.

Зависимость вязкости от температуры. С повышением температуры вязкость капельных жидкостей и их смесей понижается.

Математических уравнений, пригодных для практического применения, выражающих закон изменения вязкости от температуры, до настоящего времени не имеется, поэтому пользуются эмпирическими зависимостями. Для минеральных масел с вязкостью > 80 *сст* при температурах от 30 до 150° С пользуются выражением

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t}\right)^n, \qquad (14)$$

где ν_t и ν_{50} — кинематические коэффициенты вязкости при заданной температуре t и температуре 50° С в *сст*;
n — показатель степени, значения которого в зависимости от исходной вязкости при 50° С приведены ниже.

Вязкость ν_{50}	2,8	6,25	9,0	11,8	21,2	29,3
Показатель n	1,39	1,59	1,72	1,79	1,90	2,13
Вязкость ν_{50}	37,3	45,1	52,9	60,6	68,4	80,0
Показатель n	2,24	2,32	2,42	2,49	2,52	2,56

В гидросистемах применяются жидкости, вязкость которых при 50° С составляет 10—100 *спз*. В частности вязкость применяемого в самолетных гидросистемах масла АМГ-10 при 50° С равна 10 *сст*.

Зависимость вязкости распространенных масел от температуры показана на рис. 6, *а* и *б*. Очевидно, чем меньше изменяется вязкость с изменением температуры, тем выше качество и лучше эксплуатационные свойства рабочей жидкости. При применении жидкостей, имеющих крутую кривую температурной зависимости вязкости, затрудняется работа гидросистемы в зимних условиях эксплуатации.

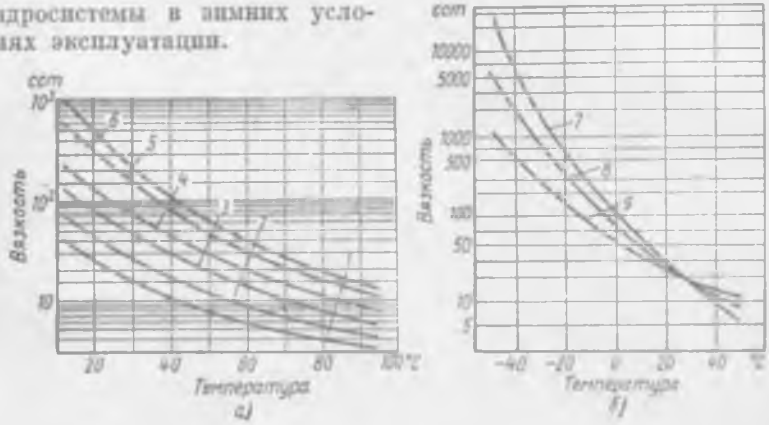


Рис. 6. Графики зависимости динамической вязкости масел от температуры:

1 — трансформаторное; *2* — индустриальное 12; *3* — индустриальное 20; *4* — индустриальное 30; *5* — индустриальное 50; *6* — автотракторное; *7* — МВП; *8* — ЦИАТИМ-1; *9* — АМГ-10

Обычно вязкостно-температурные свойства жидкостей характеризуются отношением $\frac{\nu_{-40}}{\nu_{50}}$. Жидкость, предназначенная для эксплуатации в широком температурном интервале, считается пригодной, если ее вязкость при изменении температуры от —50° С до +50° С изменяется не более, чем в 100 раз.

Наиболее пологую кривую вязкостной характеристики имеет масляная смесь АМГ-10, вязкость которой от —60 до +60° С изменяется в пределах 8—2000 *сст*. Зависимость вязкости морозостойких масел АУ, АГМ, ГМ-50, АМГ-10 от температуры представлена на рис. 7. Наиболее пологую кривую вязкостной характеристики имеют жидкости на основе кремнийорганических соединений, для которых минимальное значение вязкости в указанном интервале температур ±60° С меньше максимального в 40—50 раз.

Зависимость вязкости от давления. Вязкость жидкостей зависит от величины давления, увеличиваясь с повышением последнего.

Влиянием давления на вязкость жидкости до последнего времени обычно пренебрегали, поскольку применялись относительно небольшие давления. Однако для гидросистем высоких давлений изменение вязкости может оказать существенное влияние на характеристики гидросистемы, так как даже при относительно небольших изменениях давления (от 0 до 400 *кГ/см²*) вязкость многих минеральных масел при нормальной температуре увеличивается в ~3 раза. Для многих гидросистем и в частности для гидросистем сверхвысоких давлений (см. стр. 248) указанная зависимость предопределяет возможность применения некоторых марок жидкости в качестве рабочей среды.

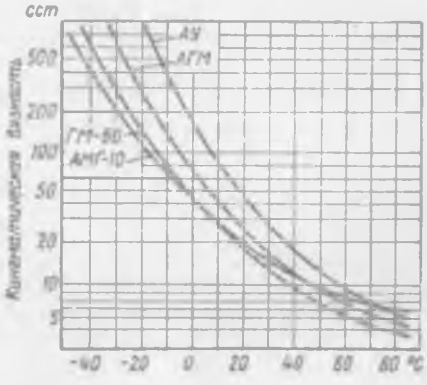


Рис. 7. Зависимость вязкости морозостойких масел от температуры

Зависимость вязкости жидкости от давления p может быть выражена экспоненциальной функцией

$$\mu = \mu_0 e^{bp}, \qquad (15)$$

где μ_0 и μ — вязкость при атмосферном давлении и при давлении p;

b — коэффициент, характеризующий изменение вязкости в зависимости от давления.

В табл. 2 приведены приблизительные значения μ (в *спз*) и практические данные по величине коэффициента b в зависимости от этих параметров (для температуры 40° С) для широко применяемых в гидросистемах минеральных масел.

Таблица 2

Значения μ и коэффициента b

p=0 кГ/см²	p = 70 кГ/см²		p = 350 кГ/см²		p = 700 кГ/см²	
μ_0	μ	$b \cdot 10^3$	μ	$b \cdot 10^3$	μ	$b \cdot 10^3$
28,3	33,4	2,36	60,0	2,13	121	2,07
46,4	56,6	2,85	119	2,70	293	2,63
83,1	101	2,85	215	2,71	522	2,63
122	151	3,07	345	2,97	933	2,80
288	351	2,85	714	2,57	1560	2,50
422	515	2,85	1050	2,57	2280	2,50
579	730	3,29	1630	3,08	4070	2,90

С повышением температуры зависимость вязкости от давления уменьшается (табл. 3).

Таблица 3

Зависимость давления от типа масла

Тип масла	Кратность возрастания вязкости			
	1000 $кГ/см^2$		1800 $кГ/см^2$	
	50° С	100° С	50° С	100° С
Минеральное, парафинового основания	7	3	25	13
Минеральное, асфальтового основания	17	6	108	29
Касторовое	—	2	—	5

Зависимость вязкости от давления растительных масел примерно в 2 раза меньше, чем минеральных.

При практических расчетах зависимость вязкости от давления (0—500 $кГ/см^2$) минеральных масел, применяемых в гидросистемах, можно подсчитывать по приближенному эмпирическому уравнению

$$\nu_p = \nu(1 + kp), \tag{16}$$

где ν_p и ν — кинематический коэффициент вязкости соответственно при давлении p и атмосферном;

k — коэффициент, зависящий от марки масла; можно принимать для легких масел ($\nu_{50} < 15$ *сст*) $k = 0{,}002$ и тяжелых ($\nu_{50} > 15$ *сст*) $k = 0{,}003$;

p — давление масла в $кГ/см^2$.

Повышение вязкости минеральных масел в зависимости от давления при температурах от 20 до 60° С можно принимать по следующим приближенным данным:

Давление в $кГ/см^2$	70	150	200	400	600
Повышение вязкости в % от исходной при атмосферном давлении	20—25	35—40	50—60	120—160	250—350

При относительно небольших давлениях от 0 до ~400—500 $кГ/см^2$ вязкость минеральных масел изменяется практически линейно (рис. 8). При более высоких давлениях эта линейность нарушается, и при давлениях ~20 000 $кГ/см^2$ минеральные масла затвердевают.

На рис. 9 представлены экспериментальные кривые зависимости вязкости от давления для масел нафтанового основания с начальной вязкостью 50 *спз* при 40° С и на рис. 10 — кривые для синтетической жидкости с начальной вязкостью 10 *спз* при 40° С.

Минеральные масла уступают по рассматриваемому параметру синтетическим жидкостям, обладающим более высокой стабильностью вязкости в функции давления и температуры.

К жидкостям, обладающим наименьшей зависимостью вязкости от давления, относятся ртуть и этиловый спирт. Вязкость этилового спирта при повышении давления от 0 до 1200 *кГ/см²* при 30° С увеличивается всего лишь в 10 раз, а ртути при этих условиях — на ~30%.

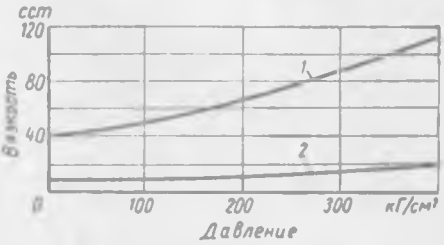


Рис. 8. Зависимость вязкости минерального масла от давления:
1 — при 40° С; *2* — при 80° С

Аномалию в этом отношении представляет вода, вязкость которой при температурах от 0 до 32° С с повышением давления до 500 *кГ/см²* понижается и при дальнейшем повышении увеличивается. При давлении 8400 *кГ/см²* (t = 20° С) дистиллированная вода затвердевает.

Вязкость смесей минеральных масел. При смешивании нескольких марок минеральных масел различной вязкости образуются

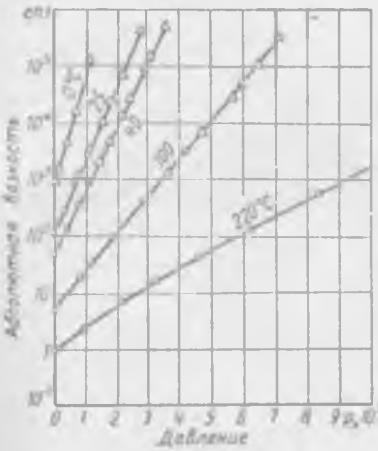


Рис. 9. Зависимость вязкости минерального масла от давления и температуры

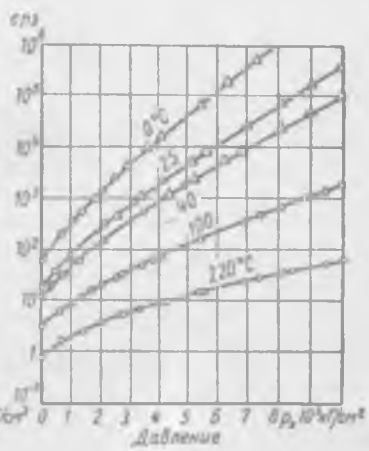


Рис. 10. Зависимость вязкости синтетической жидкости от давления и температуры

однородные смеси, обладающие основными свойствами исходных масел. Это позволяет смешивать в определенных количествах несколько сортов масел для получения смеси, обладающей заранее заданным доминирующим свойством. При этом необходимо

лишь обеспечить однородность компонентов смеси, так как в противном случае вязкость смеси с течением времени может измениться вследствие испарения легких фракций.

Условная вязкость смеси двух минеральных масел может быть определена с достаточной точностью по выражению

$$^{\circ}E = \frac{a\,^{\circ}E_1 + b\,^{\circ}E_2 - k\,(^{\circ}E_1 - {}^{\circ}E_2)}{100}, \qquad (17)$$

где a и b — содержание компонентов смеси в %;
$^{\circ}E_1$ и $^{\circ}E_2$ — условная вязкость компонентов смеси;
k — эмпирический коэффициент, зависящий от содержания компонентов a и b в смеси.

Значения коэффициента k в зависимости от процентного содержания в смеси компонентов a и b приведены ниже:

a	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b	90	80	70	60	50	40	30	20	10
k	6,7	13,1	17,9	22,1	25,5	27,9	28,2	25	17

Следует иметь в виду, что жидкости не минерального происхождения взаимно не смешиваются, при смешивании образуются нерастворимые студенистые вещества, которые могут вывести гидросистему из строя.

Вязкостные присадки. Для получения масел требуемой вязкости и ее стабилизации применяют вязкостные присадки (продукты полимеризации непредельных углеводородов, эфиров, а также продукты вольтанизации и др.). Загуститель представляет собой нефтяной продукт с более высокой, чем однофракционные масла, стабильностью вязкости при изменении температуры.

В частности, в гидросистемах, работающих при температурах от —60 до +100° С, обычно применяется смесь на нефтяной основе АМГ-10, состоящая из двух нефтяных фракций высокой чистоты, основная из которых является узкой (керосиновой) фракцией с началом кипения не ниже 200° С. Эта фракция после очистки загущается виниполом ВБ-2 до требуемой вязкости и подкрашивается красителем в красный цвет.

Указанная смесь пригодна для работы при температуре от —60 до +100° С.

Ниже приведены вязкостные характеристики этой смеси.

Температура в °С	—50	—40	—20	0	20	50	70	100
Кинематическая вязкость в $см^2/сек \cdot 10^3$	1250	451	130	42	20	10	7,5	6

МЕХАНИЧЕСКАЯ И ХИМИЧЕСКАЯ СТОЙКОСТЬ (СТАБИЛЬНОСТЬ) РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

К жидкостям, применяемым в гидросистеме машин, предъявляются требования, чтобы они в рабочих условиях применения и хранения не изменяли своих первоначальных физических и хи-

мических свойств, т. е. в условиях эксплуатации обладали физической и химической стабильностью.

Физическая стабильность жидкости нарушается при длительной работе в условиях высоких давлений (при высоких напряжениях сдвига) в особенности при дросселировании с большим перепадом давления и при смазке под давлением трущихся пар с высокой удельной нагрузкой. В результате этого происходят молекулярно-структурные изменения (деструкция) жидкости, сопровождающиеся понижением ее вязкости, а также ухудшением ее смазывающих свойств.

Механическая деструкция жидкости наблюдается также при вибрационных воздействиях, которые проявляются в условиях эксплуатации. На рис. 11 представлены кривые устойчивости к механической деструкции жидкостей, построенные по результатам испытаний на звуковом осцилляторе при частоте 10 000 *гц*.

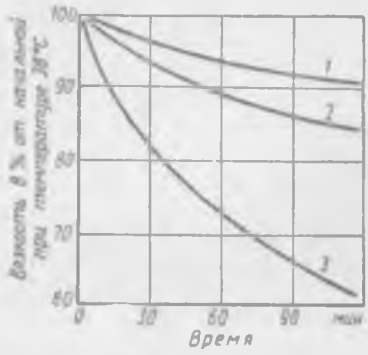


Рис. 11. Устойчивость к механической деструкции жидкостей по результатам испытаний на звуковом осцилляторе при частоте 10 000 *гц*;

1 и *2* — синтетические жидкости (оронит 8200 и оронит 8515); *3* — жидкость на минеральной основе (MIL-O-5606)

Особенно большая потеря вязкости наблюдается в масляных смесях типа АМГ-10 с вязкостными добавками, состоящими из длинных углеводородных цепочек. Эти цепочки при длительном «мятии», в частности при многократном продавливании жидкости под высоким давлением через малые зазоры, могут разрушаться, происходит как бы постепенное «перемалывание» высокомолекулярного загустителя, в результате чего вязкость с течением времени может уменьшиться до недопустимого значения. Наблюдаются случаи, когда масляные смеси этого типа за 400—500 *ч* работы насоса на испытательном стенде, нагружение которого осуществлялось дросселированием жидкости до 200 *кГ/см*^{2} на выходе ее из насоса, наполовину теряют первоначальную вязкость.

Под химической стабильностью жидкости понимают устойчивость ее против «старения», происходящего в результате окисления кислородом воздуха.

Химическая стабильность жидкости или стойкость к окислению зависит от химического ее состава и строения составляющих компонентов. В процессе окисления выпадает из жидкости осадок в виде смол.

Интенсивность соединений с кислородом значительно повышается с ростом температуры на поверхности их контакта

с воздухом. Например, при повышении температуры на каждые 8—10° С интенсивность окисления минерального масла практически удваивается.

Теплостойкость жидкостей. Большинство минеральных масел при нагреве до сравнительно невысоких температур изменяют химический состав. Это изменение носит характер либо крекинг-процесса, сопровождающегося уменьшением среднего молекулярного веса и выделением летучих фракций, либо полимеризации, при которой образуются смолы, осадки и коксоподобные вещества, либо оба процесса происходят одновременно. По мере повышения температуры интенсивность этих реакций возрастает, и по достижении некоторой предельной температуры масло теряет свойства и не может служить рабочей жидкостью гидросистем. При высокой же температуре этот процесс разложения жидкости может протекать настолько интенсивно, что срок ее службы будет составлять всего лишь несколько десятков часов.

Растворение в жидкостях газов. Все жидкости растворяют газы, которые в растворенном (дисперсном) состоянии не оказывают существенного влияния на механические свойства жидкости. Однако, если давление в какой-либо точке объема жидкости уменьшается, газы выделяются из раствора в виде пузырьков, которые ухудшают свойства жидкости. Относительное количество газа, который может раствориться в жидкости до ее насыщения, прямо пропорционально давлению на поверхности раздела. Этот объем можно вычислить по формуле

$$V_a = kV_{ж}\frac{p_2}{p_1}. \qquad (18)$$

где V_a — объем растворенного газа, отнесенный к атмосферному давлению (760 *мм рт. ст.*) и нулевой температуре;

$k = \frac{V_a}{V_{ж}} \cdot \frac{p_1}{p_2}$ — коэффициент растворимости газа в жидкости;

$V_{ж}$ — объем жидкости;

p_1 и p_2 — начальное и конечное давление газа, находящегося в контакте с жидкостью.

Коэффициент растворимости зависит от свойств жидкостей и газов. Воздух растворяется в минеральных маслах, применяемых в гидросистемах машин, в объеме, равном $\sim$10% ($k = 0{,}10$) объема жидкости на 1 *ат*.

Растворимость кислорода в жидкостях выше, чем атмосферного воздуха, ввиду чего растворенный в жидкости воздух содержит кислорода на 40—50% больше чем атмосферный воздух, что интенсифицирует окисление жидкости и разрушение резиновых деталей гидроагрегатов.

Ниже приведены коэффициенты растворимости воздуха k в распространенных жидкостях при 20° С

Масло:	
велосит (ГОСТ 1840—51)	0,0959
вазелиновое (ГОСТ 1840—51)	0,0877
трансформаторное 12 (ГОСТ 1707—51)	0,0828
индустриальное 12 (ГОСТ 1707—51)	0,0759
АМГ-10 (ГОСТ 6794—53)	0,1038
Керосин	0,1270
Вода	0,16

Растворимостью примерно такого же порядка обладает и азот, который широко применяется для наддува жидкостных баков (резервуаров).

Растворимость воздуха в минеральных маслах зависит от сорта масла, уменьшаясь с увеличением его плотности. Для масел с объемным весом, равным 0,82 и 0,9 $г/см^3$, коэффициент растворимости k соответственно составляет 0,10 и 0,08.

Растворимость воздуха в маслах малой вязкости несколько выше, чем в маслах высокой вязкости.

С увеличением температуры растворимость воздуха в масле практически сохраняется постоянной. Так, например, коэффициент растворимости воздуха в керосине при температуре — 30° С равен 0,12 и при температуре 20° С он повышается всего лишь до 0,125.

Последний фактор следует учитывать при проектировании гидросистем, находящихся под давлением газа (воздуха) в условиях широкого температурного диапазона, поскольку в результате изменения объема растворенного газа, обусловленного тепловым его расширением, может нарушаться условие насыщенности жидкости газом.

Так, например, жидкость, насыщенная воздухом при температуре хранения —20° С, будет при повышении температуры в гидросистеме до 80—90° С перенасыщена до 25—30% объема жидкости, и в результате выделения воздуха, происходящего до установления нового равновесного состояния для новой температуры, в гидросистеме образуется пена. Это может наблюдаться в тупиковых линиях гидросистем или в системах с одной рабочей линией, например, для систем простых гидравлических тормозов, в которых в результате значительного выделения воздуха при нагревании жидкости может образоваться неработоспособная смесь жидкости с воздухом.

Время, в течение которого происходит насыщение масла газом, зависит от величины поверхности раздела, приходящейся на единицу объема масла, а также от степени возмущенности состояния этой поверхности. При интенсивном перемешивании жидкость насыщается в течение одной или нескольких минут, тогда как в спокойном состоянии процесс длится часами.

Поскольку количество газа, растворенного в жидкости до его насыщения, прямо пропорционально давлению, то при уменьшении последнего ниже величины, при которой произошло насыщение жидкости газом, излишек газа выделится из нее. Подобное понижение давления может произойти в результате изменения скорости и направления потока жидкости в каналах гидроагрегатов и жидкостной коммуникации гидросистемы.

Ниже приведены данные по коэффициенту выделения воздуха при комнатной температуре из масла АМГ-10 в зависимости от величины вакуума $p_{вак}$.

$p_{вак}$ в *мм рт. ст*	115	200	315	400	500	595	720	747
Коэффициент выделения в %	1,4	2,7	3,75	5,1	6,4	7,7	9,1	9,6

Газ из жидкости выделяется интенсивнее, чем растворяется в ней. Однако интенсивность выделения и растворения зависит в основном от одних и тех же факторов. Особое влияние оказывает степень возмущения жидкости. Процесс выделения газа из циркулирующей или иным способом возмущенной жидкости протекает в основном в течение нескольких секунд или даже их долей.

Рассмотренное свойство жидкости имеет важное значение для работы гидросистемы, так как присутствие газа ухудшает, а во многих случаях может полностью нарушить работу гидросистемы и ее агрегатов. В частности, при наличии газа ускоряется наступление кавитации (см. стр. 44). Газ, выделившийся из жидкости в местах пониженного давления, может частично заполнить рабочие полости насоса, уменьшая тем самым его производительность и ухудшая режим его работы. Как показали наблюдения, при вакууме у входа в насос, равном 200—250 *мм рт. ст.*, могущем произойти при определенных условиях в результате сопротивления всасывающей магистрали, наступает помутнение потока минерального масла из-за выделения воздуха; при вакууме 380—400 *мм рт. ст.* количество выделившегося воздуха становится таким, что резко изменяется окраска масла и образуются видимые глазом пузырьки, и при вакууме в баке 400—450 *мм рт ст.* масло, поступающее по трубе из бака в насос, превращается в пену.

Механическая смесь воздуха с жидкостью

Воздух (газ) может находиться в жидкости в механической смеси, причем в зависимости от размеров пузырьков последнего такая смесь обладает меньшей или большей устойчивостью, и при определенных условиях, характеризуемых в основном размерами пузырьков (диаметр пузырька равен $\sim$0,4—0,8 *мк*) и вязкостью жидкости, скорость вытеснения пузырьков воздуха становится столь малой, что воздух может находиться в смеси с маслом в течение многих суток.

Обычно в масле действующей гидросистемы содержится примерно от 0,5—5% воздуха в нерастворенном состоянии. В зависимости от конструкции и режима эксплуатации гидросистемы содержание воздуха может повыситься до 10—15% общего объема жидкости.

При наличии в жидкости нерастворенного воздуха ее вязкость увеличивается. На рис. 12 представлена кривая, характеризующая соотношение вязкостей жидкости $\mu_в$ с пузырьками воздуха и μ_0 — без пузырьков. Это соотношение может быть выражено эмпирическим уравнением

$$\frac{\mu_в}{\mu_0} = 1 + 0{,}015\, b, \qquad (19)$$

где b — содержание пузырьков воздуха в %.

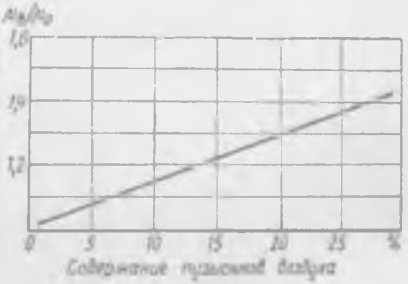


Рис. 12. Зависимость вязкости жидкости от содержания воздуха

Размер пузырьков на вязкость смеси не влияет.

Образование пены. При эксплуатации гидросистемы может образоваться пена, которая состоит из пузырьков воздуха различного размера. В верхней части пены располагаются крупные пузырьки со смежными стенками и в нижней части — мелкие пузырьки, не имеющие смежных стенок.

Пена понижает смазывающую способность масла, а также вызывает коррозию металлических деталей гидравлических агрегатов и окисление масла. Вследствие большой площади поверхности раздела между жидкостью и воздухом значительно ускоряются окисление и другие химические реакции в пене. Устойчивая пена превращается со временем в вязкие включения, откладывающиеся на поверхностях агрегатов и могущих нарушить их нормальную работу.

Устойчивость пены тем выше, чем выше вязкость масла и чем ниже упругость насыщенных ее паров (см. стр. 43).

Интенсивность образования и стойкость пены в значительной мере зависят от температуры, причем стойкость пены в отличие от интенсивности образования с повышением температуры уменьшается; при 70° и выше пена быстро распадается.

Пена образуется, как правило, тем интенсивнее, чем ниже поверхностное натяжение и давление (упругость) насыщенного пара жидкости. Такие условия возникают при добавлении в жидкость воды или иного активного агента.

Пенообразование зависит также от типа жидкости: минеральные масла дают стойкую пену, а касторовое масло с такой же вязкостью и поверхностным натяжением — легко разрушающуюся пену.

Влияние воды. Пенообразование резко усиливается при наличии в масле даже ничтожного (менее 0,1% по весу) количества свободной или растворенной воды, которая способствует образованию эмульсий. Образование эмульсий в первом случае происходит в результате механического дробления капель воды при прохождении их через насос (грубодисперсные эмульсии).

Особенно отрицательное влияние оказывает вода, находящаяся в жидкости в виде эмульсий (однородной смеси очень мелких пузырьков воздуха и воды) высокой дисперсности, которая не оседает под действием сил тяжести; обнаружить ее можно лишь по помутнению: масло мутнеет при содержании в нем воды более 0,008% по весу при 20° С.

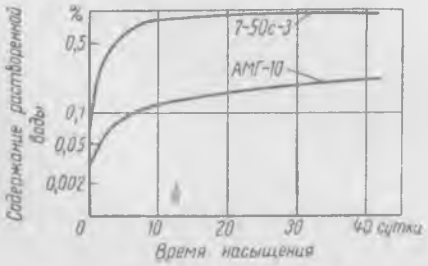


Рис. 13. Характеристики насыщения жидкостей водой

Подобные эмульсии могут образоваться при резком изменении температуры окружающей среды, при котором вода выпадает из раствора.

Предельное содержание растворенной воды в жидкости типа АМГ-10 при длительном ее выдерживании и перемешивании в открытом сосуде при влажности окружающего воздуха 96—98% составляет 0,02% и синтетической жидкости 7-50С-3—0,1%. На рис. 13 показаны кривые, характеризующие изменение содержания воды в этих жидкостях во времени при соотношении объемов жидкой и газовой фаз 1 : 1. С повышением температуры растворимость воды увеличивается. Вода может попасть в масло в результате неудовлетворительного складского хранения или вследствие конденсации в гидробаке паров воды, попадающих в бак с воздухом при изменениях в них объема жидкости (при «дыхании» бака), обусловленных работой силовых цилиндров с односторонним штоком, зарядкой гидрогазовых аккумуляторов и пр. т. е. попадание воды в масло практически предупредить невозможно.

Влияние нерастворенного воздуха на работу гидросистемы

Ввиду того, что сжимаемость воздуха (газа) значительно (в тысячи раз) больше сжимаемости самих рабочих жидкостей (модуль упругости воздуха равен приблизительно величине абсолютного его давления), наличие в них воздушных пузырьков значительно понижает модуль их упругости, вследствие чего жесткость гидравлического механизма понижается (повышается податливость рабочих органов гидродвигателя, характеризуемая вели-

чиной смещения выходного его звена, под действием внешней нагрузки уменьшается).

При давлении 150 *кГ/см*² модуль упругости гидрогазовой смеси, содержащей 1% газа (приведенного к атмосферному давлению), почти в 2 раза меньше модуля однородной жидкости. Даже при практически неизбежном содержании воздуха, равном 0,1%, приведенный модуль упругости масла АМГ-10 снижается при атмосферном давлении с ∽14 000 до 1750 *кГ/см*². Понижение модуля упругости не зависит от размеров пузырьков воздуха и будет тем больше, чем больше суммарный их объем.

При наличии в жидкости нерастворенного воздуха нарушается плавность движения приводимых узлов, понижается производительность насосов, а также сокращается вследствие гидравлических ударов срок их службы (см. стр. 44). Нерастворенный воздух приводит также к запаздыванию действия гидравлической системы и в особенности системы следящего типа (см. стр. 455) и к потере ею устойчивости против автоколебаний. Запаздывание обусловлено тем, что емкость гидравлической системы при повышении давления увеличивается на объем сжатия рабочей жидкости. Следовательно, чтобы давление в рабочей полости гидравлического двигателя (силового цилиндра и пр.) повысилось в начале движения до величины, способной преодолеть приложенную нагрузку, в систему необходимо подать некоторое количество жидкости, которое компенсировало бы изменение объема при сжатии пузырьков воздуха до рабочего давления.

Объемный модуль E' упругости жидкости, содержащей нерастворенный воздух (приведенный модуль), может быть определен по выражению (при предположении, что воздушные пузырьки при сжатии не растворяются)

$$E' = E\frac{\frac{V_f}{V_a}+\frac{p_0}{p}}{\frac{V_f}{V_a}+E\frac{p_0}{p^2}} \quad \text{или} \quad \frac{E'}{E}=\frac{\frac{V_f}{V_a}+\frac{p_0}{p}}{\frac{V_f}{V_a}+E\frac{p_0}{p^2}}, \tag{20}$$

где E — объемный модуль упругости чистой жидкости (не содержащей нерастворенного воздуха);

V_f — объем жидкости в жидкостно-воздушной смеси при заданном давлении p;

V_a — объем воздуха в смеси с жидкостью при атмосферном давлении p_0.

Поскольку объем жидкости в смеси V_f при давлении p можно принять без значительной погрешности равным объему при атмосферном давлении, можем написать

$$\frac{E'}{E}=\frac{\frac{V_f}{V_a}+1}{\frac{V_f}{V_a}+E\frac{p_0}{p^2}}. \tag{21}$$

БИБЛИОТЕКА
ГПИ
№ 870239

При этом допускаем, что сжатие пузырьков воздуха происходит по изотермному циклу (процессу). При быстродействующем процессе в расчетах следует принимать адиабатный цикл (см. стр. 60).

На рис. 14, *а* приведены кривые, характеризующие отношение $\frac{E'}{E}$ в зависимости от давления и соотношения $\frac{V_f}{V_a}$ для масла с объемным модулем упругости $E = 14\,000$ *кГ/см²*.

Из приведенного графика следует, что при давлениях смеси масла с воздухом > 100 *кГ/см²* наличие воздуха в масле не оказывает значительного влияния на модуль упругости, тогда как при < 100 *кГ/см²* модуль упругости смеси будет в значительной степени зависеть от количества воздуха.

На рис. 14, *б* показаны характеристики сжимаемости жидкостно-



Рис. 14. Характеристики упругости масляно-воздушной смеси

воздушной смеси для случая $E = 20\,000$ *кГ/см²*. Так как влияние сжимаемости нерастворенных пузырьков воздуха и деформации стенок сосудов трудно учесть, обычно стремятся к возможному уменьшению этих параметров, а расчеты ведутся из условия среднего значения коэффициента сжимаемости $\beta = \frac{1}{E} = 70 \cdot 10^{-6}$ *см²/кГ* (см. стр. 37).

Учитывая рассмотренные зависимости, необходимо принимать меры по дегазации жидкости так, чтобы отношение объема нерастворенного воздуха V_a к суммарному объему жидкости и воздуха $V = V_a + V_f$ не превышало $\frac{V_a}{V} \leqslant 0{,}001$. В гидросистемах с механическим разделением жидкостной и газовой сред необходимо перед заправкой системы удалить из рабочей жидкости растворенный воздух.

Следует также сохранять требуемый уровень жидкости в баке, так как понижение его вызовет интенсивную циркуляцию; кроме того, происходящие при этом завихрения и обусловленные ими местные понижения давления будут способствовать дополнитель-

ному выделению воздуха из раствора и попаданию воздуха в жидкость извне. При понижении в баке уровня жидкости в местах подключения всасывающего трубопровода может образоваться воронка, через которую в систему будет попадать воздух.

Следует также избегать контакта покоящейся жидкости с воздухом или газом, находящимся под избыточным давлением. Такой контакт происходит при наддуве жидкостных баков воздухом или газом, применяемом в гидросистемах высотных самолетов, а также при использовании избыточного давления в баке как основного или вспомогательного средства для ведения поршней насосов.

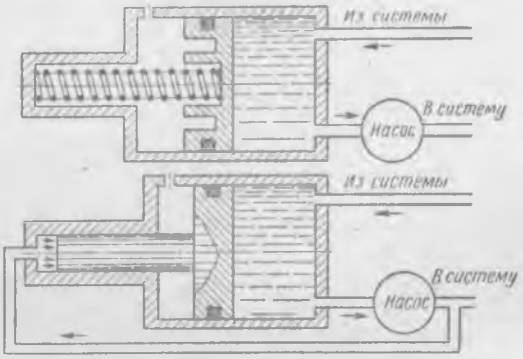


Рис. 15. Схемы баков с разделительным поршнем

Для устранения контакта применяют баки, в которых жидкость и воздух были бы разделены специальными устройствами — резиновыми мембранами или поршнями. Для создания подпора применяют цилиндрические баки с пружинным нагружением поршня (рис. 15) или с дифференциальным поршнем.

Подобные баки с механическим разделением жидкостной и газовой среды и газовым или пружинным подпором жидкости применяются также в гидросистемах, работающих в условиях невесомости. Последнее обусловлено тем, что жидкость, находящаяся в условиях невесомости, теряет способность образовывать свободную поверхность раздела с газовой средой обычной формы. В результате газ и жидкость смешиваются, образуя двухфазную среду, причем иногда газ сосредоточивается в центре бака, жидкость же обволакивает внутреннюю его поверхность.

СЖИМАЕМОСТЬ ЖИДКОСТЕЙ

Капельные жидкости являются упругим телом, подчиняющимся с некоторым приближением (для давлений до 500—800 $кГ/см^2$) закону Гука.

Упругая деформация (сжимаемость) жидкости для гидравлических систем является отрицательным фактором, так как ввиду практической необратимости энергии, расходуемой на сжатие жидкости, общий к. п. д. приводов понижается.

Сжимаемость жидкости понижает жесткость гидравлической системы и приводит к прерывистому движению ее выхода, а также

может вызвать нарушение ее устойчивости против автоколебаний и в частности ухудшает динамические характеристики гидравлических следящих систем (сервомеханизмов). Вследствие сжатия жидкости во вредном пространстве насосов высокого давления и в особенности насосов переменной производительности понижается их объемный к. п. д. (см. стр. 248).

Сжимаемость жидкости в гидравлических системах управления создает во всех случаях в магистралях и механизмах эффект гидравлической пружины.

Это явление усугубляется при использовании жидкостей с низким модулем объемной упругости и большими объемами полостей, заполненными жидкостью под давлением.

Жесткость (сжимаемость) жидкости оценивается коэффициентом относительного объемного сжатия (коэффициентом сжимаемости) β, который характеризует изменение единицы объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta = \frac{\frac{\Delta W}{W_1}}{\Delta p} = \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta W}{W_1}, \qquad (22)$$

или

$$\Delta W = \beta \Delta p W_1; \; W_2 = (W_1 - \Delta W) = W_1 (1 - \beta \Delta p), \qquad (23)$$

где $\frac{\Delta W}{W_1}$ — относительное изменение объема;

$\Delta p = p_2 - p_1$ — изменение (приращение) давления, действующего на жидкость;

$\Delta W = W_1 - W_2$ — изменение объема жидкости при изменении давления на Δp;

W_1 и W_2 — начальный объем жидкости при атмосферном давлении и объем при изменении давления на Δp.

Величина, обратная β, называется объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии:

$$E = \frac{1}{\beta}.$$

Модуль объемной упругости жидкости E изменяется в зависимости от типа жидкости, действующего давления и температуры. Объемный модуль упругости E при 20° С и атмосферном давлении для минеральных масел, используемых в гидросистемах, составляет 13 500—17 500 *кГ/см*^{2}, что соответствует значениям коэффициента сжимаемости β от $74 \cdot 10^{-6}$ до $57 \cdot 10^{-6}$ *см*^{2}*/кГ*. Нижний предел приведенных значений модуля ($E = 13\,500$ *кГ/см*^{2}) соответствует широко применяемому в авиационных гидросистемах легкому (малой вязкости) маслу АМГ-10, а верхний предел ($E = 17\,500$ *кГ/см*^{2}) — более тяжелым (вязким) маслам типа турбинного, применяемым в гидросистемах прочих машин.

С учетом изменения модуля упругости при повышении давления среднее значение коэффициента сжимаемости β авиационного масла АМГ-10 при давлении от 0 до 200 *кГ/см²* и 20° С можно принимать равным

$$\beta = 7 \cdot 10^{-5} \ см^2/кГ.$$

В соответствии с этим упрощенные выражения сжимаемости для этого масла примут вид

$$\left.\begin{aligned} \Delta W &= 7 \cdot 10^{-5} W_1 \Delta p; \\ W_2 &= W_1 (1 - 7 \cdot 10^{-5} \Delta p). \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Для более тяжелых масел среднее значение коэффициента для этих условий можно принимать равным

$$\beta = 6 \cdot 10^{-5} \ см^2/кГ.$$

Высокими показателями сжимаемости обладают синтетические и в частности этилполисилоксановые жидкости, сжимаемость которых приблизительно на 40—50% выше, чем минеральных масел. Для синтетических жидкостей объемный модуль упругости при 20° С и атмосферном давлении составляет $8 \cdot 10^3 — 10 \cdot 10^3$ *кГ/см²*.

Для воды и распространенных рабочих жидкостей на водной основе (водно-гликолевых и пр.) среднее значение модуля упругости при относительно небольших давлениях (до 200 *кГ/см²*) можно принять равным $E \approx 21\,000$ *кГ/см²*. Наиболее высоким модулем упругости из жидкостей органического происхождения обладает глицерин: $E = 40\,000$ *кГ/см²*.

Из распространенных жидкостей наиболее высоким модулем упругости и соответственно наиболее низким коэффициентом сжимаемости β обладает ртуть; средние значения этих параметров для ртути следующие:

$$E = 33 \cdot 10^4 \ кГ/см^2; \ \beta = 31{,}3 \cdot 10^{-7} \ см^2/кГ.$$

В связи с высоким значением объемного модуля упругости жидкостей в технических расчетах сжимаемостью можно пренебречь, считая жидкость несжимаемой. Однако во многих случаях сжимаемость жидкости служит базой, на которой основана работа ряда устройств. В частности, это свойство жидкости используется для создания жидкостных пружин и амортизаторов (см. стр. 445), давление в которых достигает 3000—5000 *кГ/см²*.

Влияние давления. С повышением давления коэффициент сжимаемости β всех жидкостей уменьшается, однако уменьшение его с возрастанием давления неравномерно. У большинства жидкостей сжимаемость наиболее интенсивно понижается в зоне сравнительно низких давлений.

В среднем при изменении давления от нуля до 1000 *кГ/см²* коэффициент сжимаемости минеральных масел уменьшается на

30—40% (рис. 16) и синтетической жидкости — на ~60—70% (рис. 17) от первоначальной величины (соответствующей атмосферному давлению и нормальной температуре). При небольших изменениях давления жидкости от 0 до 500—800 *кГ/см²* относительное изменение объема (объемная деформация жидкости) $\frac{\Delta W}{W_1}$ в процессе сжа-

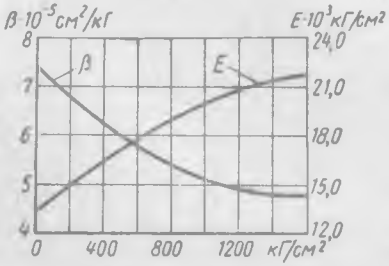


Рис. 16. Зависимость коэффициента сжимаемости β и модуля упругости *E* легкого минерального масла от давления

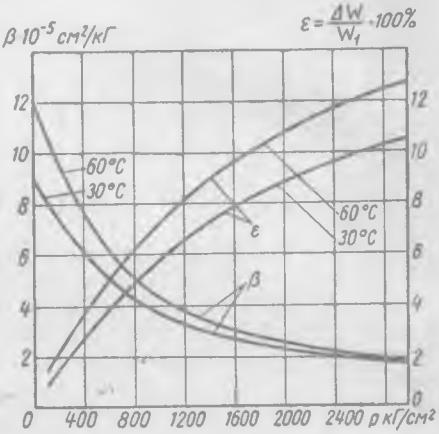


Рис. 17. Зависимость коэффициента сжимаемости β и относительного изменения объема синтетической жидкости ε от давления *p*

тия можно принять приближенно пропорциональным изменению давления Δp:

$$\frac{\Delta W}{W_1} = \frac{\Delta p}{E} = \Delta p \beta . \qquad (25)$$

При давлении > 2500—3500 *кГ/см²* объем распространенных жидкостей изменяется с дальнейшим повышением давления незначительно. Из рис. 17 видно, что при повышении давления примерно до 2500 *кГ/см²* наблюдается интенсивное повышение относительного изменения объема $\varepsilon = \frac{\Delta W}{W_1}$, при более же высоких давлениях коэффициент сжимаемости β настолько уменьшается, что приращение работы сжатия жидкости становится ничтожно малым.

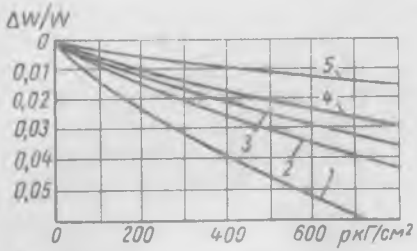


Рис. 18. Изменение объема жидкости в зависимости от давления:

1 — силиконовая жидкость; *2* — минеральное масло; *3* — касторовое масло; *4* — вода; *5* — глицерин

На рис. 18 показаны кривые относительного изменения объема распространенных жидкостей в зависимости от давления.

Влияние температуры. С повышением температуры объемный модуль упругости уменьшается, а коэффициент сжимаемости всех

жидкостей, кроме воды, соответственно повышается, причем сжимаемость более вязких масел выше, чем менее вязких масел. Так, например, модуль объемной упругости масла минерального происхождения, равный при атмосферном давлении и температуре 40° С примерно 17 000 *кГ/см²*, уменьшается при 200° С до 10 000 *кГ/см²*; модуль упругости синтетических (силиконовых) жидкостей уменьшается при этих условиях от ~10 000 до ~4500—5000 *кГ/см²*. Сравнительные опытные данные по зависимости объемного модуля упругости от температуры при распространенном давлении 210 *кГ/см²* для минерального масла (кривая *1*) и синтетической (силиконовой) жидкости (кривая *2*) приведены на рис. 19. Последняя зависимость имеет большое прак-

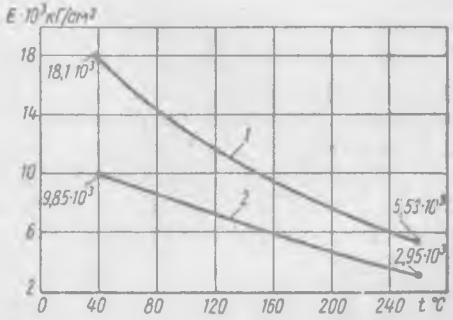


Рис. 19. Зависимости объемного модуля упругости минерального масла (*1*) и синтетической жидкости (*2*) от температуры

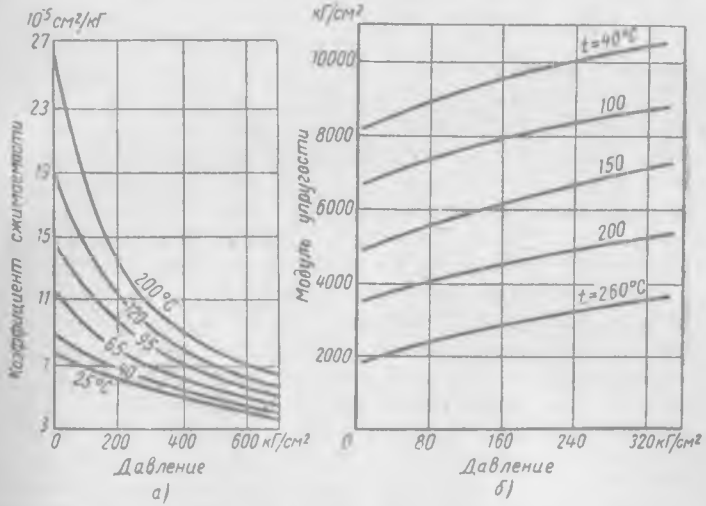


Рис. 20. Зависимость коэффициента сжимаемости силиконовой жидкости от давления и температуры в изотермном режиме

тическое значение, поскольку, как это видно из последнего графика, даже относительно небольшое повышение температуры от 40 до 100° С сопровождается для силиконовой жидкости

понижением модуля упругости с 9900 до 8100 *кГ/см²*. При более же значительно повышении температуры модуль упругости может недопустимо снизиться. Так, например, модуль упругости распространенной в США синтетической жидкости «Синкодайн Н» при комнатной температуре и атмосферном давлении равен 10 500 *кГ/см²*, а при 370° С всего лишь 2100 *кГ/см²*.

На рис. 20, *а* приведены графики, характеризующие зависимость коэффициента сжимаемости в изотермном режиме для силиконовой жидкости (октаметилтрисилоксан) с начальной вязкостью при 25° С в 1 *сст* от давления и температуры.

Характеристики зависимости модуля упругости E силиконовых жидкостей, применяемых в авиационных гидросистемах (υ_{40} = = 40 *сст*), от температуры и давления приведены на рис. 20,*б* и в табл. 4.

Таблица 4

Характеристики зависимости модуля упругости *E* силиконовых жидкостей

Температура в °С	Давление в *кГ/см²*					
	0	80	140	210	280	350
40	8437	8750	9500	9843	10194	10560
102	6820	7040	7734	8087	8437	8850
150	4920	5484	5976	6327	6750	7760
200	3585	3867	4359	4640	4992	5273
260	1968	2180	2672	2953	3234	3715

Влияние режима сжатия жидкости. Выше мы рассматривали изотермный процесс сжатия жидкости, который характеризуется столь медленным сжатием, что выделяемое при этом тепло рассеивается, в результате чего сжатие происходит при постоянной температуре жидкости.

Однако в ряде гидравлических механизмов [импульсный гидропривод (см. стр. 453), жидкостная пружина (см. стр. 445) и др.] сжатие может происходить со столь большими скоростями, что тепло, выделяющееся при сжатии жидкости, не рассеивается, а в большем или меньшем количестве концентрируется в жидкости (политропный процесс), повышая ее температуру и соответственно увеличивая ее объем. В зависимости от условий давление замкнутого объема жидкости может при этом значительно превысить давление при сжатии по изотермному процессу. Учитывая это, при уточненных расчетах быстродействующих жидкостных агрегатов (пружин и пр.) исходят не из изотермного, а из политропного процесса. Предельным, с этой точки зрения, является процесс сжатия, при котором все тепло, соответствующее энергии сжатия жидкости, расходуется на повышение ее температуры (адиабатный процесс). Расчеты показывают, что при сжатии жидкости по этому предельному процессу от нуля до 3500 *кГ/см²* повышение температуры ее достигает ~35° С.

Модуль упругости жидкости при политропном и адиабатном процессах будет ниже, чем при изотермном.

Модуль упругости жидкости для данного случая зависит от скорости звука a в этой жидкостной среде, величина которой определяется отношениями

$$a = \sqrt{\frac{E_a}{\rho}}; \quad E_a = a^2\rho,$$

где ρ и E_a — плотность и адиабатный модуль упругости жидкости.

Для расчета быстропротекающих процессов в гидросистемах (например при расчетах динамических характеристик гидропружин) следует применять адиабатный модуль, причем значение его при давлениях 50—200 $кГ/см^2$ можно принимать $E_a \approx 1{,}5E$.

Работа сжатия жидкости. Важным параметром, характеризующим состояние жидкости, находящейся под действием высокого давления, является работа ее сжатия, характеризующая потенциальную энергию сжатой жидкости.

При допущении, что жидкость подчиняется для данного приращения давления закону Гука, энергетические возможности некоторого объема сжатой жидкости могут быть выражены уравнением (без учета деформации сосуда, в котором заключена жидкость)

$$A = p_{cp} W_1 \beta_{cp} = p_{cp} \Delta W, \tag{26}$$

где A — работа сжатия объема жидкости;

$p_2 > p_{cp} > p_1$ — среднее в процессе сжатия давление жидкости;

W_1 и ΔW — первоначальный объем и изменение объема жидкости при повышении давления на $\Delta p = p_2 - p_1$;

β_{cp} — среднее для данного диапазона давлений значение коэффициента сжимаемости.

При допущении, что сжатие жидкости подчиняется закону Гука и $p_1 = 0$, получим

$$p_{cp} = \frac{p_2}{2}.$$

В соответствии с этим получим приближенное выражение

$$A = \frac{p_2}{2} \Delta W = \frac{p_2}{2} W \beta_{cp}. \tag{27}$$

С учетом выражения (22) можем написать (учитывая, что $\Delta p = p_2$)

$$A = \frac{1}{2} p_2^2 W_1 \beta_{cp}. \tag{28}$$

Очевидно, принятое условие $p_{cp} = \frac{p_2}{2}$ более или менее справедливо лишь для относительно небольших ($\sim$ до 500—800 $кГ/см^2$)

пригодности жидкости для работы при высоких температурах, а также для оценки кавитационных характеристик гидросистемы.

В практике пользуются средними экспериментальными данными по упругости насыщенных паров, значения которых для некоторых распространенных в гидросистемах марок минеральных масел приведены в табл. 5 и на рис. 21—22.

Таблица 5

Упругость (давление) насыщенных паров масла в *мм рт. ст.*

Масло	Температура масла в °С							
	60	80	100	120	140	160	180	200
АМГ-10	3,0	6,0	13,0	23,0	43,0	82,0	175	—
Индустриальное «20»	1,0	2,0	3,0	4,0	7,0	15,0	28,0	50,0
Индустриальное «50»	—	—	1,0	2,0	5,0	12,0	22,0	43,0

КАВИТАЦИЯ ЖИДКОСТИ

Под кавитацией понимается местное выделение из жидкости в зонах пониженного давления ее паров и газов (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией паровых и смыканием газовых) выделившихся парогазовых пузырьков при попадании их в зону повышенного давления. Это разрушение пузырьков сопровождается местными гидравлическими микроударами большой частоты и высокого уровня ударных давлений.

Кавитация нарушает нормальный режим работы гидросистемы, а в отдельных случаях может вызвать разрушение ее агрегатов. Разрушительному действию кавитации подвергаются насосы, золотники, клапаны и прочие гидроагрегаты, причем это действие проявляется зачастую в очень короткое время. Так, например, наблюдаются случаи выхода из строя аксиально-поршневых насосов (см. рис. 73), происходящие в результате кавитационного разрушения (напоса) распределительной пары и сопровождающегося недопустимого падения производительности за время работы от 20 *мин* до 1 ч.

Схематически механизм возникновения кавитации и его разрушительного действия сводится к следующему. При понижении давления жидкости в какой-либо точке потока до некоторой величины жидкость вскипает (происходит ее разрыв), выделившиеся же пузырьки газа и пара увлекаются потоком и переносятся в область более высокого давления, в которой паровые пузырьки конденсируются, а газовые сжимаются (смыкаются). Так как процесс конденсации парового и сжатия газового пузырька происходит мгновенно, частицы жидкости перемещаются к его центру с большой скоростью, в результате кинетическая энергия соуда-

ряющихся частиц вызывает в момент смыкания пузырьков местные гидравлические микроудары, сопровождающиеся высокими забросами давления и температуры в центрах пузырьков (по расчетам температуры могут достигать значений 1000—1500° С и выше и местное давление может достигать 1500—2000 $кГ/см^2$).

В том случае, если эти процессы протекают вблизи от стенок ограничивающих каналов, последние будут подвергаться непрерывным гидравлическим ударам (бомбардировкам), которые вызывают местные разрушения стенок. Этому разрушению способствуют местные высокие температуры, развивающиеся в результате скачкообразности процесса и высокого уровня забросов давления. Указанные ударные действия частиц жидкости дополняются химическим воздействием на металл кислорода воздуха, выделяющегося из жидкости, а также воздействием электролитического характера.

Под действием высоких температур в присутствии кислорода воздуха происходит активное окисление (коррозия) контактирующих поверхностей. Происходящие при этом окислительные процессы усугубляются тем, что растворенный в жидкости воздух содержит почти в полтора раза больше кислорода, чем атмосферный воздух (см. стр. 28). Кроме того, интенсивность окислительных процессов повышается в результате разрушения под действием гидравлических микроударов окислительной пленки, которая в обычных условиях замедляет окисление металлических поверхностей деталей.

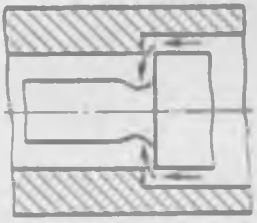


Рис. 23. Характер кавитационного разрушения плунжера распределительного золотника следящей гидросистемы

В результате при длительной кавитации под действием указанных гидравлических ударов высокой повторяемости и одновременном воздействии высокой температуры происходит разрушение (эрозия) поверхностей деталей.

Кавитация наступает тем раньше, чем больше жидкость загрязнена твердыми частицами. Это обусловлено тем, что на поверхностях этих частиц адсорбируется тонкий слой воздуха, частицы которого при попадании в зону пониженного давления служат очагами, способствующими возникновению кавитации.

Разрушению подвергаются при развитой кавитации детали различных гидроагрегатов. На рис. 23 показан плунжер распределительного золотника (клапана) следящей гидросистемы, работавший в условиях значительного дросселирования жидкости. Кавитационному разрушению подвергаются также торцы блока цилиндров и межоконные перемычки распределительного диска аксиально-поршневых насосов (см. рис. 73), на поверхности которых образуются глубокие питинги и выколы (см. рис. 76).

При возникновении кавитации в трубопроводах сопротивление их значительно возрастает, а пропускная способность соответственно уменьшается. При небольших сечениях трубопровода образуются газовые пробки и движение жидкостно-газовых фаз происходит чередующимися импульсами.

Кавитация жидкости в насосах наступает при условии, когда жидкость при всасывании отрывается по тем или иным причинам от рабочего элемента насоса — поршня, лопасти, зубьев или прочих вытеснителей. Возможность отрыва зависит от вязкости жидкости и величины давления на входе в насос, а также от числа оборотов и конструктивных особенностей насосов. В частности, кавитация возникает, если давление на входе во всасывающую камеру насоса окажется недостаточным для обеспечения неразрывности потока жидкости в процессе изменения скорости дальнейшего ее движения.

Предельно допустимым, с этой точки зрения, числом оборотов насоса является такое число, при котором абсолютное давление жидкости на входе в насос будет способно преодолеть без разрыва потока потери напора во всасывающей камере, обусловленные ее сопротивлением и силами инерции. В случае шестеренного и пластинчатого (лопастного) насосов (см. стр. 230) к этим потерям добавляются потери, обусловленные центробежной силой, действующей на жидкость, вращающуюся вместе с ротором насоса.

Способы борьбы с кавитацией. Основным способом борьбы с кавитацией является максимальное снижение разрежения в зонах возможной кавитации, которое частично может быть достигнуто за счет повышения окружающего давления. В частности, в борьбе с кавитацией во всасывающей камере насосов основным является обеспечение на всасывании такого давления, которое способно было бы преодолеть без разрыва потока жидкости гидравлические потери во всасывающей магистрали и в самой камере всасывания, включая сопротивление, обусловленное инерцией жидкости.

Очевидно, что для того, чтобы жидкость развила в рабочей камере насоса (в цилиндре и пр.) необходимое ускорение, требуемое для предотвращения отрыва ее от всасывающего элемента (поршня и пр.), к ней необходимо приложить соответствующее давление. Сила P инерции жидкости при этом определится так:

$$P = mj,$$

где m — масса рассматриваемого объема движущейся жидкости;
j — максимальное ее ускорение.

Для преодоления этой силы на входе во всасывающую камеру насоса должно действовать давление $p = \frac{P}{F}$, где F — сечение потока.

Повышение давления достигается наддувом бака гидросистемы газом (поддавливанием), а также установкой подкачивающих насосов, эжекторов и прочими средствами.

В общем случае условие бескавитационной работы насоса можно выразить уравнением

$$p_б \pm h\gamma - \Sigma p_п - p_i - \frac{u_{вх}^2 \gamma}{2g} \geqslant P_к, \qquad (32)$$

где $p_б$ — давление в жидкостном баке, питающем насос;

h — разность между уровнем жидкости в баке и входным штуцером насоса;

$\Sigma p_п$ — сумма потерь напора во всасывающей магистрали;

p_i — потеря напора, обусловленная ускорением жидкости во всасывающих каналах насоса и подводящем трубопроводе;

$u_{вх}$ — скорость жидкости во входном окне (канале) насоса;

γ — объемный вес жидкости;

$P_к$ — критическое давление, при котором наступает активное выделение из жидкости пузырьков воздуха; это давление зависит от вязкости жидкости и ее температуры, а также от степени насыщения жидкости воздухом.

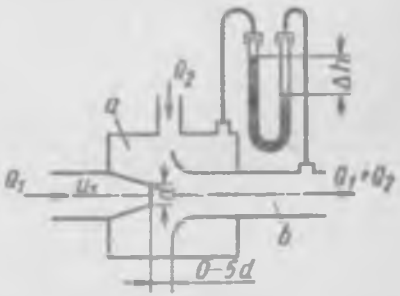


Рис. 24. Расчетная схема эжектора

Ввиду трудности вычисления величины инерционной потери напора p_i она обычно учитывается запасом $p_з$, значение которого обычно принимается для распространенных насосов и режимов их работы равным 300—400 *мм рт. ст.*

С целью снижения потерь напора во всасывающем трубопроводе необходимо устанавливать насос как можно ближе к питающему баку и ниже уровня жидкости в нем, а также увеличивать сечение трубопровода и уменьшать количество местных гидравлических сопротивлений на пути течения жидкости от бака к насосу.

Для обеспечения бескавитационных условий работы насосов применяют также различные конструктивные усовершенствования. Одним из радикальных способов борьбы с кавитацией в насосах является повышение давления на входе в насос, достигаемое применением вспомогательных насосов для подкачки или искусственного наддува газом жидкостных резервуаров, а также применением прочих средств, одним из которых является использование энергии потока жидкости в сливной магистрали гидросистемы с помощью эжекторов (рис. 24).

Расчет эжектора (при $q = Q_1/Q_2 = 0 + 1{,}5$) обычно производят по эмпирической формуле (без учета потерь)

$$\Delta h = \frac{2h_1}{m}\left[1 - \frac{(1+q)^2}{m}\right], \qquad (33)$$

где $q = Q_2/Q_1$ — коэффициент смешения жидкостей (Q_1 и Q_2 — объемный расход эжектирующей и эжектируемой жидкости);

Δh — разность давлений в смесительной камере a и на выходе из диффузора b, в *мм рт. ст.*;

$h_1 = \frac{\gamma_1 u_1^2}{2g}$ — скоростной напор эжектируемого потока в *мм рт. ст.*;

u_1 — скорость эжектируемого потока в *м/сек*;

$m = \frac{F_0}{F_1}$ — коэффициент, характеризующий отношение площади F_0 сечения смесительного трубопровода к площади F_1 сечения сопла на выходе.

Длина смесительного трубопровода принимается равной $(8+10)d$. При предварительных расчетах пользуются также упрощенной эмпирической формулой

$$\Delta h = \frac{[2m - (3q+1)]\,h_1}{m^2}. \qquad (34)$$

Для уменьшения действия кавитации применяют коррозионностойкие материалы (стали с добавкой хрома и никеля) при одновременной тщательной обработке их поверхностей, омываемых кавитируемой жидкостью. Применяют также покрытия деталей материалом, стойким против кавитационного разрушения (бронзой, хромом и пр.).

Как правило, стойкость материалов кавитационному разрушению повышается с увеличением механической и химической (окислительной) стойкости, причем лучшие результаты дают материалы, в которых совмещаются оба эти качества. Наименьшую стойкость имеют чугун и углеродистая сталь и наибольшую стойкость — бронза и нержавеющая сталь. Наиболее стойким из известных материалов является титан.

Увеличение твердости материала повышает, как правило, антикавитационную стойкость. Так, например, увеличение твердости нержавеющей стали от *НВ* 150 до *НВ* 400—420 повышает ее антикавитационную стойкость в 10 раз и более. Увеличением твердости можно также несколько повысить антикавитационную стойкость углеродистых сталей, однако детали из этих сталей не могут обеспечить приемлемый ресурс времени при возможных твердостях.

Полностью устранить разрушительное действие кавитации путем применения стойких против коррозии материалов не пред-

ставляется возможным. Разрушению, хотя и менее интенсивному, подвергаются при известных условиях детали из таких материалов как стекло, золото и пр., что свидетельствует о преобладании в рассматриваемом процессе их разрушения механических факторов.

Практическое использование эффекта кавитации. Эффект кавитации часто используют для практических целей. В частности он используется в устройствах для стабилизации расхода жидкости. Устройство (рис. 25, *а*) состоит из дроссельной шайбы *1*, измеряющей расход жидкости, и осесимметричной дроссельной иглы *2*, служащей для введения устройства в кавитационный режим работы.

При понижении давления $p_{вых}$ на выходе, в данном случае из сопла Вентури, при постоянном давлении $p_{вх}$ по входе в него скорость потока жидкости будет повышаться, в соответствии с чем давление в суженном сечении сопла будет понижаться. После достижения этого давления до величины, соответствующей началу кавитации жидкости, последняя вскипает. Поскольку сопротивление сопла после этого будет увеличиваться пропорционально интенсивности кавитации, которая, в свою очередь, будет повышаться с увеличением перепада давления, расход через сопло после возникновения кавитации стабилизируется, сохраняясь постоянным независимо от дальнейшего снижения давления на выходе из сопла. При уменьшении этого давления будет лишь расширяться зона кавитации по диффузорной части, начиная от суженного сечения.

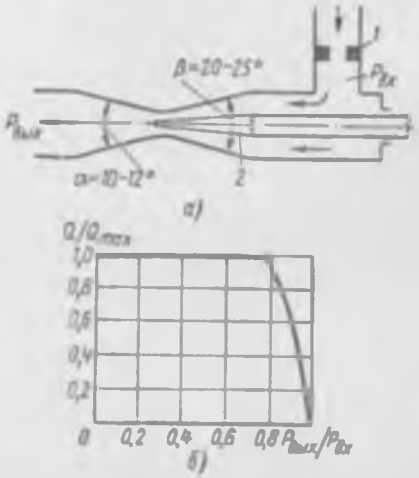


Рис. 25. Принципиальная схема кавитационного устройства для стабилизации расхода жидкости и кривая, характеризующая стабильность расхода через него

Подобные кавитационные устройства (сопла) используют для стабилизации расхода при колебаниях давления на выходе (при колебаниях нагрузки). Они обеспечивают регулирование расхода жидкости в большом диапазоне ($\geqslant 10$) при одновременной стабилизации расхода на каждом режиме.

На рис. 25, *б* показаны кривые зависимости регулируемого расхода Q жидкости от перепада давления на сопла при различных значениях (от 10 до 30 *кГ/см²*) давления $p_{вх}$ на входе и давления $p_{вых}$ на выходе, изменяющегося от 0 до входного (30 *кГ/см²*). Измерения проведены при расходе жидкости от 500 до 40 000 *см³/сек* при давлениях $p_{вх} = 10$; 20; 25 и 30 *кГ/см²*.

На графика следует, что расход жидкости сохранялся постоянным (коэффициент расхода μ изменялся от 0,96 до 0,97) в широком диапазоне режимов. Нарушение стабилизированного расхода происходит практически при значениях критического давления на выходе $p_{кр} \approx p_{вх}$, где $p_{вх}$ — давление потока на входе в сопло.

Следует отметить, что заметного кавитационного разрушения поверхностей деталей при этом не происходит.

ТРЕБОВАНИЯ К РАБОЧИМ ЖИДКОСТЯМ

Рабочая жидкость гидросистем должна обладать:

а) хорошими смазывающими свойствами;

б) минимальной зависимостью вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур;

в) низкой упругостью насыщенных паров и высокой температурой кипения;

г) нейтральностью к применяемым материалам и в частности к резиновым уплотнителям и малым адсорбированием воздуха, а также легкостью его отделения;

д) высокой устойчивостью к механической и химической деструкции и к окислению в условиях применяемых температур, а также длительным сроком службы;

е) высоким объемным модулем упругости;

ж) высокими коэффициентами теплопроводности и удельной теплоемкости и малым коэффициентом теплового расширения;

з) высокими изолирующими и диэлектрическими качествами;

и) жидкость и продукты ее разложения не должны быть токсичными.

Важными параметрами характеристики жидкости являются температуры застывания и замерзания.

Температурой застывания по ГОСТу 1929—51 называют такую наиболее высокую температуру, при которой поверхность уровня масла, залитого в стандартную пробирку, не перемещается при наклоне пробирки на 45° в течение 5 *мин*. Эта температура характеризует жидкость с точки зрения сохранения текучести, а следовательно, возможности транспортировки и слива в холодное время года.

Температура застывания масла должна быть не менее чем на 10—17° С ниже наименьшей температуры окружающей среды, в условиях которой будет работать гидросистема.

Температурой замерзания называют температуру начала кристаллизации, т. е. температуру, при которой в жидкости образуется облачко из мельчайших кристаллов. При этом не должно быть расслаивания жидкости и выделения из нее составных компонентов.

Жидкость не должна содержать легкоиспаряющиеся компоненты, испарение которых может привести при продолжительной эксплуатации к загустению жидкости.

Огнестойкость жидкостей. Для многих случаев применения жидкости важной характеристикой является ее огнестойкость: жидкость не должна быть причиной возникновения или распространения пожара.

С точки зрения огнестойкости жидкости характеризуются показателями по температурам вспышки, воспламенения и самовоспламенения. Под температурой вспышки понимается минимальная температура, при которой над поверхностью жидкости образуется количество пара, достаточное для возникновения кратковременной вспышки. Температура, при которой количество выделяющегося пара таково, что горение поддерживается также и по удалении постороннего источника огня, называется температурой (точкой) воспламенения. Температура, при которой жидкость или ее пар вспыхивает при контакте с воздухом без внешнего пламени или какого-либо иного источника воспламенения, называется температурой самовоспламенения (самовозгорания).

Температура вспышки определяется по ГОСТам 4333—48 и 6356—52.

Температура воспламенения масел на нефтяной основе находится в пределах 180—230° С и температура самовоспламенения от 260—370° С и выше.

Свойства невоспламеняемости (негорючести) во многих случаях являются доминирующими при выборе типа рабочей жидкости. В частности невоспламеняемые жидкости необходимы при работе гидросистем, близко расположенных к печам, теплообменникам, химическим или каким-либо взрывоопасным веществам, и гидросистем различных транспортных устройств с тепловыми двигателями. Высокие требования по воспламенению предъявляются к жидкостям, применяемым в гидросистемах авиадвигателей, работающих при температуре 530—540° С. Температура начала кипения жидкости для гидросистем сверхзвуковых самолетов должна быть 200° С, температура вспышки — $\geqslant$ 180° С и температура самовоспламенения — $\geqslant$ 300° С.

Вопросы пожарной опасности имеют особо важное значение для гидросистем военных самолетов ввиду возможности прострела гидравлических магистралей высокого давления, при котором распыляющаяся жидкость может попасть на разогретые части авиадвигателя, а также может воспламениться от электрической искры.

Следует отметить, что пожароопасность непосредственно не связана с температурами воспламенения и самовоспламенения жидкости или, иначе говоря, эти температуры не изменяются взаимосвязанно. Некоторые жидкости с низкой температурой воспламенения имеют высокую температуру самовоспламенения; например, керосин имеет температуру самовоспламенения более высокую, чем смазочные масла.

Наиболее высокой пожарной безопасностью по сравнению с минеральными жидкостями обладают синтетические жидкости

(см. стр. 56), которые часто называют «негорючими жидкостями», что не соответствует действительности, поскольку все существующие жидкости этого типа могут в известных условиях сгорать. Поэтому синтетические жидкости следует назвать «пожаростойкими», т. е. они не горят при возможных для конкретных условий высоких температурах и не распространяют огня.

При работе с минеральными маслами при температуре выше 70° С необходимо устранять контакт с воздухом (и особенно с воздухом, находящимся под избыточным давлением). Поэтому баки при 70° С и выше необходимо заполнять инертным газом (азотом, аргоном или гелием). Этого же эффекта можно достичь механическим разделением газовой и жидкостной сред (см. рис. 15). Дополнительным преимуществом такой системы является то, что при этом устраняется возможность растворения газа в жидкости.

Диэлектрические свойства. Для многих случаев применения важными являются изолирующие и диэлектрические свойства жидкости.

Большинство жидкостей для гидросистем, не содержащих каких-либо примесей, обладают хорошими изоляционными свойствами, что позволяет помещать в них электрические агрегаты и их элементы (соленоиды, обмотки электродвигателей и пр.) без дополнительной изоляции проводников. Однако многие осадки жидкостей, выделяющиеся в результате неудовлетворительной эксплуатации, обладают относительно высокой электропроводностью и покрытие ими выводов проводников или проводов с плохой изоляцией может вызвать искрение и опасность возникновения пожара.

Опасным при размещении электроагрегатов в рабочей жидкости является также присутствие воды.

Воздействие жидкости на резиновые детали. Важным параметром, характеризующим качество рабочих жидкостей для гидросистем, является воздействие их на применяемые материалы и в частности на резиновые детали гидроагрегатов. Усадка, набухание и размягчение резиновых деталей уплотнительных узлов, происходящие под воздействием жидкости, сопровождаются нарушением герметичности и прочими дефектами в работе гидроагрегатов.

Следует отметить, что ни одна из рабочих жидкостей не обладает абсолютной инертностью. Поэтому важно, чтобы рабочая жидкость не ухудшала основных качеств материала уплотнительных устройств. В результате длительного контакта рабочей жидкости с резиновыми деталями может изменяться их объем, вес этих деталей вследствие происходящего при этом сложного физико-химического процесса вымывания отдельных компонентов резины и замещения их жидкостью. При этом происходит как изменение объема, так и изменение физико-механических свойств резины.

Обычно требуется, чтобы твердость испытуемого резинового образца после воздействия минерального масла не изменялась больше чем на ±4 +5 единиц по Шору. Разница между объемами резинового образца в начале и в конце испытания не должна превышать ±3% первоначального объема, где плюс означает набухание, а минус — усадка резинового образца. По техническим условиям набухание синтетической резины в жидкостях допускается до 5—6%. Масла на нафтеновом основании вызывают значительное набухание резины, а масла на парафиновом основании вызывают небольшое набухание и даже усадку.

Особо следует отметить влияние на резину синтетических жидкостей, одни из которых вызывают либо чрезмерное набухание уплотнительного материала, либо, наоборот, значительную его усадку.

Объемный показатель набухания резины определяют взвешиванием в воздухе и в дистиллированной воде образца резины до и после испытаний. Этот показатель вычисляют по выражению

$$\Delta V = \frac{(G_2 - G_2') - (G_1 - G_1')}{G_1 - G_1'} 100,$$

где ΔV — изменение объема образца резины после набухания в %;

G_1 и G_1' — вес образца в воздухе и в воде до испытания;

G_2 и G_2' — вес образца в воздухе и в воде после испытания.

Применяемые жидкости. В гидросистемах машин обычно применяют специальные жидкости минерального происхождения с диапазоном вязкости при 50° С примерно 10—175 *сст*. Минеральные масла, применяемые в качестве рабочих жидкостей гидросистем, отличаются от минеральных смазочных (машинных) масел тем, что они содержат присадки, придающие им специфические свойства, отсутствующие у смазочных масел. Так, например, для получения минимальной зависимости вязкости от температуры применяют вязкостные присадки.

Основные характеристики масел, применяющихся в гидросистемах машин, приведены в табл. 6.

Для авиационных гидросистем широко применяют масло АМГ-10 (ГОСТ 6794—53), пригодное для работы в условиях широкого температурного диапазона.

Сравнительно морозостойким является приборное масло МВП (ГОСТ 1805—51), представляющее собой хорошо очищенную селяровую фракцию (250—380° С), получаемую из смесей отборных малосластывающих нефтей. Это масло отличается хорошими смазывающими свойствами и почти не оказывает коррозионного воздействия на металлические детали гидроагрегатов.

Масла АМГ-10 и МВП могут эксплуатироваться без замены в течение 2 лет и более.

Характеристики этих масел даны в табл. 7.

Таблица 6

Характеристики масел, применяемых в гидросистемах машин

Марка масла и ГОСТ	Вязкость при 50° С		Температура в °С		Пределы рабочих температур в °С	Объемный вес в кГ/м³
	в °Е		застывания	вспышки		
Индустриальное 12 (веретенное 2), ГОСТ 1707—51 . . .	10—14	1,88—2,26	—30	165	—30÷+40	876—891
Индустриальное 20 (веретенное 3), ГОСТ 1707—51 . .	17—23	2,6—3,31	—20	170	0—90	881—901
Индустриальное 30 (машинное Л), ГОСТ 1707—51 . .	27—33	3,81—4,59	—15	180	10—50	886—916
МС-22, ГОСТ 1013—49	22	3,1	—14	230	—	905
МС-20, ГОСТ 1013—49	20	2,8	—18	225	—	895
Индустриальное 45 (машинное С), ГОСТ 1707—51 . .	38—52	5,74—7,07	—10	190	10—60	890—930
Индустриальное 50 (машинное СУ), ГОСТ 1707—51 . .	42—58	5,76—7,76	—20	200	10—70	890—930
Турбинное 22 (турбинное Л) ГОСТ 32—53	20—23	2,9—3,2	—15	180	5—50	901
Турбинное 30 (турбинное УТ), ГОСТ 32—53	28—32	3,9—4,4	—10	180	10—50	901
Турбинное 46 (турбинное Т), ГОСТ 32—53	44—48	6,0—6,5	—10	195	10—50	920
Турбинное 57, ГОСТ 32—53	55—59	7,5—7,9		195	10—70	930
Велосит Л, ГОСТ 1840—51	4—5,1	1,3—1,4	—25	112	От —10 до +30	—
Вазелиновое Т, ГОСТ 1642—50	5,1—8,5	1,4—1,72	—20	125	—	860—890
Веретенное АУ, ГОСТ 1642—50	12—14	2,05—2,26	—45	163	От —40 до +60	888—896
Трансформаторное, ГОСТ 982—56 . . .	9,6	1,8	—45	135	От —30 до +90	886
МК-8, ГОСТ 6457—66	8,3	—	—55	135	—	885

Таблица 7

Марка масла	Кинематическая вязкость в сст		Температура масла в °С		Предел рабочих температур в °С
	при +50° С	при −50° С	застывания	вспышки	
МВП, ГОСТ 1805—51	6,3—8,5	23 466	−60	120	От −40 до +60
АМГ-10, ГОСТ 6794—53	10	1250	−70	92	От −60 до +100

К морозостойким относится также масло ЦИАТИМ-1М (ТУ 327—50), получаемое очисткой низкозастывающей узкой дистиллярной фракции, выкипающей в пределах 320—340° С с присадками. Ниже приведена характеристика этого масла.

Вязкость в *сст* при температуре в °С:
- +50 6,3
- −40 1900

Температура в °С:
- застывания . . . . . Не выше −60
- кипения:
  - начало 300
  - конец 340
- вспышки в открытом тигле . . . . . Не ниже 130

Кривые, характеризующие вязкостно-температурные свойства указанных морозостойких масел, были приведены рис. 6, *а*.

При низких температурах применяют также смесь, состоящую из 50% глицерина и 50% спирта, однако эта смесь отличается плохими смазочными и защитными против коррозии свойствами.

Срок службы масел составляет от 6 месяцев (индустриальные масла без присадок с малой степенью очистки) до 2—3 лет (АМГ-10, МВП).

НЕВОСПЛАМЕНЯЮЩИЕСЯ (ОГНЕСТОЙКИЕ) ЖИДКОСТИ

В гидросистемах широко также применяются невоспламеняющиеся жидкости: водно-масляные эмульсии (содержание воды 40%) и водно-гликолевые жидкости (содержание воды 35%).

Невоспламеняемость эмульсий и водно-гликолевых жидкостей обусловлена гасящим и охлаждающим действием испаряющейся воды при контакте ее с источником воспламенения.

Огнестойкость водных растворов зависит от содержания воды, которое обычно составляет 35—50% по объему. Для обеспечения пожарной безопасности огнестойкие жидкости должны содержать не менее 40% воды. При выпаривании воды остаток может воспламениться от поднесенного источника огня, причем горение ограничивается небольшим пламенем.

В водно-гликолевых жидкостях значительно меньше разбухает, чем в минеральных маслах, резина, благодаря чему значительно повышается срок службы резиновых уплотнительных колец. Вязкость водно-гликолевых жидкостей практически не изменяется при механической деструкции, но изменяется при выпаривании воды.

Водно-гликолевые жидкости имеют более высокий, чем минеральные масла, объемный модуль упругости, который практически равен модулю упругости воды (~21 000 *кГ/см*²). Они обладают также самой высокой из всех огнестойких жидкостей удельной теплоемкостью. Однако они несовместимы (не смешиваемы) с другими рабочими жидкостями гидравлических систем. Они также не могут быть рекомендованы для применения в гидросистемах, имеющих насосы и гидромоторы с подшипниками скольжения.

Диапазон рабочих температур при применении их в открытых гидросистемах составляет от —65 до +80° С. При более высоких температурах с целью избежания выпаривания воды система должна быть закрытой. При выпаривании воды вязкость смеси повышается, а огнестойкость понижается.

Для гидросистем, опасных в пожарном отношении, но не подвергающихся действию отрицательных и высоких температур, применяется вода с добавкой (присадкой) для снижения коррозионности и повышения смазывающих способностей масла (эмульсола) в количестве 1—2% по объему. Эмульсол состоит из 85% веретенного масла и 15% асидола. Применяются также и другие присадки. Эти жидкости обладают высокими температурно-вязкостными показателями, однако они применимы в относительно узком диапазоне температур, нижнее значение которого ограничено температурой замерзания воды и верхнее (обычно не выше 70° С) — интенсивным ее испарением.

При контакте жидкостей на водной основе с металлическими деталями протекают электролитические процессы, которые могут привести к значительной эрозии этих деталей.

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЖИДКОСТИ

Гидросистемы многих машин и установок работают при высоких температурах, достигающих 300° С и выше. Помимо этого, гидросистемы во многих случаях применения работают в очень широком диапазоне температур. Так, например, для гидросистем жидкостно-реактивных двигателей этот диапазон изменяется от —183° С (температура жидкого кислорода) до +320° С и выше.

Очевидно, что при этих плюсовых температурах применяемые в настоящее время в гидросистемах минеральные масла и их смеси непригодны (лучшие минеральные жидкости пригодны для работы при температурах не выше 150° С). Применением в гидросистемах инертных газов температуру можно повысить до ~180° С.

При более высоких температурах минеральные жидкости вступают в реакцию с кислородом воздуха и разлагаются с выде-

лением твердых пленок и смолистых осадков, нарушающих функционирование гидросистемы. Кроме того, повышение температуры сопровождается повышением давления насыщенных паров жидкости, что способствует возникновению кавитационного режима. Применение минеральных масел при высоких температурах ограничено также пожарной опасностью.

Ввиду этого при высоких температурах (150° С и выше) можно применять без специальных охлаждающих устройств лишь высокотемпературные синтетические жидкости и в частности полисилоксановые (силиконовые) их марки, которые сочетают в себе высокотемпературные и низкотемпературные свойства, а также обладают прочими свойствами, отвечающими высокотемпературным условиям работы. В практике широко применяются полисилоксановые (силиконовые) жидкости, которые обладают высокими температурновязкостными характеристиками в широком температурном диапазоне и отличаются высокой термической стабильностью, сохраняя ее даже при нагреве в присутствии кислорода воздуха. В контакте с воздухом они выдерживают длительное нагревание при температурах до 250° С, в закрытых же системах их можно длительно использовать при температуре до 370° С.

Одновременно эти жидкости пригодны для эксплуатации при температурах —60° С и ниже без применения обогрева или продолжительного прогрева гидрооборудования при пуске. Кроме того, они являются огнестойкими и локализуют распространение огня.

В зависимости от степени полимеризации мономеров можно получить силиконы практически любой вязкости (от 1 до 10 000 *сст* при 20° С).

Полисилоксановые жидкости отличаются стабильностью вязкостных характеристик по времени работы. Испытания показали, что вязкость такой жидкости после 500 ч работы при давлении 150 *кГ/см²* и температуре 60° С уменьшилась всего на 2%, тогда как вязкость масляной смеси АМГ-10 при работе в этих же условиях понизилась на ~ 50%. Они обладают высокими диэлектрическими свойствами и низкой упругостью насыщенных паров.

Полисилоксаны имеют очень низкую температуру застывания и пологую вязкостно-температурную кривую. Температура застывания даже очень вязких полисилоксанов не выше — 65° С, для низкомолекулярных же маловязких полимеров она достигает — 100° С. Ниже приведены принятые в США технические требования к высокотемпературным жидкостям.

Кинематическая вязкость в *сст* при температуре в °С	
—54	2500
+204	2,5
Упругость паров при 204° С в *мм рт. ст*	5
Набухание резины в %	15—25
Температура в °С:	
самовоспламенение	371
воспламенения	238
вспышки	204
застывания	—59

Все синтетические жидкости, в том числе и полисилоксановые их типы, имеют более низкий модуль объемной упругости, чем минеральные жидкости, применяемые в гидросистемах. Кроме того, этот модуль гораздо сильнее зависит от температуры, чем у минеральных жидкостей. Полисилоксановые жидкости растворяют все существующие пластификаторы синтетических каучуков. Поэтому уплотнительные кольца из этих каучуков становятся при работе в этой жидкости хрупкими и растрескиваются, в результате чего гидроагрегаты теряют герметичность. Большое влияние на этот процесс оказывает температура, повышение которой с 60 до 90° С может ускорить потерю эластичности материала в десятки раз. Испытания показали, что при работе в среде этой жидкости и температуре 60° С резиновые кольца потеряли эластичность после 500 ч работы, а при 82° С — после 24 ч.

Полисилоксаны значительно уступают минеральным маслам по противоизносным и смазывающим свойствам, поэтому многие материалы, из которых изготовляются в настоящее время скользящие пары гидроагрегатов, не пригодны для работы в указанной среде.

Противоизносные свойства полисилоксанов могут быть улучшены добавлением к ним минерального масла или специальных присадок. Полисилоксаны часто также добавляют к минеральным маслам для улучшения их вязкостно-температурных характеристик.

Следует учесть, что вязкость смеси полисилоксановой жидкости и минерального масла не подчиняется приведенному выше выражению (17), а значительно ниже вязкости смеси двух нефтяных масел с такими же значениями исходных вязкостей: при низких температурах вязкость смеси значительно ниже вязкости каждого из исходных компонентов, а при положительных температурах понижение вязкости смеси сравнительно невелико. Так, например, вязкость смеси, состоящей из 80% полисилоксановой жидкости ($\nu_{-30} = 105$ *сст*) и 20% минерального масла ($\nu_{-30} = 500$ *сст*), равна при —30° С всего лишь 5 *сст*; вязкость же смеси из 60% полисилоксановой жидкости ($\nu_{-30} = 330$ *сст*) и 40% минерального масла ($\nu_{-30} = 8500$ *сст*) при температуре —50° С равна 480 *сст*.

Полисилоксановые как и все синтетические жидкости обладают высокой текучестью, усложняющей герметизацию гидроагрегатов. Недостатком их являются также плохая гидролитическая стойкость, ввиду чего необходимо полностью исключать возможность попадания в гидросистемы воды. Некоторые из этих жидкостей не допускают также контакта с воздухом и несовместимы с жидкостями, содержащими керосин.

К недостаткам большинства синтетических жидкостей относится то, что они обладают более высокой, чем минеральные жидкости, способностью растворять воздух и газы. Большинство

из этих жидкостей при комнатной температуре растворяет воздух при повышении давления на одну атмосферу до 22% объема жидкости. Эти жидкости, и в частности жидкости на кремний-органической основе, склонны, как и все жидкости с низким поверхностным натяжением, к пенообразованию и образуют к тому же, как правило, стойкую пену.

Зарубежные марки высокотемпературных жидкостей. В США выпускаются высокотемпературные жидкости на основе сложного эфира кремниевой кислоты (OS-45) и на базе дисилоксана (оронит 8515 и оронит 8200), которые применяются в гидравлических системах самолетов и управляемых снарядов. Оронит 8515 применяется при температурах от —54 до +204° С и оронит 8200 — при температуре от —54 до +290° С. При использовании оронита 8515 не допускается контакт с воздухом и водой, кроме того, он несовместим с жидкостями, содержащими керосин.

В табл. 8 приведены характеристики указанных жидкостей.

Таблица 8

Характеристика жидкостей

Высокотемпературная жидкость	Кинематическая вязкость в сст при температуре в °С					Упругость насыщенных паров при 204° С в мм рт. ст.	Температура в °С			
	—54	38	99	177	304		самовоспламенения	застывания	вспышки	воспламенения
OS-45	2229	12,2	4,0	—	1,2	2,9	374	Ниже —60	185	219
Оронит 8515	2357	24,3	8,1	3,36	2,64	1,0	404	—73	207	232
Оронит 8200	2410	34,5	11,3	—	3,82	1,2	404	—73	210	233
Силкодейл Н (ДР-47)	2848	65	—	—	4,3 (при 232°С)	—	482	—73	274	338

Жидкие металлы. В отдельных случаях применения гидросистем температура так высока, что исключается возможность применения как минеральных, так и синтетических жидкостей. Ввиду того, что требования в части температур непрерывно повышаются, перспективным является применение в качестве рабочих жидкостей жидких металлов.

Наиболее перспективным является эвтектический сплав, состоящий из 77% натрия и 23% калия, представляющий собой серебристый металл, похожий по внешнему виду на ртуть. Точка его плавления равна ~ —12° С и кипения (при атмосферном давлении) ~ 850° С. Легирование сплава цезием позволяет понизить

точку плавления. Плотность сравнима с плотностью распространенных жидкостей и равна 0,875 *г/см*³ при температуре 20° С и 0,7 *г/см*³ при температуре 750° С. Модуль объемной упругости 52 500 *кГ/см*² при температуре 40° С и 15 750 *кГ/см*² при температуре 540° С.

Сплав не подвержен вспениваемости и практически не растворяет газов, а также имеет достаточно высокую вязкость, значения которой приведены ниже.

Температура в °С	1	200	450	750
Вязкость в *сст*	1,0	0,4	0,25	0,2

Подобно другим щелочным металлам этот сплав активно реагирует с кислородом и всеми соединениями, содержащими кислород, а также водяными парами, поэтому его можно применять лишь в закрытых и хорошо герметизированных гидросистемах.

Металлические сплавы имеют также плохие смазывающие свойства, однако в магнитном поле они выше, чем у минеральных масел.

Физико-химические свойства сплава сохраняются в процессе длительной эксплуатации в условиях температур 800° С.

Жидкие металлы имеют тенденцию сплавляться и в особенности при высоких температурах со многими конструкционными металлами, что усложняет проблему выбора совместимых материалов. При температурах выше 500° С применяют лишь конструкции из никелевых сплавов. Рабочие кромки клапанов покрываются (наплавляются) сплавом на серебряной основе.

ГАЗООБРАЗНЫЕ (СЖИМАЮЩИЕСЯ) ЖИДКОСТИ

В гидросистемах машин применяются также различные газовые агрегаты.

Газы, в том числе и воздух, подчиняются в основном приведенным выше зависимостям для капельных жидкостей и характеризуются теми же физическими показателями и единицами измерения.

Вязкость газов. В отличие от капельных жидкостей вязкость газов увеличивается с повышением температуры. Эта зависимость довольно точно характеризуется формулой Сатерлэнда

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0 + C}{T + C}\right)\left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2}, \qquad (35)$$

где μ_0 и μ — абсолютная вязкость при исходной температуре T_0 и температуре T;

C — постоянный для данного газа коэффициент.

Эта же зависимость может быть также выражена уравнением

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T - 273}{273} \right)^n, \qquad (36)$$

где n — показатель, равный для воздуха $n = 0{,}76$;

T — температура в °К.

При комнатной температуре вязкость газов равна 0,1—0,25 *мпз*.

Вязкость газов зависит также от давления.

На рис. 26 показана зависимость абсолютной вязкости в 10^4 *пз* воздуха (*а*) и азота (*б*) от температуры и давления. В табл. 9 приведена кинематическая вязкость воздуха в зависимости от температуры.

Таблица 9

Температура в °С	Кинематическая вязкость в $м^2/сек \cdot 10^{-6}$
0	13,2
20	15,1
40	16,9

Для большинства газов вязкость при давлениях от 0 до 50 *кГ/см²* практически не зависит от давления (изменяется на $\sim \pm 10\%$), при повышении же давления от 0 до 90 *кГ/см²* вязкость повышается в ~ 5 раз. Так, например, вязкость углекислого газа, равная 0,16 *мпз* при температуре 20° С и атмосферном давлении, увеличивается при повышении давления до 50 *кГ/см²* на 10%; при давлении же 90 *кГ/см²* вязкость равна 0,82 *мпз*.

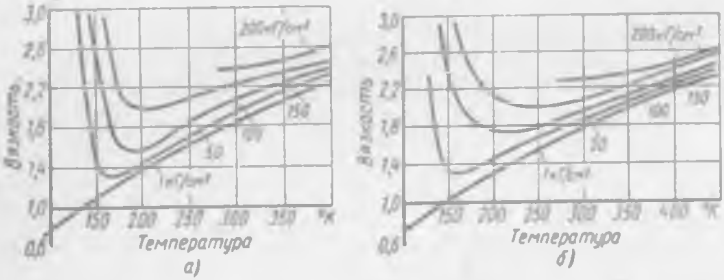


Рис. 26. Зависимость вязкости воздуха *(а)* и азота *(б)* от температуры

Теплопроводность воздуха при 0° С составляет $1{,}44 \cdot 10^{-6}$ *ккал/см · сек · град*. Поскольку вязкость газов увеличивается с повышением температуры, то их теплопроводность также возрастает.

Процессы сжатия и расширения газа. Требующиеся для практических расчетов основные свойства идеальных газов характеризуются законами Бойля — Мариотта и Гей-Люссака. По закону

Бойля—Мариотта удельный объем газа $V = \frac{1}{\gamma}$ обратно пропорционален величине давления p в нем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \text{ или } p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const и } p/\gamma = \text{const}, \quad (37)$$

где p_1 и p_2 — начальное и конечное абсолютные давления;
V_1 и V_2 — удельные объемы газа (объем, занимаемый единицей веса газа) при этих давлениях;
$\gamma = \frac{1}{V} = \rho g$ — объемный (удельный) вес газа;
ρ и g — плотность газа и ускорение силы тяжести.

В описываемом этим законом изотермном процессе газ сжимается или расширяется при сохранении постоянной температуры или иначе все тепло при расширении газа расходуется на совершение внешней работы. Очевидно, такой процесс может иметь место лишь при очень медленном изменении состояния газа.

Согласно закону Гей-Люссака газы при постоянном давлении расширяются пропорционально повышению температуры T, причем все газы имеют практически один и тот же коэффициент α теплового расширения. Последний закон описывается уравнением

$$V_\tau = V_0 (1 + \alpha T), \quad (38)$$

где V_τ и V_0 — удельный объем газа при заданной и нулевой температуре;
α — коэффициент теплового расширения газа.

Уравнение, выражающее соотношение между удельным объемом V и давлением совершенного газа при условии, что процесс изменения состояния газа протекает без участия внешнего тепла, имеет вид

$$pV^k = \text{const или } \frac{p}{\gamma^k} = \text{const}, \quad (39)$$

где p и γ — соответственно давление и объемный вес газа;
k — коэффициент (показатель адиабаты), равный отношению теплоемкости совершенного газа при постоянном давлении (C_p) к теплоемкости при постоянном объеме (C_v): $k = C_p/C_v$; для сухого воздуха при атмосферном давлении $k = 1{,}405$.

Подобный процесс называется адиабатным. Удельный объем, абсолютное давление и температура в адиабатном процессе связаны отношениями

$$\left.\begin{aligned} V_2 &= V_1 (p_1/p_2)^{\frac{1}{k}};\ V_2 = V_1 (T_1/T_2)^{\frac{k-1}{k}};\\ p_2 &= p_1 (V_1/V_2)^k;\ p_2 = p_1 (T_2/T_1)^{\frac{k}{k-1}};\\ T_2 &= T_1 (V_1/V_2)^{k-1};\ T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \end{aligned}\right\} \quad (40)$$

Поскольку в реальных условиях при изменении состояния газа неизбежно происходит обмен тепла (между газом и стенками сосуда и жидкостью), на практике происходит политропное изменение состояния, которое выражается следующим уравнением:

$$pV^n = \text{const} \text{ и } \frac{P}{\gamma^n} = \text{const}, \qquad (41)$$

где n — показатель политропы; при $n = 1$ изотермный и при $n = k$ — адиабатный процессы.

Численное значение показателя политропы n можно определить лишь для конкретных условий с учетом величины давления и интенсивности сжатия или расширения газа и условий отвода тепла.

Следует указать, что если для газовых систем, в которых используются двухатомные газы при низких давлениях (< 10 *кГ/см²*),

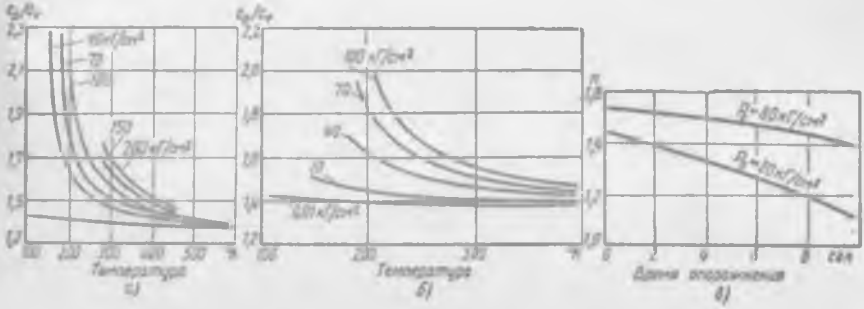


Рис. 27. Практические значения показателя адиабаты:
а — для воздуха; *б* — азота; *в* — показатель политропы для воздуха

величина показателя политропы процессов опорожнения (и заполнения) баллонов (емкостей) практически колеблется между показателями изотермного и адиабатного процессов $k > n > 1$, то в системах высокого давления (50—200 *кГ/см²*) значение его может превышать значение показателя адиабаты идеального газа $k = 1{,}4$. Так, например, для реальных газов, в том числе и для воздуха, эта величина может достигать при температурах от $+100$ до -60° С и давлении 50—100 *кГ/см²* значения $n = 2$ и более.

На рис. 27, *а — б* приведены значения показателя адиабаты

$$k = \frac{C_p}{C_v}.$$

Поскольку величина показателя политропы процесса опорожнения и заполнения емкостей количественно отражает интенсив-

ность теплообмена газа с их стенками и с окружающей средой, на интенсивность теплообмена будут влиять материал и форма емкости (баллона), а также физические свойства и параметры применяемого газа, свойства и состояние окружающей среды и пр.

Аналитический учет всех этих факторов практически неосуществим, поэтому пользуются опытными данными. Так, например, для цилиндрических баллонов газогидравлических аккумуляторов величина показателя n меньше, чем для шаровых баллонов такого же объема.

Результаты экспериментов показывают, что среднее значение показателя политропы n процесса опорожнения сферического баллона емкостью 3 *л*, заряженного воздухом при 20° С до давления 100 *кГ/см²* при разрядке его за время 8 *сек* со степенью расширения $m = \frac{G_к}{G_н} = 0{,}5$ ($G_к$ и $G_н$ – конечный и начальный вес воздуха в баллоне), равно 1,46. Средняя величина показателя политропы при опорожнении цилиндрического баллона при тех же условиях составляет 1,41.

На рис. 27, *в* представлена зависимость осредненных значений n от длительности разрядки шарового баллона емкостью 3 *л* при 20° С и различном давлении p_0 зарядки.

При оценке влияния условий сжатия и расширения газа следует иметь в виду, что при резких сжатиях газа температура его с нормальной (+20° С) может повыситься до 600° С и выше, а при быстром опорожнении баллонов температура газа может понизиться до —180° С. Очевидно, если при расчетах эти изменения температуры не будут учтены, это может привести при определении конечного давления газа к значительным ошибкам.

Если объем газа поддерживается постоянным, то давление $p_т$ в нем возрастает пропорционально повышению температуры T:

$$p_т = p_0(1 + \alpha T). \tag{42}$$

Для значения температуры $T = -1/\alpha$ величина $p_т$ становится равной нулю (газ сжижается). Эта температура называется абсолютным нулем и равна —273,2° С. Для случая изменения значения от абсолютного нуля она называется абсолютной температурой (T_a).

В соответствии с приведенным уравнение состояния газа, характеризующее зависимость плотности газа от температуры и давления, получает вид

$$pV = p_0V_0(1 + \alpha T). \tag{43}$$

Введя абсолютную температуру $T_a = \frac{1}{\alpha} + T$, получим

$$pV = p_0 V_0 \alpha T_a. \tag{44}$$

Так как V_0 представляет собой удельный объем, произведение $(p_0 V_0 \alpha)$ для данного газа является постоянным и носит название газовой постоянной (R), которая определяет работу расширения 1 *кг* газа при нагревании его на 1° при постоянном давлении и имеет следующую размерность:

$$R = \frac{pV}{T_a} \ (см/град).$$

Для сухого воздуха $R = 29{,}27$ *м/град*.

С учетом параметра R уравнение состояния совершенного газа (характеристическое уравнение) примет вид

$$pV = RT_a. \tag{45}$$

Глава II

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГИДРАВЛИКЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Участок магистрали (трубопровода), соединяющий насос с резервуаром (баком), принято называть всасывающей магистралью (линией); участок трубопровода, по которому жидкость от насоса поступает в гидравлический двигатель, — напорный (рабочий или нагнетательный), и участок трубопровода, по которому жидкость отводится из нерабочей полости гидравлического двигателя в резервуар, называется сливной магистралью. К напорной магистрали относятся также все трубопроводы, находящиеся под рабочим давлением.

Расчет сечения трубопровода. Расход Q жидкости через данный трубопровод, площадь f его сечения и средняя по сечению скорость u течения жидкости связаны соотношением

$$Q = fu. \tag{46}$$

Сечения прочих каналов гидроагрегатов, по которым течет жидкость, рассчитываются на основе закона неразрывности потока (постоянства расхода), согласно которому расходы в различных сечениях потока при установившемся движении одинаковы:

$$u_1 f_1 = u_2 f_2$$

или

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{f_2}{f_1}, \tag{47}$$

где u_1 и u_2 — средние скорости потока в сечениях f_1 и f_2 каналов.

При выборе величины скорости потока (течения жидкости) в трубопроводе и каналах арматуры необходимо учитывать, что повышение скорости приводит к увеличению сопротивления (потерь) системы (см. стр. 67), а снижение — к увеличению веса трубопроводов и арматуры. Увеличение площади поперечного сечения каналов (трубопроводов) приводит к неблагоприятным конструкциям элементов гидропривода, а также повышает влия-

ние сжимаемости жидкости, что ухудшает характеристики привода по показателям жесткости. Допустимая скорость течения жидкости является также функцией рабочего давления.

На основании практических данных можно рекомендовать для напорных трубопроводов следующие величины скоростей:

Давление в *кГ/см²*	10	25	50	100	150	200
Допустимая скорость жидкости в *см/сек*	130	200	300	450	550	600

В гидросистемах станков при коротких трубопроводах ($l/d < 100$, где l и d — соответственно длина и диаметр сечения трубопровода) скорость жидкости обычно находится в следующих пределах (в *м/сек*):

Всасывающие трубопроводы	0,5—1,5
Сливные трубопроводы открытых систем	2
Нагнетательные трубопроводы	3—5

Для длинных трубопроводов ($l/d > 100$) эти данные уменьшают на 30—50%.

В общем случае скорость выбирают такой, чтобы потери напора в трубопроводе не превышали 5—6% рабочего давления.

В авиационных гидросистемах скорости в напорной и сливной магистралях доводят до 30 *м/сек*.

Скорости (в *м/сек*) движения жидкости по рекомендации некоторых иностранных фирм следующие:

Магистраль:	
всасывающая	1,2
сливная	2
нагнетательная при давлении в *кГ/см²*:	
25	3
50	4
100	5
150	Более 5

Скорости, применяемые в общем машиностроении США, приведены ниже.

Элементы гидросистемы	Скорость в *м/сек*
Линия всасывания диаметром 12,7—25,4 *мм*	0,6—1,2
То же диаметром больше 32 *мм*	1,5
Линия нагнетания диаметром от 12,7 до 50,8 *мм*	3,0
То же диаметром больше 50 *мм*	3,6
Клапаны управления и прочие короткие участки с зажатым сечением	6,0
Переливные и предохранительные клапаны	30,0

Режимы течения жидкости и сопротивление. Течение реальных (вязких) жидкостей по трубопроводам гидросистемы и каналам ее агрегатов сопровождается гидравлическими потерями.

Различают потери, обусловленные трением, в зависимости от длины трубопровода, его диаметра, скорости рабочей жидкости и ее вязкости, а также потери в местных сопротивлениях, обусловленные в основном деформацией и изменением скорости (ускорением) потока жидкости.

Различают два режима течения жидкости в трубопроводах: ламинарный и турбулентный, причем переход от ламинарного к турбулентному режиму наступает при определенных условиях, характеризуемых числом Рейнольдса Re. Для труб круглого сечения этот критерий имеет вид

$$\mathrm{Re} = \frac{ud}{\nu}, \tag{48}$$

где u — скорость потока жидкости;
d — внутренний диаметр трубопровода;
ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Для труб (каналов) некруглого и кольцевого сечений

$$\mathrm{Re} = \frac{4ru}{\nu}, \tag{49}$$

где $r = \frac{F}{\chi}$ — гидравлический радиус сечения потока, представляющий собой отношение площади F сечения потока к смачиваемому периметру χ. Для кольцевого трубопровода (щели) значение r обычно вычисляется

$$r = \frac{r_2 - r_1}{2},$$

где r_1 и r_2 — внешний и внутренний радиусы щели.

Значения всех величин, входящих в приведенные выражения, можно брать в любых, однако согласованных размерностях.

Моменту перехода ламинарного режима в турбулентный и обратно соответствуют при данных условиях определенные критические значения Re. Для ламинарного потока жидкости в гидравлически гладких металлических трубах круглого сечения это значение $\mathrm{Re} \leqslant 2200 + 2300$ и для турбулентного $\mathrm{Re} \geqslant 2200 + 2300$.

Для гидросистем, в которых расход жидкости зависит от потери напора, следует избегать чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = 2200 + 2500$ ввиду неустойчивости в этом интервале течения и возможности появления в системе колебательных процессов.

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ НАПОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ

Ламинарный режим течения. Потеря напора (давление) Δp в цилиндрическом прямом отрезке трубы, обусловленная сопротивлением трения жидкости при течении ее в ламинарном режиме

(Re < 2300), вычисляется по известным выражениям, полученным из уравнения Пуазейля:

$$\left.\begin{aligned} &\Delta p = p_1 - p_2 = 32\frac{\mu L u}{d^2};\ \Delta p = \frac{128}{\pi}\cdot\frac{L}{d^4}\mu Q;\\ &\Delta p = \frac{128}{\pi}\nu\rho\frac{L}{d^4}Q;\ \Delta p = \frac{128}{\pi}\nu\frac{\gamma}{g}\cdot\frac{L}{d^4}Q. \end{aligned}\right| \qquad (50)$$

где μ и ν — соответственно коэффициент абсолютной и кинематической вязкости жидкости;

γ и ρ — объемный вес и плотность жидкости;

g — ускорение силы тяжести;

L и d — длина и диаметр внутреннего сечения рассматриваемого отрезка трубы;

p_1 и p_2 — давление в начале и в конце этого отрезка трубы;

Q и u — средние значения расхода и скорости жидкости в трубе.

В том случае, если искомой величиной является расход жидкости или диаметр сечения трубы, предпочтительнее пользоваться преобразованными выражениями

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128\mu L};\ Q = \frac{\pi}{128}\cdot\frac{g}{\nu\gamma}\cdot\frac{d^4}{L}\Delta p. \qquad (51)$$

Для удобства вычислений последнее уравнение можно представить с учетом распространенных в практике единиц: $\Delta p = p_1 - p_2$ — в $кГ/см^2$; ν — в $сст$; ρ — в $гсек^2/см^4$; L и d — в $см$ в виде:

$$Q = \frac{147\Delta p d^4}{\nu\rho L}\ л/мин \qquad (52)$$

или

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{Q\rho\nu L}{147 d^4}\ кГ/см^2. \qquad (53)$$

Для практических расчетов часто также пользуются приведенными ниже выражениями с неоднородной размерностью входящих в них величин:

$$\left.\begin{aligned} &Q = 2{,}41\cdot 10^6\,\frac{1}{\nu\gamma}\cdot\frac{d^4}{L}\,\Delta p\\ &\text{и}\\ &\Delta p = 0{,}415\cdot 10^6\nu\gamma\frac{L}{d^4}Q, \end{aligned}\right| \qquad (54)$$

где L и d — в $см$; Q — в $см^3/сек$; ν — в $сст$ ($мм^2/сек$);
p — в $кГ/см^2$; γ — в $г/см^3$.

Путем введения коэффициента $\lambda = \frac{64\nu}{ud}$ и соответствующих преобразований выражение (51) можно привести к виду

$$\Delta p = \frac{64}{\left(\frac{ud}{\nu}\right)}\gamma\frac{L}{d}\cdot\frac{u^2}{2g} = \lambda\frac{L}{d}\cdot\frac{u^2}{2g}\gamma = \lambda\frac{L}{d}\cdot\frac{\gamma}{2g}\cdot\frac{Q^2}{f^2} \qquad (55)$$

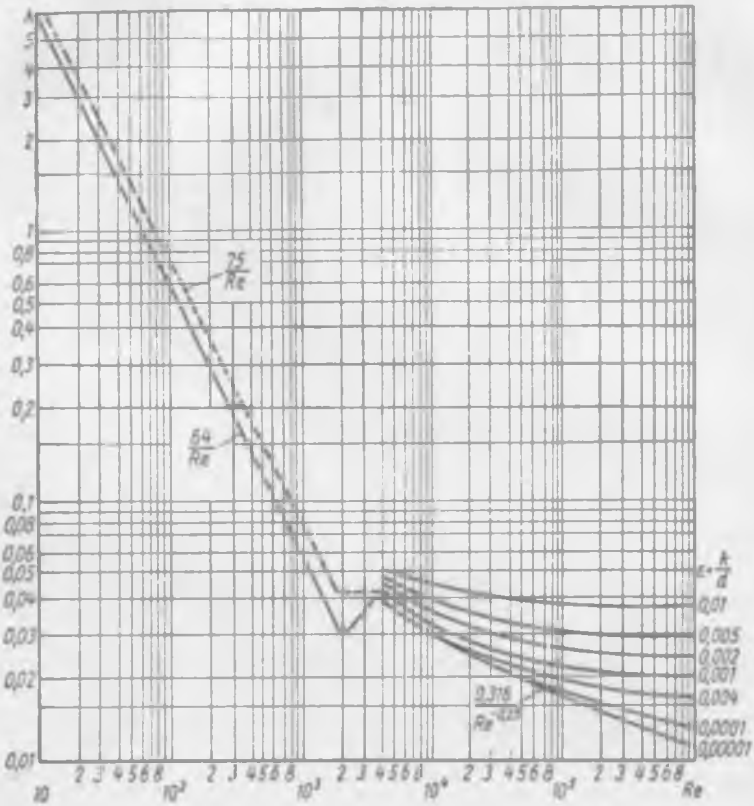


Рис. 28. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления λ цилиндрической трубы от числа Рейнольдса (ε — относительная шероховатость трубы)

или

$$H = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{Q^2}{2gf^2}, \qquad (56)$$

где H и Δp — потеря напора (давления) соответственно в единицах столба (H) жидкости и удельного давления Δp;

λ — коэффициент сопротивления трения.

Расчетное значение этого коэффициента для ламинарного течения ($Re < 2300$; рис. 28) равно в соответствии с выражениями (51) и (55)

$$\lambda = \frac{64\nu}{ud} = \frac{64}{Re}. \qquad (57)$$

С учетом дополнительных сопротивлений, вызываемых в основном сужением и прочими искажениями сечения труб, а также

охлаждением наружных слоев жидкости, соприкасающихся со стенками трубы, значение λ при практических расчетах труб следует принимать для ламинарного режима (см. пунктирную кривую)

$$\lambda = \frac{75}{\mathrm{Re}}.$$

В соответствии с приведенными выражениями (55) и (56) потери напора H и давления Δp связаны для несжимаемой жидкости соотношением

$$H = \frac{\Delta p}{\gamma}.$$

При расчетах гидравлических систем с низким давлением и особенно потоков жидкости со свободной поверхностью обычно пользуются выражением напора H. В настоящем же пособии рассматриваются в основном системы высокого давления, для которых сопротивления (потери напора) обычно не выражаются в виде разности уровней, ввиду чего впредь будем пользоваться выражением (55) давления и применять при вычислении потерь напора (энергии) размерности удельного давления.

Приведенные выражения справедливы для отрезков труб такой длины, потери на входе которых являются по сравнению с потерями по их длине пренебрежимо малыми (см. стр. 81). К подобным отрезкам труб относится подавляющее большинство таких трубопроводов, которые в практике относят к «коротким».

Для очень коротких труб, потери на входе которых не являются по сравнению с потерями по длине пренебрежимо малыми, пользуются выражением

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{L}{d} + \zeta_{вх}\right) \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{u^2}{2}, \qquad (58)$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления входа в трубу; для коротких отрезков круглых труб можно принимать $\zeta_{вх} = 0{,}5 \div 1{,}0$.

Турбулентный режим течения. Потеря напора при турбулентном режиме течения жидкости рассчитывается по выражению (55), причем коэффициент сопротивления λ для так называемой гидравлической гладкой трубы вычисляется для условий $2300 < \mathrm{Re} < 8000$ по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}. \qquad (59)$$

Гидравлически гладкой трубой принято считать такую трубу, в которой выступы (шероховатости) скрыты в толще ламинарного граничного слоя жидкости у стенок.

Ввиду того, что с увеличением числа Рейнольдса толщина ламинарного пограничного слоя уменьшается, выступы шероховатостей трубы могут оголиться, в результате труба перестанет

быть гидравлически гладкой. В соответствии с этим на величину коэффициента λ при турбулентном потоке может оказывать в этом случае влияние величина шероховатости поверхности стенок трубопровода.

Для значения $Re < 100\,000$ толщина этого пограничного слоя в трубе круглого сечения может быть определена по следующей эмпирической зависимости:

$$c = 62{,}8d\,Re^{-0{,}875},$$

где d — внутренний диаметр трубы.

Принято считать трубу гладкой, относительная шероховатость внутренней поверхности которой, равная отношению средней высоты выступов (величина абсолютной шероховатости) k к внутреннему диаметру трубы d, составляет

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \leqslant 17{,}85\,Re^{-0{,}875}.$$

Ниже приведены величины Re, при которых трубы перестают быть гидравлически гладкими:

ε	0,01	0,005	0,002	0,001	0,0005
$10^{-3}\,Re$	5,2	11,5	32,75	72,3	160

Практически можно считать, что абсолютная шероховатость k цельнотянутых труб из меди, латуни, алюминия и свинца равна 0,01—0,015 *мм*, стальных цельнотянутых труб 0,04—0,08 *мм*, новых чугунных труб 0,2—0,3 *мм*. Следовательно, цельнотянутые трубы из стали, латуни и меди можно принимать гидравлически гладкими на всем диапазоне чисел Рейнольдса, встречающихся в рассматриваемых гидросистемах.

При числах Рейнольдса ~ 80 тыс. и выше коэффициент сопротивления λ становится независимым от числа Рейнольдса и является функцией лишь относительной шероховатости, в связи с чем потеря напора будет пропорциональной квадрату скорости потока жидкости (см. рис. 28). В частности для применяемых в гидравлических системах машин цельнотянутых стальных труб диаметром $d > 6$ *мм* коэффициент сопротивления при $2300 < Re < 80\,000$ можно принять равным в среднем $\lambda = 0{,}025$.

При этом допущении формула (55) для расчета гидравлических потерь в прямом отрезке такой трубы примет вид

$$\Delta p = 0{,}025\gamma\frac{L}{d}\cdot\frac{u^2}{2g}.$$

Для стальных труб диаметром 4 *мм* расчетное значение $\lambda = 0{,}03$; для труб диаметром 2 *мм* $\lambda = 0{,}04$.

При течении жидкости в изогнутых коленах (закруглениях труб) возникают дополнительные потери, обусловленные при ламинарном потоке нарушением параболического характера ско-

ростного поля, и в общем случае — потери, обусловленные изменением направления (поворотом) движущейся жидкости. Однако при ламинарном потоке коэффициент сопротивления для трубы с углом изгиба $\alpha \geqslant 90°$ и при отношении среднего радиуса R изогнутого участка трубы к внешнему диаметр D сечения трубы $R/D \geqslant 4$ практически равен коэффициенту сопротивления в прямолинейной трубе [см. формулу (55)]. Лишь для труб с изгибом, выполненным под углом $\alpha < 90°$, с отношением $\frac{R}{D} < 4$, коэффициент сопротивления составляет $\lambda = \frac{80}{\mathrm{Re}}$.

Влияние неустановившегося движения. При более точных расчетах трубопроводов следует учитывать неустановившееся движение (пульсации потока) жидкости, которое может возникнуть в результате регулирования режима работы и прочих причин.

Исследования показывают, что расчет сопротивления для этого случая по общим формулам для установившегося движения вносит значительную погрешность, которая для труб большого диаметра может достигать значений 30%. Поправочные коэффициенты для расчетных формул устанавливаются экспериментально, однако для приближенной оценки часто применяют вместо кинематического коэффициента вязкости коэффициент вихревой вязкости $\nu_в$:

$$\nu_в = 0{,}012\ \mathrm{Re}\ \nu \sqrt{\lambda}, \qquad (60)$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления трения для установившегося потока.

При работе трубопровода в условиях вибрации сопротивление его может также значительно (до 100%) возрасти.

Гибкие металлические рукава. Потеря напора при течении жидкости в гибких гофрированных металлических рукавах зависит от относительной шероховатости (волнистости) внутренней поверхности рукава, выражаемой отношением h/d, где h — средняя высота гофра по внутреннему сечению и d — внутренний диаметр рукава (по внутренним вершинам гофра). Кроме того, гидравлическое сопротивление такого рукава зависит от значения параметра $m = zd$, где z — число витков (гофр) на единицу длины (рис. 29, *а*).

Зависимость потерь давления (коэффициента сопротивления) по длине рукавов от числа Рейнольдса имеет явно выраженные участки ламинарного и турбулентного режимов течения жидкости. На участке перехода от ламинарного к турбулентному режиму наблюдается значительный разброс экспериментальных точек (рис. 29, *б*), поэтому эксплуатировать рукава в этом диапазоне чисел Рейнольдса не рекомендуется.

Для чисел Рейнольдса $\mathrm{Re} = 1800$ и выше значение коэффициента λ в формуле (55) можно определить для рукавов с винтовой

навивкой гофра по экспериментальному графику, приведенному на рис. 29, *а*, на котором представлены осредненные значения экспериментальных данных, соответствующих уравнению

$$\frac{\lambda}{zd} = 0{,}4\left(\frac{h}{d}\right)^{1{,}6}. \qquad (61)$$

Для шага гофров $1\ мм < t < 5\ мм$ и режимов течения, соответствующих квадратичной зоне ($Re > 1800$), коэффициент сопро-

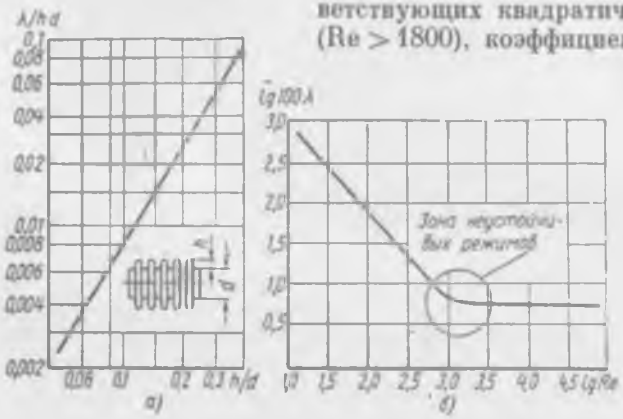


Рис. 29. Зависимость коэффициента сопротивления гибкого металлического рукава от относительной шероховатости

тивления может быть вычислен по формуле

$$\lambda = 0{,}4t^{0{,}1}\left(\frac{h}{d}\right)^{1{,}6},$$

где t — шаг гофров в *мм*;

$\frac{h}{d}$ — относительная волнистость.

Для приближенных расчетов потерь напора в рукавах при турбулентном режиме течения ($Re \geqslant 1800$) можно также пользоваться уравнением (55), при этом коэффициент λ для данного случая вычисляется по выражению

$$\lambda = 0{,}6\,Re^{-0{,}25}. \qquad (62)$$

Для ламинарного режима течения $\lambda = \frac{75}{Re}$.

Потери напора в рукавах с кольцевым гофром выше на 20—25%, чем в рукавах с винтовой навивкой гофра, что объясняется в последнем случае более благоприятными условиями обтекания жидкостью гофров, обусловленными наклонным расположением их по отношению к потоку.

ВЛИЯНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ ПЕРЕНОСНОГО ДВИЖЕНИЯ

Для многих гидросистем, и в частности для гидросистем летательных аппаратов, характерным являются случаи, когда трубопровод, по которому движется жидкость, перемещается в пространстве с тем или иным ускорением. Очевидно, на жидкость в этом случае дополнительно будет действовать сила инерции переносного движения, которая может достигать больших значений. Так, например, инерционный напор (перепад давления) в трубе длиной 3 *м* и возможной перегрузкой (ускорении) 20 *g* может составлять около 5 *кГ/см²*.

В зависимости от направления действия указанной силы инерции (в зависимости от знака ускорения) и направления течения жидкости в трубе сила инерции переносного движения жидкости будет способствовать или препятствовать ее течению и при известных условиях может нарушить режим питания насоса или расстроить регулировку приборов гидроавтоматики.



Рис. 30. Расчетные схемы влияния сил инерции переносного движения

Допустим, что трубопровод с движущейся в нем жидкостью перемещается в пространстве прямолинейно с постоянным ускорением (или замедлением) j (рис. 30, *а*), причем направление переносного движения (ускорения) совпадает с осью трубы. Сила инерции w жидкости, заключенной в трубе длиной l, вычислится по выражению

$$w = mj = \frac{G}{g} j = \frac{lf\gamma}{g} j,$$

где m и G — масса и вес рассматриваемого столба жидкости;
j — ускорение трубопровода в переносном движении;
f — площадь сечения трубопровода;
γ — объемный вес жидкости;
g — ускорение силы тяжести.

Давление p_i в сечении $a - a$, создаваемое этой силой:

$$p_i = \frac{w}{f} = \frac{\gamma l}{g} l \qquad (63)$$

или инерционный напор в единицах столба жидкости

$$h_i = \frac{p_i}{\gamma} = \frac{\gamma l i}{\gamma g} = \frac{i}{h} l.$$

В авиационной практике при рассмотрении действия инерционной силы обычно используют понятие перегрузки n, представляющей собой рассматриваемую силу, отнесенную к единице массы, которое при движении (полете самолета) по прямой выражается

$$n = \frac{j}{g}.$$

В соответствии с этим можем написать

$$p_i = n\gamma l \text{ и } h_i = nl. \tag{64}$$

Если направление ускорения j совпадает с направлением течения жидкости в трубопроводе (рис. 30, *а*), то действие силы инерции будет аналогично сопротивлению трубопровода (будет препятствовать течению жидкости). Инерционный напор в этом случае будет уменьшать давление в сечении $a - a$ в сравнении с давлением в сечении $b - b$. При противоположном направлении ускорения инерционный напор будет увеличивать давление в сечении $a - a$, т. е. будет оказывать действие, противоположное гидравлическим потерям.

При расположении трубопровода под углом (рис. 30, *б*) к направлению ускорения (или в случае криволинейного трубопровода, произвольно расположенного в пространстве) в выражение (64) подставляется вместо l проекция l_a трубопровода между сечениями $a - a$ и $b - b$ на направление переносного движения:

$$p_i = n\gamma l_a. \tag{65}$$

Поскольку работа силы инерции при перемещении жидкости из первого сечения во второе определяется лишь разностью координат, отсчитываемых в направлении ускорения, и не зависит от формы пути, выражение (65) будет справедливо для трубопровода любой формы.

Действие на жидкость сил инерции, обусловленных ускорением или замедлением машин в переходных процессах движения, необходимо учитывать также при расчете и конструировании баков. При прямолинейном движении бака (рис. 30, *в*) с жидкостью с постоянным ускорением j поверхность уровня жидкости (свободная поверхность) представляет собой плоскость, перпендикулярную к равнодействующей массовой силе F. Последняя является геометрической суммой силы инерции $w = jm$, направленной в сторону, обратную ускорению, и веса $G = mg$ жидкости:

$$F = \sqrt{G^2 + w^2} = m\sqrt{g^2 + j^2}. \tag{66}$$

Эта равнодействующая сила будет направлена к вертикали под углом α, определяемым из выражения

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{j}{G}.$$

Нетрудно видеть, что при больших перегрузках и малом количестве жидкости в баке может оголиться заборный (всасывающий) канал питания насоса.

Вращение трубопровода и сосуда с жидкостью. В авиационной практике имеют место случаи, когда самолет движется вокруг некоторой оси (вход в пикирование и выход из него, вираж и пр.). В это время на жидкость, движущуюся в трубопроводе, будет

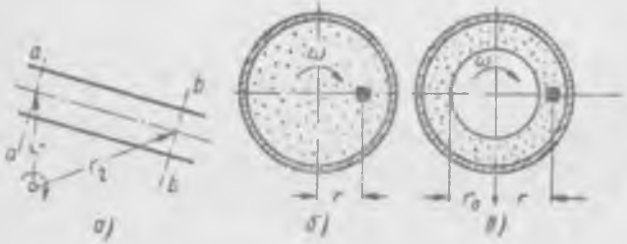


Рис. 31. Расчетные схемы трубопровода (сосуда) с жидкостью, находящегося во вращательном движении

дополнительно действовать сила инерции вращательного движения (центростремительного ускорения), являющаяся функцией угловой скорости ω относительного поворота самолета и радиуса r поворота. При вращении трубопровода вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью сила инерции центростремительного ускорения, отнесенная к единице веса жидкости,

$$\frac{\omega^2}{g} r.$$

Соответствующая этой силе работа при перемещении рассматриваемой частицы жидкости вдоль радиуса на расстоянии dr от оси равна

$$\frac{\omega^2}{g} r dr,$$

Работу, совершаемую при перемещении с радиуса r_1 на радиус r_2 (рис. 31, *а*), находим интегрированием последнего выражения в пределах от r_1 до r_2.

В результате интегрирования получим выражение инерционного напора

$$h_i = -\frac{\omega^2}{g}\int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{\omega^2}{2g}(r_1^2 - r_2^2)$$

или

$$\Delta p = \frac{\gamma\omega^2}{2g}(r_1^2 - r_2^2). \qquad (67)$$

Направление действия инерционного напора (знак перед расчетным выражением) определяется тем же способом, что и в предыдущем случае. При $r_2 > r_1$ напор h_i будет способствовать движению жидкости и при $r_2 < r_1$ — препятствовать.

Распространены также случаи вращения сосуда, заполненного жидкостью вокруг своей оси. При условии, что жидкость будет вращаться с той же угловой скоростью ω, что и сосуд, каждая ее частица, находящаяся на расстоянии r от центра вращения (рис. 31, *б*), подвержена действию центростремительного ускорения, равного

$$a = r\omega^2.$$

Давление p, развиваемое на радиусе r, вычисляется по выражению

$$p = \frac{\gamma r^2\omega^2}{2g}, \qquad (68)$$

где ω — угловая скорость вращения сосуда (жидкости). Обычно жидкость заполняет не цилиндр, а кольцевое пространство (рис. 31, *в*) (центрифуга центробежного очистителя, шестеренный насос и пр.). Давление в любой точке вращающейся кольцевой массы жидкости (точечная штриховка на рис. 31, *в*), расположенной, начиная с радиуса r_0, будет

$$p = \frac{\gamma\omega^2(r^2 - r_0^2)}{2g}. \qquad (69)$$

Указанные силы действуют во всех агрегатах, в которых жидкость совершает вращательное движение, а именно: центрифугах центробежных очистителей жидкости, в шестеренных и пластинчатых насосах и в других гидроагрегатах. Действие этого давления в шестеренных и пластинчатых насосах оказывает сопротивление заполнению их жидкостью.

МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Местными гидравлическими потерями называется удельная энергия жидкости, идущая на преодоление сопротивлений при течении ее через гидроагрегаты и арматуру. Эти потери вызываются в основном деформацией потока и изменениями его скорости и направления течения, сопровождающимися закручиванием потока, образованием вихрей и пр.

Величины местных сопротивлений могут достигать больших значений. Так, например, потери напора в арматуре и изгибах трубопроводов могут в несколько раз быть выше, чем в прямых участках трубопровода; изгиб трубы под углом 90° с внутренним радиусом изгиба, равным диаметру трубы, оказывает сопротивле-

ние, примерно равное сопротивлению прямой трубы длиной 40 диаметров.

Потери напора в местных сопротивлениях выражаются в долях скоростного напора и подсчитываются по выражениям

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \zeta \frac{u^2 \gamma}{2g}; \quad H = \zeta \frac{u^2}{2g}, \tag{70}$$

где Δp и H — потери напора соответственно в единицах удельного давления и высота столба жидкости;

$\frac{u^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия (скоростной напор) потока;

u — средняя по сечению потока скорость жидкости;

ζ — коэффициент местного сопротивления, учитывающий все потери напора, в том числе обусловленные трением, ускорениями, завихрениями и пр.

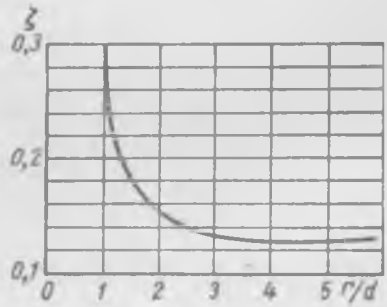


Рис. 32. Зависимость коэффициента местного сопротивления закругленной трубы под углом 90° от относительного радиуса изгиба r/d.

Коэффициент ζ относится к условному проходу местного сопротивления (обычно к площади присоединительного канала) и показывает какая часть скоростного напора $\frac{u^2}{2g}$ расходуется на преодоление данного местного сопротивления. Поскольку при движении жидкости через гидроагрегаты происходит интенсивная турбулизация потока, обусловленная чередующимися местными сопротивлениями, связанными короткими каналами, значение критического числа Рейнольдса в большинстве случаев здесь не может быть применено, ввиду чего им обычно пренебрегают, принимая приближенно величину его для данного местного сопротивления постоянной. Это позволяет считать потерю напора от местного сопротивления пропорциональной квадрату средней скорости жидкости на входе в рассматриваемое сопротивление.

Средние значения коэффициента ζ для наиболее часто применяемых в гидросистемах местных сопротивлений приведены ниже:

а) для распределительных золотников в зависимости от характера движения и количества поворотов потока жидкости	2—4
б) для распределительных и обратных (запорных) клапанов (без учета усилия пружины)	2—3
в) для самозапирающихся соединений (муфт)	1—1,5
г) для штуцеров, присоединяющих трубы к агрегатам, и переходников, соединяющих отрезки труб	0,1—0,15
д) для угольников с поворотом под прямым углом	1,5—2

Коэффициенты для плавных колен (отводов) трубопроводов под углом 90° с относительным радиусом изгиба $\frac{r}{d}$, где r — радиус изгиба и d — внутренний диаметр трубы приведены на рис. 32, и прямоугольных тройников с разделением потоков, а также угольников с поворотом под различными углами и проходных угольников — на рис. 33.

Потери в золотниковых распределителях. Одним из наиболее распространенных видов местных сопротивлений являются золотниковые распределители. Данные исследований показывают, что вследствие возмущающего действия поворотов, а также сужений и расширений критическим числом для золотниковых распределителей является значение Re = 100 ÷ 250, а следовательно, поток

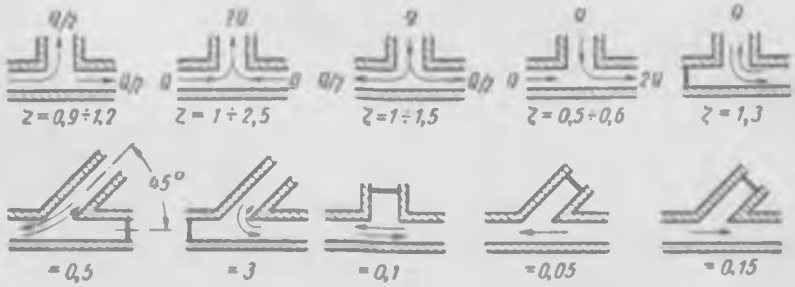


Рис. 33. Коэффициенты местных сопротивлений

жидкости в распределителях является преимущественно турбулентным. В соответствии с этим можно считать, что гидравлические характеристики (потери напора Δp) распределителей весьма близки к параболе и могут быть определены зависимостью

$$\Delta p = \zeta \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{Q^2}{s^2},$$

где Q — расход жидкости;
s — площадь проходного сечения;
γ — объемный вес жидкости;
g — ускорение силы тяжести;
ζ — коэффициент сопротивления.

Значение ζ для золотниковых распределителей обычно колеблется в пределах $\zeta = 3 \div 5$.

Потери напора в золотниковом распределителе зависят также от вязкости жидкости. Эта зависимость может быть достаточно точно выражена эмпирическим выражением

$$\Delta p = \frac{1}{40} \nu \frac{u^2}{2g},$$

где ν — вязкость жидкости в *сст*;
u — скорость потока жидкости в *м/сек*;
g — ускорение силы тяжести в *м/сек²*.

Приведенные данные можно применять лишь для приближенных расчетов гидросистемы. Для точных расчетов требуются дополнительные данные испытания (проливки) конкретных местных сопротивлений в реальных условиях их работы.

Вход в трубу. Практический интерес представляет местное сопротивление, оказываемое при входе жидкости в трубу из большего объема, в качестве которого здесь служит жидкостный бак, силовой цилиндр, пневмогидравлический аккумулятор, фильтр и др. Под большим объемом понимается объем с площадью сечения в плоскости, перпендикулярной к оси отверстий (трубы) $\geqslant F \approx 100\, f$, где f — площадь сечения отверстия. Расчет потерь для этого случая ведется по формуле (70), причем под u понимается средняя скорость жидкости в трубе.

Коэффициент ζ при острых кромках входного отверстия (рис. 34, *а*) можно принять равным 0,5. При входных кромках

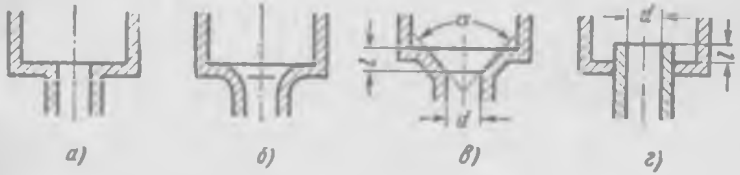


Рис. 34. Схемы ввода жидкости в трубу

отверстия, закругленных по дуге круга (рис. 34, *б*), величина коэффициента ζ уменьшается, достигая при отношении $r/D = 0{,}1 \div 0{,}2$, где r — радиус закругления входной кромки и D — диаметр отверстия, значения 0,05—0,03. При заделке трубы в плоскую стенку коэффициент повышается до 0,5.

Уменьшить коэффициент сопротивления на входе жидкости из большого объема в трубу можно также выполнением на входе в нее фасок (рис. 34, *в*), причем значение коэффициента зависит от величины угла α конуса и относительной длины $\frac{l}{d}$ конуса, где l и d — параметры конуса. Для практического применения может быть рекомендован конус с относительной длиной $\frac{l}{d} = 0{,}2 \div 0{,}3$ и с углом $\alpha = 40 \div 60°$. Величина коэффициента сопротивления в этом случае составляет 0,1—0,15.

Если труба диаметром d заделана в резервуар так, что ее конец входит в резервуар и находится на некотором расстоянии l от его стенки (дна), на величину коэффициента сопротивления будет, помимо прочего, влиять относительное расстояние $\frac{l}{d}$ среза трубы от стенки (рис. 34, *г*); величина коэффициента для этого случая может быть принята равной $\zeta = 1$.

Внезапное сужение трубопровода. В случае, если вход жидкости в трубу происходит из трубы большего сечения, имеют место условия течения жидкости с внезапным сужением трубопровода (рис. 35).

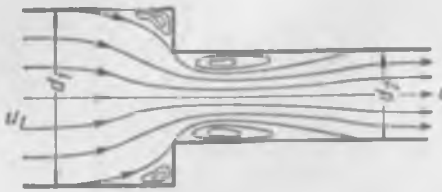


Рис. 35. Расчетная схема внезапного сужения трубопровода

Величина потерь напора для этого случая с внезапным сужением может быть выражена общим уравнением

$$H = \zeta \frac{u^2}{2g}, \qquad (71)$$

где u — скорость жидкости в трубе меньшего диаметра.

Коэффициент сопротивления ζ для этого случая зависит от отношения диаметров d_2 и d_1 труб малого и большого сечений (влиянием числа Re пренебрегаем).

Для практических расчетов можно пользоваться данными, приведенными ниже:

$\frac{d_1}{d_2}$	4	3.5	3	2,5	2,0	1,5	1,25	1,1	1,0
ζ	0,45	0,43	0,42	0,4	0,37	0.28	0,19	0,1	0

В общем случае коэффициент сопротивления при внезапном сужении трубопровода рассчитывается по выражению (в расчетах принимается скорость жидкости в трубе малого сечения)

$$\zeta = 0{,}5\left(1 - \frac{f}{F}\right),$$

где F и f — площадь сечений трубопровода соответственно до сужения и в месте сужения.

Для уменьшения вихреобразований и связанных с ним потерь напора, имеющих место при внезапных сужениях, переходную кромку закругляют или выполняют на ней фаску. Максимальный эффект достигается при постепенном (коническом) сужении с плавным сопряжением конического и цилиндрического участков. Для этого может быть рекомендован конус с углом $\alpha = 40 \div 60°$. Величина коэффициента ζ в этом случае может быть взята равной 0,1—0,15.

Внезапное расширение трубопровода. Условия, соответствующие внезапному расширению трубы, имеют место при вводе жидкости из трубы в баки, силовые цилиндры, пневмогидравлические аккумуляторы, фильтры и прочие емкости.

Величина потери напора для случая внезапного расширения

трубы равна скоростному напору потерянной скорости (теорема Борда-Карно):

$$H = \frac{(u_2 - u_1)^2}{2g}, \tag{72}$$

где u_2 и u_1 — скорости в трубах малого и большого сечений.

При истечении в трубу (резервуар и прочее) с большим поперечным сечением величина u_1 практически равна нулю в соответствии с чем потеря напора составит

$$H = \frac{u_2^2}{2g}. \tag{73}$$

Сложение потерь. Общая потеря напора в магистрали равна сумме потерь в отдельных ее компонентах. Однако простое суммирование потерь допустимо лишь в том случае, если расстояние между местными сопротивлениями будет больше участка, необходимого для стабилизации потока после прохождения им каждого местного сопротивления. Так, например, жидкость, поступающая из трубы с турбулентным течением в трубу с ламинарным течением, должна протечь некоторый участок трубопровода, прежде чем установится профиль скоростей, соответствующий ламинарному течению. Этот участок называется входным (начальным). При нарушении ламинарного течения каким-либо местным сопротивлением течение стабилизируется также после прохождения жидкостью какого-то пути. Например, нарушение потока, возникающее в отводах, сохраняется на расстоянии около 50 диаметров трубы. Длина l_{cm} участка стабилизации может быть подсчитана по выражению

$$l_{cm} = 0{,}69\,\mathrm{Re}^{0{,}25} d,$$

где d — внутренний диаметр трубы.

При тщательном закруглении входных кромок трубы длина начального участка, на котором заканчивается формирование ламинарного потока, уменьшается до $\sim 0{,}029\ \mathrm{Re}d$.

Местные сопротивления стремятся по возможности разделить прямолинейными участками и расположить их друг от друга на расстоянии $l \leqslant (10 + 20)\, d$. При необеспечении этого условия поток не успевает стабилизироваться и расчет потерь на местных сопротивлениях усложняется.

Поскольку местные сопротивления магистралей гидравлических систем машин устанавливаются на произвольных расстояниях, потери в них можно учесть лишь приближенно. Трудно также учесть взаимное влияние друг на друга местных сопротивлений, обусловленное малыми расстояниями между ними. Поэтому при практических расчетах трубопроводов потерями на входе и взаимным влиянием местных сопротивлений ввиду их относительно небольшой величины в сравнении с общими потерями обычно пренебрегают.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЕ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ

Особенностью истечения жидкости через отверстия или щели в тонкой стенке (диафрагме) (рис. 36, *а* — *г*) является то, что запас потенциальной энергии жидкости в процессе истечения превращается в основном в кинетическую энергию струи. Этот вид истечения является одним из наиболее распространенных в гидроаппаратуре.

Под тонкой понимается такая стенка, при которой вытекающая струя соприкасается лишь с кромкой отверстия, обращенной внутрь сосуда, и не касается боковой поверхности отверстия (соответствует полному сжатию струи). Опыт показывает, что длина участка, на котором происходит сжатие струи, может быть при определенных условиях равна 0,5 диаметра отверстия, а следовательно, для того чтобы предотвратить касание струи с поверх-

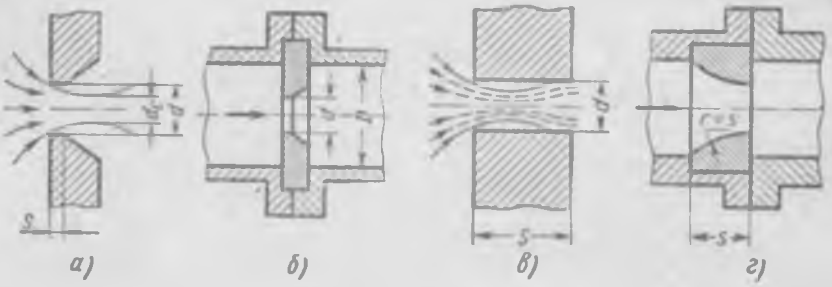


Рис. 36. Виды дроссельных отверстий (шайб)

ностью отверстия, толщина s стенки должна быть не больше диаметра d отверстия.

Длину отверстия s можно уменьшить, сохраняя при этом прочность стенки, до любой малой величины путем выполнения кромки по схеме, показанной на рис. 36, *а*.

Известно, что перепад давлений Δp и расход Q жидкости через такое отверстие связаны уравнением

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta p g}{\gamma}}, \qquad (74)$$

где f — сечение отверстия;

γ и g — объемный вес жидкости и ускорение силы тяжести;

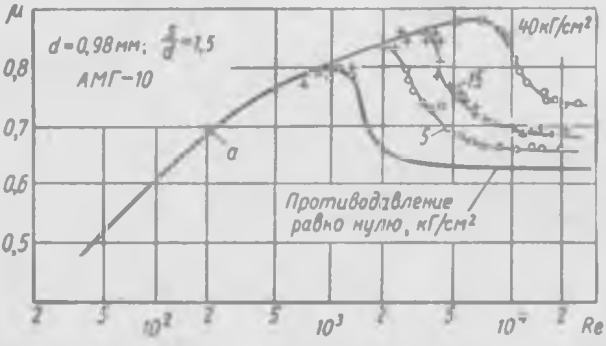
μ — коэффициент расхода.

Коэффициент расхода равен произведению $\mu = \varphi\varepsilon$, где φ — коэффициент скорости и ε — коэффициент сжатия струи по выходе ее из отверстия.

Коэффициент скорости φ равен отношению $\varphi = \frac{u}{u_m}$, где $u_m = \sqrt{2gH}$ — теоретическая скорость истечения идеальной жид-

кости при напоре H и $u < u_m$ — фактическая скорость реальной (вязкой) жидкости с учетом торможения скорости слоев у кромки отверстия.

Коэффициент сжатия ε определяется отношением $\varepsilon = \frac{f_c}{f}$, где f — сечение отверстия и $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4} < f$ — сечение струи в сжатом ее месте. Это сжатие сечения струи обусловлено тем, что частицы жидкости движутся по криволинейным траекториям к отверстию со всех сторон, вследствие чего струя при истечении из отверстия отрывается от стенки у входной кромки и на некотором расстоянии от него сжимается, в результате площадь



Рвс. 37. Коэффициент расхода через круглое отверстие в тонкой диафрагме

сечения струи в узком ее сечении будет меньше площади сечения отверстия.

Для случаев истечения маловязких жидкостей при $\mathrm{Re} > 50$ из круглого отверстия в стенке (боковые стенки резервуара не влияют на направление потока жидкости) к отверстию коэффициент сжатия струи можно принять (для приближенных расчетов) постоянным и равным

$$\varepsilon = 0{,}64.$$

Коэффициент расхода μ для конкретного типа отверстия и числа Рейнольдса определяется экспериментально путем проливок. Значение его вычисляется по выражению

$$\mu = \frac{Q}{Q_m},$$

где Q — измеренный расход жидкости через отверстие;

Q_m — теоретический расход, вычисленный по выражению

$$Q_m = f\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}}. \qquad (75)$$

На рис. 37 показана экспериментальная кривая a зависимости коэффициента μ от числа Re для маловязкого масла АМГ-10.

На рис. 37 видно, что коэффициент расхода сначала повышается почти пропорционально увеличению Re, что обусловлено повышением при этом коэффициента φ, значение которого для маловязкой жидкости типа воды может повыситься до 0,97.

По достижении некоторого максимального для данной жидкости значения коэффициент μ понижается и при некоторой величине Re практически стабилизируется ($\mu \approx 0{,}62 \div 0{,}64$).

Эта стабилизация обусловлена тем, что при истечении жидкостей небольших вязкостей, которое происходит при достаточно высоких числах Re, имеет место значительное сжатие струи и весьма небольшое гидравлическое сопротивление, ввиду чего величина коэффициента μ в этом случае определяется в основном сжатием струи, которое при некотором значении Re практически стабильно.

При малых значениях Re влияние вязкости настолько велико и торможение у кромки столь значительно, что струя почти не сжимается ($\varepsilon = 1$), а следовательно, $\varphi \approx \mu$. Расход жидкости в этой зоне пропорционален напору в первой степени, а следовательно, коэффициент расхода практически пропорционален числу Re. Ввиду того, что эта зона характерна нестабильным значением коэффициента μ, ее следует по возможности избегать.

Поскольку коэффициент μ по достижении некоторой величины Re фактически стабилизируется, расход жидкости при числах Re, превышающих это значение, практически не зависит от вязкости жидкости. Благодаря этому представляется возможным создать дроссели, обеспечивающие постоянный расход в широком температурном диапазоне (см. стр. 398).

Однако коэффициент расхода μ зависит от формы входных кромок и от полноты сжатия струи. При выполнении на входных кромках фасок или закруглений относительной глубины $h/d = 0{,}2 \div 0{,}4$ коэффициент расхода повышается до 0,82. При закруглении входных кромок радиусом $r \approx d$ и $50 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^4$ сжатие струи устраняется и отверстие полностью заполняется жидкостью, ввиду чего коэффициент расхода повышается до 0,95—0,96.

Острые кромки отверстия обычно быстро разрушаются (затупляются) в результате кавитационной эрозии, что сопровождается изменением коэффициента расхода. Для снижения этого разрушения дроссельные шайбы изготовляют из металлов, стойких к окислению.

Коэффициент расхода при неполном сжатии струи. В машиностроении широко применяются дроссельные диафрагмы, в которых на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок. Эти стенки частично направляют струю жидкости при подходе к отверстию, вследствие чего по выходе из отверстия она сжимается в меньшей степени, чем при истечении из резервуара неограниченных размеров. В результате этого коэффи-

циент сжатия, а следовательно, и коэффициент расхода повышаются.

При истечении маловязких жидкостей через круглое отверстие, расположенное в центре диафрагмы, коэффициент сжатия ε_1 при неполном сжатии струи вычисляют по эмпирическому выражению

$$\varepsilon_1 = \varepsilon + 0{,}37\left(\frac{d}{D}\right)^4, \qquad (76)$$

где d и D — диаметры отверстия и поперечного сечения трубопровода;

ε — коэффициент сжатия при полном (совершенном) сжатии (можно принимать для реальных условий $\varepsilon = 0{,}64$).

Расход жидкости через диафрагмы в трубе расходомерного устройства вычисляют по выражению

$$Q = f\mu\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]}}, \qquad (77)$$

где D и d — диаметры сечения трубы и дроссельного отверстия в диафрагме;

Δp и ρ — перепад давления жидкости и ее плотность.

Ниже приведены практические данные по коэффициентам сжатия ε и расходу μ для случая установки дроссельной шайбы в трубе (см. рис. 36, *б*) при различных значениях отношения $\frac{d}{D}$ (где d и D — диаметры отверстия и трубы).

$\frac{d}{D}$	0,25—0,40	0,7	0,8	0,9	$\frac{d}{D}$	0,3	0,5	0,71
ε	0,64	0,68	0,73	0,82	μ при $Re = 2000$	0,64	0,67	0,71
					μ при $Re = 10\,000 \div 20\,000$	0,62	0,64	0,66

Истечение в среду с противодавлением. Величина коэффициента расхода через отверстие в диафрагме фактически не зависит от того, происходит ли истечение из отверстия в атмосферу (незатопленное отверстие) или в пространство, заполненное жидкостью (затопленное отверстие) под атмосферным давлением. Однако при истечении в среду с противодавлением коэффициент расхода μ выше, чем при истечении в среду с атмосферным давлением.

На рис. 37 представлены результаты опытов по истечению жидкости АМГ-10 с вязкостью при $t = 30°$ С, равной $\nu =$

$= 0{,}15$ *см²/сек*, через дроссельную шайбу с диаметром отверстия $d = 0{,}98$ *мм* и относительной длиной канала $\frac{s}{d} = 1{,}5$, где s — длина канала (толщина шайбы), под уровень жидкости при противодавлениях $p_{пр} = 5$; 15 и 40 *кГ/см²* и без противодавления (кривая *а*); требуемый диапазон чисел Рейнольдса был получен путем подбора перепада давлений на дроссельной шайбе, величина которого изменялась от 0,1 до 200 *кГ/см²*.

Из приведенного графика следует, что повышение противодавления среды, в которую происходит истечение, сопровождается повышением коэффициента μ при том же перепаде давления на дроссельной шайбе. Наблюдавшееся в этих условиях повышение коэффициента μ является, по-видимому, следствием утолщения (раздавливания) под действием противодавления струи при проходе ею входных кромок отверстия и соответственно — повышения коэффициента сжатия ε; при известной величине противодавления струя утолщается настолько, что она будет касаться не только входных, но и выходных кромок отверстия ($\varepsilon = 1$), в результате чего отверстие приобретает свойства цилиндрического насадка (см. стр. 89).

При отверстиях с очень малой относительной длиной $\frac{l}{d} = 0{,}2$ подобный эффект при испытанных противодавлениях не наблюдался и коэффициент расхода при всех испытанных противодавлениях (до 40 *кГ/см²*) сохранялся таким же, как и при истечении в среду с нулевым давлением.

Рассмотренная зависимость должна быть учтена при расчете дросселей, состоящих из пакета дроссельных шайб междроссельные камеры которых находятся под давлением.

ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Насадками называют короткие отрезки трубы с различной формой живого сечения и постоянными или меняющимися размерами сечения по длине. Насадки применяются в гидравлических системах, когда требуется сформировать по заданному закону поток (струю) вытекающей из него жидкости или обеспечить требуемые энергетические характеристики. Насадки имеют практический стабильный коэффициент расхода, поэтому они широко применяются в качестве измерителей расхода, вытесняя из измерительной техники диафрагмы, кромки отверстий которых быстро притупляются вследствие износа абразивными частицами и коррозии, что, в свою очередь, сопровождается изменением коэффициента расхода.

Распространенными являются цилиндрические насадки, выходящие из резервуара наружу (насадок Вентури) (рис. 38, *а*) и входящие внутрь резервуара (насадок Борда) (рис. 38, *б*).

При истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок (короткая труба длиной s, равной нескольким диаметрам d ее отверстия [$s \geqslant (3 + 4)\, d$] без закругления входной кромки) или через отверстие, выполненное в стенке корпуса гидроагрегата соответствующей толщины, расход жидкости при этом же диаметре больше примерно на 30%, чем при истечении через отверстие в тонкой стенке.

Роль насадка в гидросистемах машин обычно выполняют отверстия в стенках гидроагрегатов (см. рис. 36, *в*), если толщина стенки больше диаметра d отверстия в 3—4 раза.

Увеличение расхода при истечении жидкости из насадка обусловлено тем, что струя на выходе из насадка не сжи-

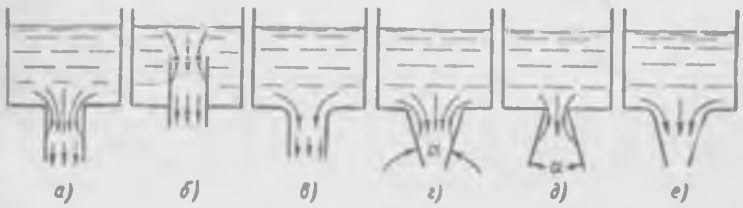


Рис. 38. Схемы насадков

мается (струя касается также и выходных кромок отверстия; см. рис. 36, *в*), а следовательно, диаметр сечения струи на выходе равен диаметру отверстия, в соответствии с чем $\mu = \varphi$. Однако при этом скорость потока жидкости несколько уменьшается вследствие наличия вязкостного сопротивления, а следовательно, коэффициент φ будет меньше, чем при истечении через отверстие диафрагмы; кроме того, он будет зависеть от вязкости жидкости.

Практически значения коэффициентов μ и φ для распространенных в гидросистемах жидкостей и режимов истечения можно принимать для внешнего и цилиндрического насадка равными $\mu = \varphi = 0{,}82$.

Следует указать, что вследствие понижения давления в сечении насадка с сжатой струей в нем выделяются пузырьки воздуха, в результате чего в жидкость попадает воздух, причем жидкость, вытекающая из насадка, приобретает мутный цвет.

Течение жидкости во внутреннем насадке (см. рис. 38, *б*) аналогично течению во внешнем, однако условия входа жидкости несколько хуже вследствие большего изгиба линий тока, поэтому коэффициент расхода этого насадка меньше, чем внешнего, и равен примерно 0,72. Эти насадки применяются в заборных устройствах баков гидросистем, в которых в целях устранения попадания в заборный штуцер механических частиц с большим удельным весом предусматривается некоторый невырабатываемый объем жидкости.

Расход жидкости через цилиндрический насадок (или соответственно через отверстия в стенке корпуса гидроагрегата) может быть увеличен путем закругления входной кромки (рис. 38, *в*). Коэффициент расхода при закругленных кромках достигает $\mu = 0{,}90 \div 0{,}95$. С увеличением перепада давления и уменьшением сечения такого насадка коэффициент расхода повышается. Коэффициент расхода повышается также с увеличением радиуса закругления.

Если очертить насадок по контуру поверхности втекающей струи в отверстие, то сжатие струи сведется до минимума. Подобный насадок, называемый коноидальным, обеспечивает коэффициент расхода, близкий к единице, и устойчивый режим истечения с правильной формой струи.

Вследствие сложности выполнения коноидального насадка его очертание в инженерной практике заменяют очертанием по дуге круга, причем в пределе, когда радиус r кривизны входной кромки равен толщине s стенки, подобный цилиндрический насадок практически превращается в коноидальный (см. рис. 36, *г*).

Значения рассматриваемых коэффициентов в случае плавного закругления входных кромок можно принимать в зависимости от числа Re равными: $\mu = \varphi = 0{,}99 \div 0{,}96$, причем большим числам Re соответствуют меньшие значения коэффициента μ.

Подобные насадки с закругленными входными кромками широко используются в качестве мерного сопла для расходомерных измерительных приборов.

Помимо цилиндрических, применяются конические сходящиеся (рис. 38, *г*) и расходящиеся (рис. 38, *д*) насадки. Сходящиеся насадки обеспечивают минимальные потери давления, а следовательно, и экономическое расходование энергии. Они нашли применение в сервомеханизмах типа «струйной трубки» (см. стр. 501), а также для привода прочих силовых и управляющих органов. Широко применяются они в технике для образования пожарных и гидромониторных струй и др. С увеличением угла α коэффициент расхода в этих насадках достигает значения $\mu = 0{,}98$. Значения этого коэффициента приведены ниже:

Угол насадка α в *град*	2	6	10	13°25′	16	20	45
Коэффициент расхода μ	0,873	0,925	0,937	0,946	0,948	0,952	0,957

При закруглении входных кромок (рис. 38, *е*) коэффициент расхода несколько повышается. Большим коэффициентом расхода характеризуются расходящиеся конические насадки. Для узкого сечения он достигает значения $\mu = 0{,}983$ и для широкого $\mu = 0{,}45 \div 0{,}5$.

Расходящиеся насадки применяются для обеспечения высоких расходов при малых перепадах давления и малых сечениях канала. Кроме того, они применяются для преобразования скорости

в давление (например, в инжекторах, диффузорах) и для повышения давления во всасывающих камерах насоса. Угол конусности α обычно равен 14°. При более высоких углах возможен отрыв потока жидкости от стенок насадка, в результате чего эффект конусности будет потерян.

ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В УЗКИХ (КАПИЛЛЯРНЫХ) ЩЕЛЯХ

Течение жидкости в капиллярных щелях представляет практический интерес в связи с решением задач по уплотнениям гидравлических агрегатов, герметичность соединения подвижных пар которых часто обеспечивается выполнением гарантированного малого (микронного) зазора.

Действие щелевых уплотнений основано на физических свойствах реальных (вязких) жидкостей оказывать сопротивление деформациям. Математически величина искомого сопротивления ньютоновской жидкости[1] определяется зависимостью Ньютона [см. формулу (11)], согласно которой касательное напряжение между двумя слоями ламинарного потока пропорционально градиенту скорости $\frac{du}{dy}$ вдоль нормали к оси потока.

Установлено, что течение жидкостей в капиллярных щелях подчиняется до определенного размера щели общим законам гидравлики; критическое число Рейнольдса, при превышении которого нарушается ламинарность потока, обычно соответствует

$$\mathrm{Re} = \frac{us}{\nu} = 1000 \div 1200,$$

где s — величина щели;

u и ν — скорость течения и коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Поскольку размеры щели s в гидроагрегатах не превышают 10—15 *мк*, поток жидкости для распространенных условий работы (давлений и вязкостей жидкостей) носит обычно ламинарный характер. Исключением могут явиться гидросистемы высоких температур и давлений (> 200 *кГ/см*^{2}).

На рис. 39, *а* представлена типовая схема течения жидкости под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ между двумя параллельными пластинами, находящимися одна от другой на таком расстоянии, что образуют капиллярную щель размером (высотой) s.

Допустим, что размер пластин достаточно велик, чтобы считать поток двухмерным, и что распределение скоростей в сечении

---

[1] Ньютоновской жидкостью называется абстрактная модель жидкости, в которой напряжение сдвига слоев жидкости пропорционально скорости сдвига.

между пластинами имеет параболический характер, соответствующий ламинарному течению.

Рассмотрим некую элементарную частицу a жидкости, находящуюся у нижней пластины. Силе, возникающей под действием перепада давления Δp, противодействует напряжение сдвига τ, действующее на нижнюю поверхность (плоскость) dx; на верхней поверхности напряжение сдвига действует в обратном направлении, поскольку слой жидкости, прилегающий к этой поверхности, движется со скоростью, большей, чем эта частица. В связи

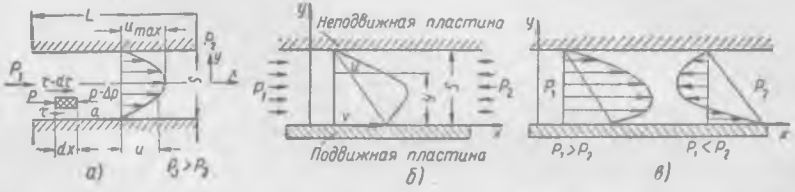


Рис. 39. Расчетные схемы течения жидкости под давлением через плоскую щель, образованную неподвижными (*а*) и подвижными (*б*) стенками

с уменьшением скоростного градиента напряжение сдвига на верхней плоскости сдвига меньше, чем на нижней, на бесконечно малую величину.

Из условия равновесия действующих сил имеем

$$dpdy - (\tau - d\tau)\, dx = \tau dx$$

или

$$dp\, dy - d\tau\, dx = 0;\ \frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}.$$

Принимая во внимание, что

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{и} \quad \frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2u}{dy^2}, \tag{78}$$

можно написать

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2u}{dy^2}. \tag{79}$$

Интегрируя это выражение дважды по y, находим скорость потока жидкости u:

$$u = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2. \tag{80}$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются условиями равенства нулю скоростей на границах (у поверхностей пластин), т. е. для $y = \pm s/2$ значение C_1 становится равным нулю и $C_2 = -\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{s^2}{8}$, отсюда

$$u = -\frac{1}{2\mu}\left(\frac{s^2}{4} - y^2\right)\frac{dp}{dx}. \tag{81}$$

Максимальная скорость потока u_{max} имеет место при $y = 0$ (для середины потока см. рис. 41, *а*) и равна

$$u_{max} = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{s^2}{4} \cdot \frac{dp}{dx}. \tag{82}$$

Так как скорость потока уменьшается соответственно второй степени величины s, то распределение скорости по сечению потока будет параболическим.

Средняя скорость потока

$$u = \frac{\int_0^{u_{max}} y\, du}{\frac{s}{2}}.$$

Для случая $du = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx}\, y\, dy$ имеем

$$u = \frac{\left(-\frac{1}{\mu}\right)\left(\frac{dp}{dx}\right)\int_{s/2}^{0} y^2\, dy}{\frac{s}{2}} = -\frac{1}{3}\,\mu\,\frac{dp}{dx} \cdot \frac{s^2}{4}.$$

Ввиду того, что давление уменьшается по линейному закону, градиент давления равен $\frac{p_1 - p_2}{L}$; отсюда

$$u = \frac{1}{3\mu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{L} \cdot \frac{s^2}{4}, \tag{83}$$

где L — длина щели в направлении движения потока жидкости.

Расход жидкости через единицу длины щели в плоскости, перпендикулярной к плоскости xy, равен

$$Q' = \frac{1}{3\mu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{L} \cdot \frac{s^3}{4} = \frac{(p_1 - p_2)\, s^3}{12\mu L}. \tag{84}$$

Для ширины w щели в плоскости, перпендикулярной к потоку, расход при ламинарном течении равен

$$Q = \frac{(p_1 - p_2)\, s^3 w}{12\mu L} = \frac{\Delta p s^3 w}{12\mu L} = \frac{\Delta p s^3 w g}{12\nu\gamma L}, \tag{85}$$

а перепад давления

$$\Delta p = \frac{12\nu\gamma L}{g w s^3} Q, \tag{86}$$

где w — ширина щели в направлении, перпендикулярном к движению потока жидкости;

$\frac{dp}{dx} = \frac{p_1 - p_2}{L}$ — градиент давления по длине щели в направлении потока;

μ и ν — коэффициенты динамической и кинематической вязкости;

γ и g — объемный вес жидкости и ускорение силы тяжести.

Приравняв общее выражение потерь $\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{Q^2}{f^2}$ [см. уравнение (55)] к выражению (86) и подставив $u = Q/f$ и $f = ws$, получим

$$\lambda = \frac{24\nu}{us} = \frac{24}{\mathrm{Re}}. \qquad (87)$$

Приведенные расчеты проведены в предположении, что вязкость ν жидкости в щели постоянна, тогда как в действительности она зависит от температуры и давления жидкости, являющихся величинами переменными (и в особенности при сверхвысоких давлениях) по ходу течения жидкости.

Поскольку изменения вязкости жидкости в щели носят сложный характер, при практических расчетах в приведенные выше выражения приближенно вводят среднее значение вязкости

$$\nu_{cp} = \frac{\nu_1 + \nu_2}{2},$$

где ν_1 и ν_2 — кинематическая вязкость жидкости при фактических температурах и давлениях на входе в щель и на выходе из нее.

Теряемая при этом мощность эквивалентна работе, затрачиваемой на продавливание жидкости через щель, образованную этими пластинами:

$$N_p = (p_1 - p_2)\, Q = \Delta p Q = \frac{s^3 \Delta p^2}{12 \mu L} w. \qquad (88)$$

Течение через щель с подвижной стенкой. Характерным для гидросистем является также течение жидкости под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ между двумя пластинами (поверхностями), удаленными одна от другой на расстояние s, одна из которых неподвижна, а вторая перемещается относительно первой со скоростью v (см. рис. 39, *б*). Допустим, что нижняя пластина перемещается со скоростью v относительно неподвижной верхней пластины. В соответствии с этим в рассмотренных выше уравнениях, описывающих движение жидкости, должен быть учтен перенос жидкости движущейся пластиной (с учетом фрикционного движения жидкости).

Интегрируя уравнение (79), получим

$$u = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{y^2}{2} + A_1 y + A_2 .$$

Для рассматриваемого случая фрикционного движения жидкости граничные условия будут

$$u=0 \text{ при } y=-\frac{s}{2};$$

$$u=\pm v \text{ при } y=+\frac{s}{2},$$

где v — скорость движения пластины может быть величиной положительной или отрицательной в зависимости от того, совпадает ли направление движения границы с направлением течения жидкости или противоположно ему (рис. 39, *в*).

С учетом последнего можем написать

$$\frac{1}{\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\cdot\frac{s^2}{8}-A_1\frac{s}{2}+A_2=0;$$
$$\frac{1}{\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\cdot\frac{s^2}{8}+A_1\frac{s}{2}+A_2=\pm v.$$

Отсюда находим

$$A_2=\pm\frac{v}{2}-\frac{1}{\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\cdot\frac{s^2}{8} \text{ и } A_1=\pm\frac{v}{s}.$$

В этом случае

$$u=\frac{1}{2\mu}\cdot\frac{dp}{dx}\left(\frac{s^2}{4}-y^2\right)\pm\frac{vy}{s}\pm\frac{v}{2}.$$

Общий расход (утечка) жидкости

$$Q=w\int_{-s/2}^{+s/2}u\,dy.$$

Интегрируя и произведя соответствующие преобразования, получим

$$Q=\left(-\frac{s^3dp}{12dx}\pm\frac{vs}{2}\right)w.$$

При принятом условии $\frac{dp}{dx}=-\frac{p_1-p_2}{L}$ получим

$$Q=\left[\frac{p_1-p_2}{12\mu L}s^3\pm\frac{vs}{2}\right]w. \qquad (89)$$

Течение через кольцевую щель. Расчет утечек через концентрическую кольцевую щель (рис. 40, *а*) рассчитывается при ламинарном течении по выражению (85) с заменой $w=\pi d$, где d — средний диаметр щели:

$$Q=\frac{\pi d\Delta p s^3}{12\mu L}. \qquad (90)$$

Среднюю скорость потока жидкости можно представить выражением

$$u_{cp}=\frac{Q}{\pi ds}=\frac{Q}{f},$$

где f — площадь сечения щели; для приведенных выше расчетов применительно к единице длины $\pi d = 1$ величина f равна величине зазора s.

Подставив в эту формулу значение Q из формулы (90), получим

$$u_{cp}=\frac{\Delta p s^2}{12\mu L}. \tag{91}$$

Отсюда перепад давления

$$\Delta p=\frac{12\mu L u_{cp}}{s^2}. \tag{92}$$

Величину расхода утечки жидкости через щель с учетом движения цилиндра (поршня) можно определить [см. формулу (89)] так:

$$Q=u_{cp}\pi ds=\pi d\left(\frac{\Delta p s^2}{12\mu L}+\frac{vs}{2}\right). \tag{93}$$

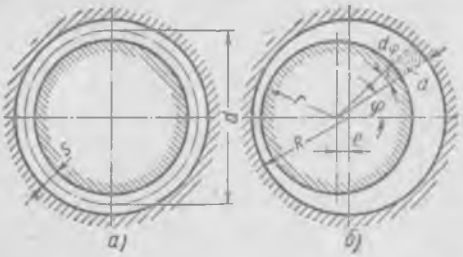


Рис. 40. Расчетные схемы течения жидкости:

а — концентричная кольцевая щель; *б* — эксцентричная кольцевая щель

Для выражения закона течения жидкости в безразмерной форме введем понятие гидравлического радиуса для кольцевой щели, под которым будем понимать отношение удвоенной площади поперечного сечения потока к смоченному периметру. Для кольцевых щелей гидравлический радиус в этом случае равен ширине щели (номинальной величине зазора) s.

В соответствии с этим число Рейнольдса для кольцевой щели определится по формуле

$$\mathrm{Re}=\frac{su}{\nu}=\frac{su\rho}{\mu}.$$

Закон сопротивления для кольцевой (концентричной) щели при ламинарном течении выразится уравнением [см. также выражение (87)]

$$\lambda=\frac{24\mu}{su\rho}=\frac{24}{\mathrm{Re}}.$$

Влияние эксцентричности щели. В реальных гидроагрегатах плунжер (поршень) занимает относительно цилиндра эксцентрич-

ное положение. Учитывая, что абсолютная величина зазора s в рассматриваемых агрегатах ничтожно мала по сравнению с величинами диаметров плунжера и цилиндра, можем приближенно написать (см. рис. 40, *б*).

$$a = R + e\cos\varphi - r = s(1 + \varepsilon\cos\varphi),$$

где a — величина радиального зазора для положения, соответствующего углу φ;

e — эксцентрицитет;

$\varepsilon = \frac{e}{s}$ — относительный эксцентрицитет;

$s = R - r$ — величина радиального зазора при концентричном расположении плунжера и цилиндра;

R и r — радиусы цилиндра и плунжера.

Выделив элемент зазора шириной $rd\varphi$ и рассматривая его как плоскую щель, можно записать с учетом уравнения (91) выражение для элементарного расхода

$$dQ = uard\varphi = \frac{\Delta p a^3}{12\mu L} srd\varphi = \frac{\Delta p}{12\mu L} s^3 (1 + \varepsilon\cos\varphi)^3 rd\varphi .$$

Проинтегрировав, получим расход жидкости через зазор:

$$Q = \frac{\Delta p s^3 r}{12\mu L}\int_0^{2\pi} (1 + \varepsilon\cos\varphi)^3 d\varphi = \frac{\pi d\Delta p s^3}{12\mu L}(1 + {}^3/_2\varepsilon^2) = Q(1 + {}^3/_2\varepsilon^2),$$

где Q — расход при соосном расположении плунжера.

Учитывая, что максимальное значение эксцентрицитета e равно номинальному радиальному зазору s, можно написать

$$Q_э = \frac{2{,}5\Delta p\pi d s^3}{12\mu L} = 2{,}5Q, \qquad (94)$$

где $Q_э$ — расход жидкости при максимальном значении эксцентрицитета.

Отсюда перепад давления для максимального эксцентрицитета

$$\Delta p = \frac{12\mu L Q_э}{2{,}5\pi d s^3}. \qquad (95)$$

Из сравнения выражений (90) и (94) видно, что расход утечек жидкости при максимальной эксцентричности плунжера и втулки превышает в 2,5 раза расход при концентричном их положении.

Так как в соединениях, применяемых в гидроагрегатах, эксцентричность практически определить невозможно, расход жидкости через щель будет находиться в пределах величины устанавливаемой для концентричной щели и щели, получаемой при максимальном эксцентрицитете осей плунжера и цилиндра.

В уравнениях (90) — (94) предполагалось, что щель параллельна и не изменяется под давлением жидкости и что вязкость

жидкости остается постоянной по всей ее длине, поскольку в реальных условиях в некоторых местах щель может расширяться и сужаться, в связи с чем утечки могут значительно отличаться от расчетных значений. Например, даже при очень небольшом расширении щели по направлению утечек (угол конусности щели равен 7′) величина утечек может повыситься против расчетного значения в 2—3 раза. Фактический расход с учетом среднего размера щели принимают на 30—40% меньше расчетного.

Облитерация капиллярных щелей. На течение жидкости в узких (капиллярных) щелях влияют граничные условия, обусловленные в основном силами молекулярного взаимодействия, возникающими на границе раздела жидкой и твердой фаз. Под воздействием их на стенках щели происходит адсорбция полярно-активных молекул жидкости с образованием на них через некоторое время фиксированных граничных слоев, имеющих аномальную вязкость, отличающуюся по величине и свойствам от объемной вязкости. В частности жидкость, образующая этот слой, приобретает свойство упругой прочности на сдвиг.

В результате образования этого слоя утечка жидкости через щель будет вследствие уменьшения живого ее сечения переменной по времени, уменьшаясь с течением времени пребывания щели под перепадом давления. При очень же малых размерах щели утечка по истечении некоторого времени может полностью прекратиться.

Следовательно, в основе процессов герметизации капиллярных щелей лежат явления, происходящие на границе твердых фаз и покрывающих их тонких слоев жидкости, на которые нельзя распространить законы классической гидродинамики.

Эти законы гидродинамики справедливы лишь для сечения потока, несоизмеримо большего в сравнении с радиусом действия поля твердой фазы (металла), порядок величины которого обычно составляет от десятых долей микрона до 1 *мк*. В каналах же, размеры которых одного порядка величин с радиусом действия поля твердой фазы, объемный эффект может полностью исчезнуть, а процесс течения жидкости определится свойствами жидкости в граничном ее слое. Эти свойства граничных слоев определяются в основном не объемными структурными и физико-химическими свойствами молекул, а влиянием на них межфазного силового поля вблизи твердых стенок и взаимодействием молекул друг с другом и с полем этих стенок.

Рассматриваемое физико-химическое явление заращивания капиллярных каналов — так называемая облитерация этих каналов интенсифицируется отложением на их поверхностях смол, рыхлых скоплений загрязнений и иных компонентов рабочей жидкости, являющихся структурно измененными элементами жидкости и суспензии твердых частиц загрязнителя различной степени дисперсности. Эти смолистые вещества и вязкие включения способ-

ствуют также удержанию в щели твердых частиц загрязнителя.

Указанная зависимость утечек (коэффициента сопротивления щели) от времени проявляется различно для разных жидкостей.

На рис. 41, *а* показаны графики, построенные по результатам экспериментов, проведенных с плоскими щелями, на масле АМГ-10 заводской очистки от загрязнений при перепаде давления 24,4 *кГ/см²*. Кривая *1* показывает, что утечки через щель размером 10 *мкм* (ширина и длина щели по ходу утечек равна 18 *мм*) с течением времени почти прекращаются. Для щели размером 13 *мкм* (кривая *2*) (ширина щели 27 *мм* и длина 30 *мм*) утечки вначале уменьшаются, а затем стабилизируются. При величине щели

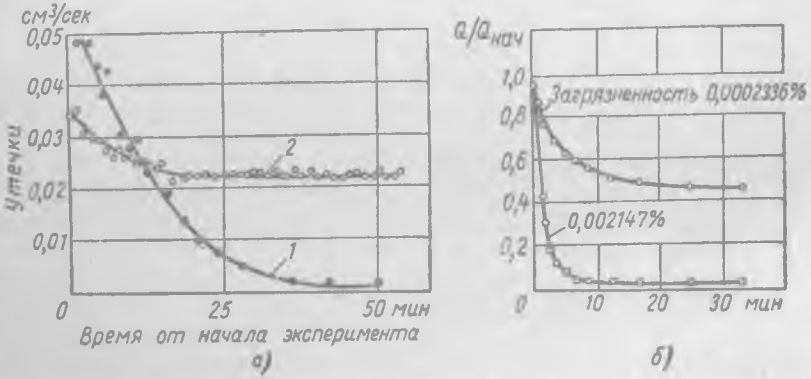


Рис. 41. Фактические утечки жидкости через плоскую капиллярную щель в зависимости от размера щели и загрязненности жидкости

$s > 20$ *мкм* влияние на утечку облитерации щели практически не сказывается и последняя остается постоянной в течение неограниченного времени.

На рис. 41, *б* приведены результаты проливок через плоскую капиллярную щель (размер щели 12 *мк*, длина по направлению течения жидкости 7,5 *мм* и ширина перпендикулярно потоку 10,5 *мм*) керосина, имеющего различную степень загрязненности (0,0002336% и 0,002147% по объему). На оси ординат отложено отношение $Q/Q_{нач}$, где Q — утечки по истечении некоторого времени от начала эксперимента и $Q_{нач}$ — утечки в начале эксперимента.

Процесс заращивания щели протекает особенно интенсивно, когда размер частиц загрязнителя соизмерим с величиной зазора. Полное заращивание щели в этом случае может произойти в течение 1 *мин* и менее.

Однако заращивание (облитерация) щели, и в частности при работе на масле АМГ-10, наблюдается даже при очень тщательной его очистке, причем и в этом случае утечки жидкости через

10-микронную щель через непродолжительное время проливок полностью прекращались.

В том случае, когда размер щели намного больше толщины фиксированного (облитерованного) слоя, последний не оказывает значительного влияния на утечку. По мере же уменьшения размера щели толщина слоя становится соизмеримой с ее размерами, вследствие чего наблюдается заметное уменьшение живого сечения щели и соответственно уменьшение расхода жидкости через нее.

Однако полная облитерация (заращивание) щели может наступить лишь при определенных условиях. Это объясняется тем, что активность поля поверхности щели уменьшается с увеличением расстояния в нормальном к ней направлении, следовательно, будет уменьшаться и сила взаимодействия частиц с поверхностью щели и между собой; при известной толщине адсорбционного покрытия средние слои становятся настолько рыхлыми, что не могут противодействовать усилию сдвига от действия сил перепада давления жидкости, в результате чего они будут выдавливаться из щели.

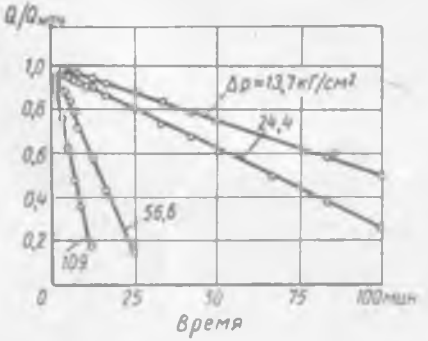


Рис. 42. Зависимость утечек жидкости через плоскую щель от времени и перепада давления

Практически толщина адсорбционных слоев минерального масла на поверхности твердых тел (металла), обладающих высокой упругостью формы, способной надежно противодействовать выдавливанию его из зазора составляет от одного до нескольких десятых долей микрометра. Толщина же слоя, обусловливающего облитерацию щели, с учетом влияния загрязнений масла, равна для распространенных их марок 4—5 *мкм*, в соответствии с чем полная облитерация может наблюдаться лишь в щелях шириной 8—10 *мкм*.

Интенсивность процесса образования рассматриваемого слоя зависит при всех прочих равных условиях от расхода жидкости через щель, повышаясь с увеличением его. Такая зависимость объясняется тем, что с увеличением расхода жидкости увеличивается количество проходимых через щель в единицу времени полярно-активных молекул и частиц загрязнителя. В соответствии с этим интенсивность заращивания зависит при всех прочих равных условиях от величины перепада давления жидкости, увеличиваясь с его повышением.

На рис. 42 представлены кривые зависимости снижения утечек масла АМГ-10 через плоскую щель размером 6 *мкм* (ширина

щели 30 *мм* и длина по ходу утечек 27 *мм*) в зависимости от перепада давления.

При смещении с места одной из поверхностей, образующих щель (плунжера и пр.), облитерированный слой разрушается и утечка жидкости восстанавливается практически в первоначальном объеме, после чего процесс уменьшения утечки повторяется. Этот слой обычно разрушается (проталкивается через щель) также при скачкообразном повышении (забросах) давления и при работе гидроагрегатов в вибрационных условиях.

Гидростатический подшипник

В современных конструкциях высокооборотных насосов и гидромоторов (см. стр. 192) применяются гидростатические опорные пяты (подшипники), в которых смазка эффективна при сколь угодно малых скоростях, что очень важно, например, при пуске гидромотора. Смазка в этих подшипниках обеспечивается подачей в зазор между трущимися поверхностями жидкости под таким давлением, при котором внешняя нагрузка уравновешивается

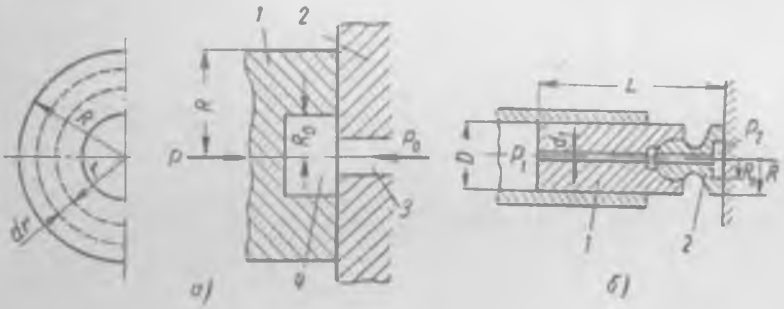


Рис. 43. Расчетная схема торцового гидростатического подшипника (*а*) и схема разгруженной опорной пяты поршня насоса (*б*)

силой давления жидкости и одна из скользящих поверхностей всплывает, теряя при этом контакт с другой. Благодаря этому представляется возможным воспринять масляной пленкой большие нагрузки без контакта металлических поверхностей.

На рис. 43, *а* показана расчетная схема подобной кольцевой гидростатической пяты.

Для разгрузки подвижного элемента *1* в его камеру *4* подводится через отверстие *3* в опорной детали *2* жидкость под давлением p_0, усилие которой создает в зазоре между плоскими деталями *1*, *2* жидкостную пленку, воспринимающую внешнюю нагрузку P.

Для нахождения градиента давления p для рассматриваемой плоской кольцевой щели в функции ее радиуса r преобразуем уравнение (85):

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{12Q\nu\gamma}{s^3 w g}. \tag{96}$$

Подставив значение $w = 2\pi r$ и $L = dr$, получим

$$dp = \frac{6Q\nu\gamma}{\pi r s^3 g} dr. \tag{97}$$

Суммируя перепады на радиусе r от R до r, находим давление:

$$p = \frac{6Q\nu\gamma}{\pi s^3 g} \int_r^R \frac{dr}{r} = \frac{6Q\nu\gamma}{\pi s^3 g} \ln \frac{R}{r}. \tag{98}$$

Для $r = R_0$ имеем $p = p_0$ в результате уравнение для расхода жидкости через плоскую щель примет вид

$$Q = \frac{\pi p_0 s^3 g}{6\nu\gamma \ln R/R_0}. \tag{99}$$

Грузоподъемность подшипника определится по выражению

$$P = p_0 \pi R_0^2 + \int_{R_0}^R p \cdot 2\pi r dr.$$

Подставив значение p из выражения (98), получим

$$P = p_0 \pi R_0^2 + \frac{12\mu Q\nu\gamma}{s^3 g} \int_{R_0}^R \ln\left(\frac{R}{r}\right) r dr.$$

Подставив из уравнения (99) значение Q и произведя интегрирование, получим выражение для расчета грузоподъемности кольцевого гидростатического подшипника:

$$P = p_0 \frac{\pi}{2} \left(\frac{R^2 - R_0^2}{\ln R/R_0}\right). \tag{100}$$

В большинстве конструкций гидромашин гидростатические (плавающие) подшипники (пяты) питаются от рабочей среды этой машины без применения вспомогательного источника давления.

Одна из конструкций подобной пяты, примененной в конструкциях поршневых насосов с осевым расположением поршней представлена на рис. 43, *б*. Подвод жидкости из рабочего цилиндра насоса к скользящим сферической и плоской поверхностям осуществляется через осевые каналы поршня *1* и опорного башмака (пяты) *2*. Этот подпятник предназначен для восприятия нагрузки от силы рабочего давления p_1 жидкости на поршень *1* диаметром D.

Условие равновесия действующих в этой схеме сил имеет вид

$$p_1 \frac{D^2}{2} = p_2 \frac{R^2 - R_0^2}{\ln R/R_0}, \qquad (101)$$

где p_1 и p_2 — давление, развиваемое насосом, и давление в камере (проточке) опорного башмака.

Расход (утечка) жидкости через торцовую щель может быть вычислен по уравнению (99) с заменой p_0 на p_2:

$$Q = \frac{\pi p_2 s^3 g}{6\nu\gamma \ln R/R_0}. \qquad (102)$$

Приравнивая этот расход к расходу через капиллярное осевое отверстие в поршне, вычисляемому по уравнению (51), получим уравнение для определения диаметра d отверстия:

$$\frac{(p_1 - p_2)\, d^4}{128L} = \frac{p_2 s^3}{6 \ln R/R_0}; \quad d = \sqrt[4]{\frac{21{,}3 p_2 s^3 L}{(p_1 - p_2) \ln R/R_0}}. \qquad (103)$$

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

В связи с применением высоких скоростей течения жидкостей в трубопроводах гидросистем современных машин (в ряде случаев эти скорости достигают 30 *м/сек*), а также в связи с распространением в них быстродействующих распределительных устройств (скорости переключения доведены до тысячных долей секунды) важное значение приобретают вопросы, связанные с эффектом гидравлического удара, при котором забросы давления могут достигать четырехкратной величины рабочего давления в гидросистеме. Подобные забросы снижают ресурс работы трубопроводов и агрегатов, а в отдельных случаях могут вызвать их разрушение; в частности, при гидроударах наблюдаются случаи разрушения охлаждающих радиаторов, корпусов фильтров и прочих гидроагрегатов. Кроме того, ударные забросы давления служат ложными сигналами, вызывающими нежелательные срабатывания датчиков и реле различных автоматических гидравлических приборов.

Гидравлическим ударом в общем случае называют забросы давления, сопровождающие всякий переходный процесс в жидкости от одного установившегося режима в жидкости к другому, обусловленный, к примеру, пуском и остановкой гидравлического механизма или иным изменением режима его работы. В частности, переходные процессы в гидросистемах с насосами постоянной производительности в основном обусловлены периодическими срабатываниями автомата разгрузки насоса, переключающими насосы на рабочий или холостой режим.

Аналогичное явление наблюдается и при переключении распределителей. Испытания показали, что при переключении распреде-

лителей с положительным перекрытием (см. рис. 190, *а*) и клапанной разгрузкой насоса забросы при рабочих давлениях 100 *кГ/см*² достигали значений 150 *кГ/см*² и выше (максимальное давление достигало 250 *кГ/см*²). Увеличение длины сливного трубопровода повышает заброс давления при срабатывании автомата разгрузки.

Из всего многообразия возможных форм, задающих возмущений, вызывающих гидравлический удар, нами будут рассмотрены лишь случаи возмущения, вызванные скачкообразным изменением скорости жидкости, при котором гидравлический удар достигает максимального значения.

Расчет величины ударного давления производят, пользуясь уравнением живых сил, согласно которому кинетическая энергия движущейся жидкости преобразуется в работу упругой деформации стенок трубы и сжатия жидкости. Для случая мгновенного полного перекрытия прямолинейного отрезка простого трубопровода, заполненного движущейся жидкостью, ударное повышение давления может быть вычислено по уравнению Н. Е. Жуковского (см. стр. [36]):

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho u_0 a, \tag{104}$$

где ρ — плотность жидкости;

a — скорость ударной волны (скорость распространения импульса давления) в жидкости, заключенной в трубе;

u_0 — начальная скорость движения жидкости в трубе (до начала перекрытия трубопровода).

Приведенное выражение будет справедливо, если перекрытие трубопровода произошло «мгновенно», т. е. для случая, когда время t перекрытия трубопровода меньше значения так называемого периода трубопровода (фазы удара) τ, под которым понимается время пробега ударной волной двойной длины рассматриваемого участка трубопровода (от задвижки до источника расхода и обратно):

$$t < \tau = \frac{2L}{a},$$

где L — длина участка трубопровода от источника расхода до задвижки.

При этом условии перекрытие трубопровода заканчивается до того, как обратная ударная волна, отраженная от источника расхода, вернется к задвижке. Гидравлический удар при этом определится полной потерей жидкостью скорости, в соответствии с чем повышение давления будет максимальным. Подобный гидравлический удар принято называть полным или прямым.

Из сказанного следует, что заброс давления при прямом гидравлическом ударе достигнет предельного значения лишь на том участке трубопровода, считая от задвижки (перекрывного крана), по которому успеет распространиться прямая ударная

волна, возникающая в момент полного закрытия задвижки, до встречи ее с обратной волной, отраженной от источника расхода.

Очевидно, что максимально возможное для возникновения прямого гидравлического удара значение времени перекрытия трубопровода (закрытия крана) равно $t=\frac{2L}{a}$. Предельное ударное давление, равное по величине ударному давлению при мгновенном перекрытии трубы, будет наблюдаться при этом значении t лишь у самой задвижки. В остальных же сечениях по мере приближения к источнику расхода повышение давления снижается до значения давления в последнем.

При условии $t>\tau=\frac{2L}{a}$, т. е. при более медленном, чем рассмотрено выше, перекрытии трубопровода, ударное повышение (заброс) давления определится лишь той частью начальной скорости жидкости $\Delta u = u_0 - u$, которая будет потеряна (погашена) за время, равное периоду трубопровода τ. При этом условии обратная волна, отразившись от источника расхода, возвратится к задвижке (крану) раньше, чем трубопровод будет полностью перекрыт. Подобный удар принято называть непрямым или неполным.

Ударное повышение давления в этом случае определится выражением

$$\Delta p_н = \rho \Delta u a, \tag{105}$$

где $\Delta u = u_0 - u$ — уменьшение (потеря скорости жидкости в трубе), вызванное частичным перекрытием ее задвижкой, за время, равное периоду трубопровода τ;

u_0 — начальная скорость движения жидкости (скорость до начала перекрытия трубы);

u — измененная скорость жидкости (скорость к моменту прихода к задвижке обратной ударной волны, отраженной от источника, расхода).

Допустив, что изменение скорости потока в трубе протекает равномерно, расчетное значение потери скорости Δu за время τ можно приближенно вычислить по выражению

$$\Delta u = \frac{u_0 \tau}{t}. \tag{106}$$

Заброс давления $\Delta p_н$ при непрямом (неполном) ударе ($t > \tau$) может быть вычислен также по выражению

$$\Delta p_н = \frac{\tau}{t} \Delta p_п. \tag{107}$$

С учетом предыдущих уравнений последняя зависимость может быть представлена в виде

$$\Delta p_н = \frac{2\rho L a_0}{t}. \tag{108}$$

Скорость ударной волны. Входящая в приведенные выражения скорость a ударной волны (импульс давления) в упругой жидкости, заключенной в упругий трубопровод, определяется по уравнению

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho\left(\frac{1}{K} + \frac{d}{Es}\right)}} = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{dK}{Es}}}, \tag{109}$$

где ρ — плотность жидкости;

d и s — внутренний диаметр и толщина стенки трубы;

K — объемный модуль упругости жидкости; для деаэрированного минерального масла можно принять $K = 1{,}6 \cdot 10^4$ *кГ/см²*;

E — модуль упругости материала трубы; для труб из стали 1Х18Н9Т можно принимать $E = 2 \cdot 10^6$ *кГ/см²*.

В соответствии с этим выражение (104) для вычисления ударного давления в упругой трубе ($E \neq \infty$) при полном (прямом) ударе примет вид

$$\Delta p_{уд} = \rho u_0 a = \frac{\rho u_0}{\sqrt{\rho\left(\frac{1}{K} + \frac{d}{Es}\right)}} = \frac{\rho u_0 \sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{dK}{Es}}}, \tag{110}$$

где $a = \frac{1}{\sqrt{\rho\left(\frac{1}{K} + \frac{d}{Es}\right)}}$ — скорость звука в упругой жидкости, заполняющей трубу с упругими стенками ($E \neq \infty$).

Эта скорость для воды (плотность $\rho = 10^3$ *кгм⁻⁴ сек²*; модуль объемной упругости $K = 20{,}87 \cdot 10^6$ *кГ/см²*) в стальных трубах с отношением $3 < \frac{d}{s} < 20$ равна $a = 1445$ *м/сек*; для деаэрированного минерального масла $a = 1320 \div 1440$ *м/сек*; для применяющейся в гидросистемах масляной смеси АМГ-10 при $t = 20°$ С $a = 1290$ *м/сек*.

При наличии в масле нерастворенного воздуха в последнюю формулу подставляется вместо объемного модуля упругости жидкости значение приведенного объемного модуля упругости смеси жидкости с воздухом (см. стр. 33). В соответствии с этим скорость ударной волны, а следовательно, и величина ударного давления будут ниже, чем при деаэрированной жидкости.

Для трубы с абсолютно жесткими стенками ($E = \infty$) скорость распространения ударной волны равна скорости распространения звука в данной жидкой среде с плотностью ρ и объемным модулем упругости K:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \tag{111}$$

Подсчеты показывают, что упругая деформация стенок распространенного стального трубопровода снижает скорость ударной волны по сравнению со скоростью в случае абсолютно жестких стенок практически на 9%, причем это снижение будет тем больше, чем выше при всех прочих равных условиях отношение $\frac{d}{s}$. Из приведенного примера также следует, что величина ударного давления в стальных трубах превышает при тех же условиях ударное давление в медных и дюралевых трубах. Практически величина ударного давления в последних трубах на 8—10% ниже, чем в стальных при тех же условиях.

Заброс ударного давления в трубопроводе уменьшается с повышением местных гидравлических потерь, которые вызывают также затухание (демпфирование) колебаний и уменьшают их длительность. Учитывая демпфирующий эффект местных сопротивлений, их часто используют для гашения гидравлического удара. Для этой цели в трубопровод устанавливают одну или несколько дроссельных шайб, с помощью которых достигается сглаживание фронта ударной волны и смягчение эффекта гидравлического удара на участке после дросселя.

Действие такой шайбы обусловлено как местным гидравлическим сопротивлением, так и инерционным эффектом течения жидкости через дроссельный канал. Ввиду этого чем меньше сечение этого канала по сравнению с сечением магистрали и чем больше длина этого канала, тем более высокими будут инерционные его свойства, а следовательно, и эффективность гашения гидравлического удара.

Гидравлический удар в отводах. Повышение давления при гидравлическом ударе в каком-либо трубопроводе гидросистемы вызывает в результате возмущения давления эффект гидравлического удара во всех отводах от него, в том числе и тупиковых.

Это обусловлено тем, что давление, возникающее в трубопроводе при гидравлическом ударе, распространяясь по отводу, развивает в нем вследствие деформации его стенок и жидкости движение последней к тупику. В результате создаются условия для развития волнового процесса, что и в случае перекрытия трубы с движущейся жидкостью, с той лишь разницей, что началу этого процесса предшествует полное перекрытие трубы и что возмущающим давлением здесь является ударное давление, действующее у начала тупика.

Аналогичный эффект гидравлического удара наблюдается также при мгновенных (скачкообразных) подключениях жестких тупиковых отводов и емкостей, заполненных жидкостью, к источнику более высокого давления (к рабочей магистрали гидросистемы, пневмогидравлическому аккумулятору и пр. рис. 44, *а*). В том случае, если время t открытия крана при подключении тупиковой трубы (отвода) меньше периода трубопровода τ, то давление,

развивающееся в результате гидравлического удара в тупике, превышает возмущающее давление (давление перед краном) почти в 2 раза.

На рис. 44, *б* представлен график колебаний давления в тупиковой стальной трубе *3*, заполненной жидкостью при нулевом давлении, при мгновенном соединении с помощью быстродействующего крана *2* с электромагнитным управлением (время переключения ~5 *мсек*) с газогидравлическим аккумулятором *1*, заряженным до давления $p_0 = 210$ *кГ/см²*. Затухание колебания давления длилось в этом случае 0,25 *сек* с общим числом колебаний ~15; давление при первом цикле колебания повысилось (за

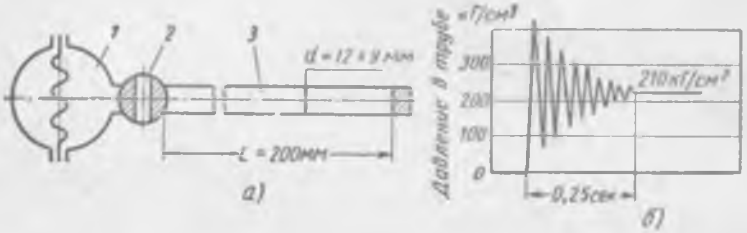


Рис. 44. Схема, иллюстрирующая гидроудар в тупиковом отводе:
а — тупиковая труба; *б* — график колебания давления

0,04 *сек*) с нулевого до $p_{уд} = 400$ *кГ/см²*, т. е. заброс ударного давления был равен

$$\Delta p_{уд} = p_{уд} - p_0 = 190 \text{ кГ/см}^2.$$

Эффект гидравлического удара в тупиковом отводе имеет большое практическое значение, поскольку любая из недействующих в какой-либо момент гидравлических магистралей разветвленного напорного трубопровода может рассматриваться как тупиковый отвод, затвор в котором создается присоединенным на его конце каким-либо агрегатом, перекрывающим этот отвод. К тупиковым отводам могут быть также отнесены линии питания различных измерительных и контрольных приборов: манометров, индикаторов и прочих реле. При скачкообразных подключениях этих линий к магистралям с более высоким давлением или при резких колебаниях давления в этих источниках показания приборов могут значительно превышать фактическое давление в системе, что может вызвать разрушение приборов или быть причиной ложных сигналов в системе гидроавтоматики.

Гидравлический удар в силовых цилиндрах. Большой практический интерес представляет гидравлический удар в силовых цилиндрах и в других закрытых жестких емкостях, ударные давления в которых могут нарушить, в результате выдавливания

уплотнительного кольца в уплотняемый зазор, герметичность соединений, а также вызвать разрушение самих емкостей и их элементов. Опыт показывает, что максимальные значения ударных давлений при волновом переходном процессе в системе силового цилиндра с весовым поршнем могут при определенных условиях значительно превышать ударное давление при прямом гидравлическом ударе в трубе, определяемое по уравнению (104). Так, например, испытания показывают, что ударные давления при мгновенной остановке движущегося поршня силового цилиндра с помощью жесткого упора могут достигать при распространенных скоростях (~ 12 *м/сек*) движения жидкости в подводящем

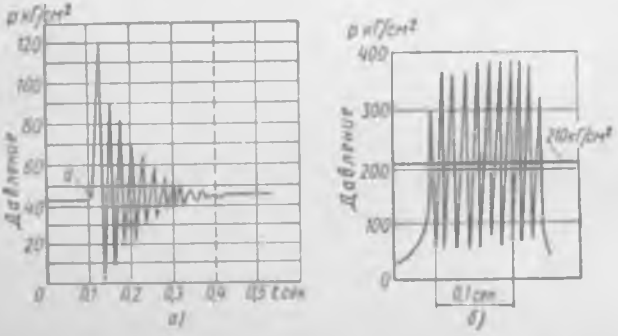


Рис. 45. Колебания давления в силовом цилиндре при мгновенной остановке его поршня (*а*) и в насосе, работающем в режиме кавитации (*б*)

трубопроводе трех- и четырехкратного значения рабочего давления в системе (в источнике питания).

Аналогичные ударные забросы давления наблюдаются также при остановке поршня путем мгновенного перекрытия сливного трубопровода. На рис. 45, *а* показана кривая колебания давления жидкости в месте ввода ее в силовой цилиндр при мгновенном перекрытии сливного трубопровода цилиндра с движущемся поршнем. Давление при движении поршня 42 *кГ/см²*, что соответствует рабочему давлению в питающем газогидравлическом аккумуляторе. В точке *а* поршень цилиндра путем мгновенного перекрытия сливного трубопровода, по которому отводилась жидкость из нерабочей полости цилиндра, был заторможен. При этом давление у ввода в цилиндр возросло за отрезок времени, равный $\sim$0,025 *сек*, до величины 120 *кГ/см²*, что соответствует превышению ударного давления над давлением источника питания примерно в 3 раза. По достижении максимального значения давление резко (за $\sim$0,01 *сек*) понижается до нуля и после затухающих колебаний в течение 0,3 *сек* устанавливается на уровне давления источника питания (аккумулятора).

Плунжерный клапан *3* под действием создавшегося перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ во входном и выходном каналах перемещается вправо, открывая проходную щель, образованную конусной частью клапана *3* и корпусом реле, через которую поступает жидкость к выходному каналу и крану *9*.

В начальной стадии перемещения клапана *3* сечение проходной щели, представляющей собой несколько узких канавок, а следовательно, и расход жидкости через нее близки к нулю, и лишь после прохода клапаном некоторого заданного пути сечение щели и расход жидкости плавно достигают расчетного значения.

В конечном (крайнем правом) положении клапана *3* сопротивление реле потоку жидкости определяется лишь усилием возвратной пружины *5*.

Скорость перемещения клапана *3* на открытие и соответственно скорость повышения расхода через образующуюся при этом расходную щель определяются при прочих равных условиях скоростью перемещения поршня *4* дозировочного устройства, которая, в свою очередь, задается сопротивлением дросселя, через который вытесняется жидкость из камеры *6* при перемещении поршня *4*.

Положение, показанное на рис. 46, *б*, соответствует положению подвижных частей реле после перекрытия трубопровода краном. Течение жидкости во входном и выходном каналах реле прекращается, а подвижные его части (клапан *3* и поршень *4*) под действием возвратной пружины *5* перемещаются в исходные положения. Для ускорения этого процесса предусмотрен обратный клапан *7*, установленный параллельно с дросселем *8*, через который жидкость поступает в правую полость камеры *6* поршня *4*, обеспечивая ускоренное перемещение его в исходное положение (влево).

При изменении направления потока (подачи) жидкости (рис. 46, *в*) гаситель работает в качестве подпорного клапана, сопротивление (подпор) которого определяется усилием пружины *1*, нагружающей запор клапана *2*.

Требуемое время t закрытия (или открытия) задвижки, при котором будет обеспечен заданный заброс удельного давления $\Delta p_н$, может быть определено из выражения (108):

$$t = \frac{2\rho L w_0}{\Delta p_н}. \qquad (112)$$

Практика показывает, что безударность соединения магистралей с перепадом давления 220 *кГ/см²* надежно обеспечивается при $t \approx 0{,}1$ *сек*.

Компенсаторы гидравлического удара. Компенсатор (гаситель) гидравлического удара обычно представляет собой соединенный с трубопроводом сосуд различной формы и конструкции с упругим элементом, обладающим более высокой сжимаемостью, чем жидкость в трубопроводе (рис. 47, *а* и *б*).

Распространены поршневые компенсаторы с пружинным (рис. 47, *а*) и газовым (рис. 47, *б*) упругими элементами.

Снижение компенсатором ударного давления происходит в результате поглощения при деформации упругим его элементом некоторой части энергии ударной волны, поступающей в компенсатор в виде потока жидкости, соответствующего приращению скорости в ударной волне над начальной скоростью. Поскольку доля поглощенной компенсатором энергии будет тем большей, чем больше будет деформация упругого его элемента, характеристика упругости этого элемента в пределах возможной деформации должна быть по возможности постоянной. Для этого объем газовой камеры компенсатора (см. рис. 47, *б*) следует выбирать таким, чтобы изменение давления воздуха в процессе поглощения ударной

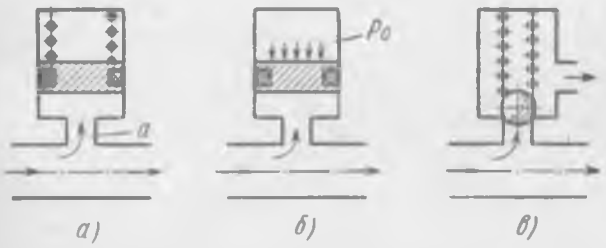


Рис. 47. Схемы гасителей гидравлического удара:
а, б — гасители гидравлического удара поршневого; *в* — клапанного типов

волны было минимальным. Практически объем газовой камеры такого компенсатора (аккумулятора) выбирается равным 2—3-секундному расходу жидкости в трубопроводе и начальное давление зарядки газом — равным (или несколько выше) максимальному рабочему давлению в системе. В том случае, если это допускается требованиями в части жесткости гидросистемы, давление предварительной зарядки выбирается равным 60% нормального давления в магистрали в точке, в которой установлен аккумулятор.

Присоединение аккумулятора к рабочей магистрали гидросистемы следует осуществлять трубкой возможно малой длины и большого сечения, что диктуется влиянием на динамический процесс присоединенной (приведенной) массы жидкости.

Расчеты показывают, что влияние приведенной массы жидкости во многих случаях (при длинных трубопроводах и малых их диаметрах) значительно (в 5—6 раз) преобладает над влиянием массы подвижных механических частей компенсатора. Увеличение в 2 раза диаметра трубопровода сопровождается уменьшением в 4 раза приведенной массы жидкости.

Расчет приведенной массы жидкости рассчитывается по выражению

$$M_{пр} = m\left(\frac{D}{d}\right)^4,$$

где m — масса жидкости;

D и d — диаметры цилиндра компенсатора и трубопровода.

Недостатками поршневых компенсаторов являются большая их инерционность, обусловленная массой поршня, а также наличие трения в его цилиндре; к инерционности поршня добавляется инерционность столба жидкости в канале (трубке) *а*, соединяющем жидкостный резервуар компенсатора с рабочей магистралью гидросистемы. Вследствие этого поршень компенсатора может вступить в колебания в результате действия ударной волны или колебаний давления в системе, что приведет к асинхронному, по отношению к действию ударной волны, изменению знака направления движения жидкости в этом канале (к появлению «отрицательной» скорости). При этом давление в канале может превысить давление ударной волны в защищаемой магистрали, в результате чего подобный компенсатор не только не будет поглощать энергию волны, а усугублять ее действие, что приведет к увеличению ударных давлений.

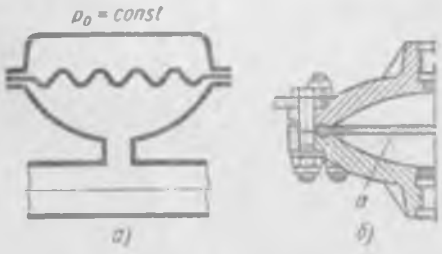


Рис. 48. Гаситель гидравлического удара мембранного типа

В целях уменьшения инерционности подвижного элемента компенсатора разделение жидкостной и газовой сред выполняют с помощью эластичной резиновой мембраны (рис. 48, *а*). Емкость газовой полости обычно составляет 200—250 *см*³. Приведенные выше рекомендации по снижению инерционности столба жидкости в соединительном канале сохраняются в силе и для последнего компенсатора, поскольку при несоблюдении их эффективность погашения компенсатором гидравлического удара может быть полностью нарушена (ударная волна будет проходить мимо резервуара компенсатора).

Последнее подтверждено испытаниями пневмогидравлического диафрагменного компенсатора (рис. 48, *б*), результаты испытания (длина трубки 100 *см* и диаметр 12×10 *мм*) которого показали, что влияния на колебания давления в гидросистеме (частота колебаний 100 *гц* и выше), этот компенсатор, практически не оказывал.

Наблюдались также случаи, когда присоединение компенсатора трубкой большой длины (1,0 *м*) и малого сечения привело

к повышению ударных давлений по сравнению с работой без компенсатора. Однако при правильной установке диафрагменного компенсатора заброс ударного давления у перекрывного крана (заслонки) при прямом гидроударе не превышает 10% значения давления зарядки компенсатора.

Клапанные гасители гидравлического удара. Для ограничения величины ударного давления применяют также предохранительные клапаны (рис. 47, *в*). Для того чтобы устранить прохождение ударной волны по магистрали за предохранительный клапан, т. е. максимально поглотить энергию ударной волны, необходимо уменьшать инерционность затвора клапана, которая зависит от массы подвижных его частей и жидкости, находящейся в трубе, соединяющей клапан с магистралью и баком. Эта труба должна быть минимальной длины и возможно большого сечения.

Очевидно, наиболее эффективной при всех прочих равных условиях будет установка клапана непосредственно на рабочей магистрали со сбросом жидкости при срабатывании клапана в атмосферу (без применения сливного трубопровода).

Следует также указать, что для гашения гидравлического удара пригодны лишь клапаны прямого действия (см. рис. 218, *а* — *в*), а не клапаны с серводействием (двухкаскадные клапаны см. рис. 226, *а*), которые отличаются от первых более длительной по времени паузой (задержкой) между подачей сигнала давления и открытием основного затвора, обусловленной двухступенчатостью действия и дополнительной инерционностью жидкости в каналах малых сечений, в силу чего последние клапаны не в состоянии реагировать на столь быстротечный процесс заброса давления, какой имеет место при гидравлическом ударе.

Опытами установлено, что длительность срабатывания лучших конструкций двухступенчатых клапанов равна 0,01 *сек*, в результате инерционность их может вызвать заброс давления, в несколько раз превышающий величину его настройки.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ СТРУИ ЖИДКОСТИ НА СТЕНКУ

Практический интерес, в частности при расчетах распределителей типа сопло-заслонка, может представить величина силы давления потока жидкости на стенку, расположенную перпендикулярно или под углом к направлению потока (рис. 49, *а*).

Реакция струи жидкости на стенку в заданном направлении измеряется проекцией на это направление изменения количества движения. В общем случае воздействие струи на стенку определится разностью секундных количеств движения на входе и выходе. В случае плоской и неподвижной стенки диаметром больше шести диаметров сечения струи и расположенной перпендикулярно к направлению потока расчетное усилие его реакции на

стенку для установившегося движения жидкости будет равно секундному импульсу силы (без учета сопротивления воздуха):

$$P = mu = \frac{Qu\gamma}{g},$$

где m и Q — масса и секундный расход жидкости;
u — средняя скорость потока жидкости.

Принимая во внимание, что $Q = \omega u$ и $\frac{\gamma}{g} = \rho$, можем написать

$$P = \rho u Q = \rho \omega u^2, \qquad (113)$$

где ρ — плотность жидкости;
ω — поперечное сечение потока.

Если стенка перемещается в том или ином направлении со скоростью $\pm V$, то скорость встречи струи со стенкой уменьшится

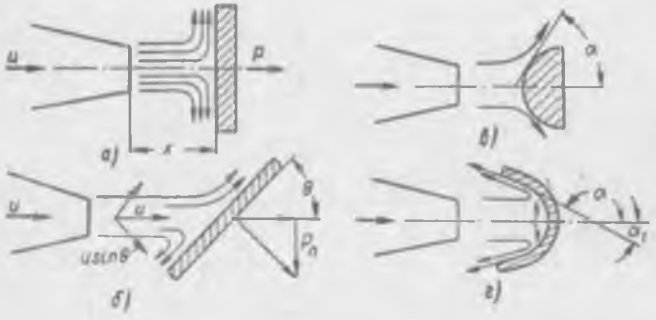


Рис. 49. Схемы действия струи жидкости на стенки

в отношении $\frac{u - v}{u}$ при перемещении стенки в том же направлении, что и направление набегающей струи, и увеличится в отношении $\frac{u + v}{u}$ при перемещении ее в противоположном направлении. В соответствии с этим для перпендикулярного расположения стенки (см. рис. 51, *а*) будем иметь

$$P = \frac{\rho Q}{u}(u \pm v)^2 = \rho\omega(u \pm v)^2. \qquad (114)$$

Фактическое усилие зависит от расстояния x между срезом сопла и стенкой. При увеличении этого расстояния сила давления уменьшается, поскольку при удалении сопла от преграды растет площадь круга рассеивания и уменьшается давление в центре этого круга.

При неподвижной установке плоской стенки под углом θ к направлению потока (рис. 49, *б*) это усилие будет

$$P = Q\rho u \sin\theta;\ P_p = Q\rho u \sin^2\theta;\ P = Q\rho u \sin\theta\cos\theta. \quad (115)$$

Для случая воздействия струи на криволинейную (круглую) пластину (полусферу) сравнительно небольших размеров (принимаем скорость обтекания равной скорости у входа из сопла) рассматриваемое усилие будет (рис. 49, *в*)

$$P = \rho Q u\,(1 - \cos\alpha). \quad (116)$$

Если угол α становится тупым (рис. 49, *г*), равным $180 - \alpha_1$, будем иметь

$$P = \rho Q u\,(1 + \cos\alpha_1). \quad (117)$$

С увеличением угла α давление струи на стенку возрастет, достигая при полном повороте струи ($\alpha_1 = 180°$ и $\alpha = 0$) значения

$$P = 2\rho Q u. \quad (118)$$

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ГИДРОСИСТЕМЫ

Поскольку мощность, теряемая в гидросистеме, превращается в тепло, температура жидкости может сильно повыситься. При повышении температуры понижается вязкость масла, что, в свою очередь, сопровождается повышением утечек и соответственно прогрессирующим повышением температуры за счет потери энергии в результате утечек. Помимо этого, повышенные температуры нежелательны также вследствие повышения при этом процесса окисления жидкости, сопровождающегося, в свою очередь, дальнейшим понижением вязкости и образованием смол и различных осадков (см. стр. 26).

Учитывая это, необходимо, чтобы в гидросистеме был установлен соответствующий тепловой баланс, определяемый равенством притока и отвода (эвакуации) тепла, причем при расчете этого баланса не следует принимать во внимание возможность аккумулирования тепла в резервуаре (баке).

В тех случаях, когда температура жидкости превышает допустимое значение, следует применять воздушное или водяное охлаждение. Практически приемлемой температурой минерального масла в гидросистеме является температура 50—60° С.

Величина теряемой в гидросистеме мощности $N_{пот}$ определяется из выражения

$$N_{пот} = N_{под}\,(1 - \eta), \quad (119)$$

где $N_{под}$ — подводимая мощность (приводная мощность насоса);
η — полный к. п. д. установки (системы) (см. стр. 292).

Мощности $N_{пот}$ соответствует количество тепла A, определяемое по выражению

$$A = N_{пот} k = N_{под} (1 - \eta) k, \tag{120}$$

где k — коэффициент эквивалентности; для мощности 1 *квт* он равен 860 *ккал/ч* и для мощности 1 *л. с.* — 630 *ккал/ч*.

Во многих случаях (при дроссельном регулировании) энергия, забираемая потребителями, практически близка к нулевой, а следовательно, вся мощность гидравлической установки превращается в тепло.

Повышение температуры жидкости при продавливании ее через дроссельные щели можно приближенно найти, приравняв энергию, отдаваемую вытекающей из щели жидкостью в объеме V, энергии расходуемой на нагрев жидкости этого объема (не учитывая, что часть выделившегося тепла уходит из системы вследствие теплоотдачи):

$$V \Delta p = V \gamma c m \Delta t, \tag{121}$$

где V — объем жидкости, протекающей через щель, в *см*^{3};

Δp — потеря (перепад) давления в щели в *кГ/см*^{2};

γ — объемный вес жидкости в *кГ/см*^{3} (для минеральных масел можно принять $\gamma = 0{,}009$ *кГ/см*^{3});

c — удельная теплоемкость жидкости в *ккал/(кг·град)* для масел можно принять $c = 0{,}45$ *ккал/(кг·град)*;

m — механический эквивалент тепла ($m = 42\,700$ *кг·см/ккал*)

$\Delta t = t - t_0$ — повышение температуры масла жидкости;

t и t_0 — искомая и начальная температуры жидкости в °С.

В соответствии с этим повышение температуры определится по выражению

$$\Delta t = t - t_0 = \frac{\Delta p}{\gamma c m}. \tag{122}$$

Приняв для распространенных минеральных масел с $\gamma = 0{,}0009$ *кГ/см*^{3} удельную теплоемкость $c = 0{,}45$ *ккал/кг·град*, последнее выражение можно привести к виду

$$\Delta t = 0{,}058 \Delta p.$$

Из этого выражения следует, что при дросселировании минерального масла под давлением от 100 *кГ/см*^{2} до нуля температура его повышается при принятых условиях за один проход через дроссель примерно на 6° С. В действительности нагрев масла вследствие теплоотдачи будет несколько меньше.

Охлаждающие устройства. При известных режимах работы гидросистемы потребуется применить для обеспечения требуемых температурных условий охлаждающие устройства, которые практически применяются, как правило, при длительной работе гидроустановок, начиная примерно с мощности 20—30 *л. с.*, хотя в ряде

установок, и в частности установок с дроссельным регулированием, они применяются при меньших мощностях.

В большинстве теплообменников (охлаждающих устройств) в качестве охлаждающей среды используют воду или воздух, хотя применяются также и иные среды. Например, в самолетах в качестве охлаждающей среды зачастую используют топливо (горючее). Применяются также, преимущественно в условиях жаркого климата, охлаждающие устройства испарительного типа, поверхность змеевиков в которых обливается водой и одновременно продувается воздухом.

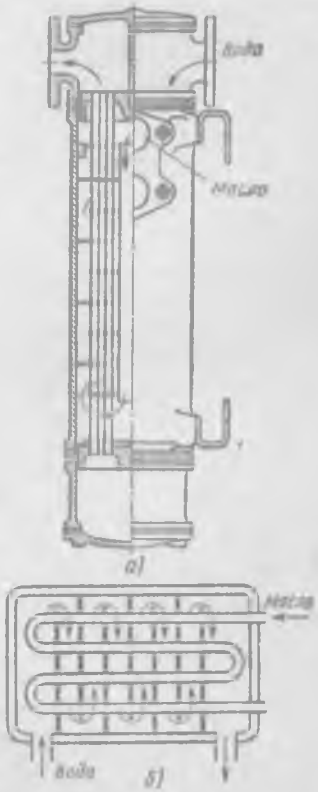


Рис. 50. Водяные радиаторы для охлаждения масла

При равных условиях (одинаковом отводе тепла) охладители типа жидкость — жидкость и охладители — испарители более компактны, чем охладители типа жидкость — газ, благодаря более высоким коэффициентам теплопередачи на холодной стороне (коэффициент теплопередачи жидкости выше такого же коэффициента для газов в 1000 раз). Опыт показывает, что при температуре воды на входе в охладитель 15° С и на выходе ≈60° С каждый литр воды уносит 50 *ккал* тепла. Следовательно, расход воды на каждую лошадиную силу теряемой мощности составляет примерно 10 *л/ч*. С целью экономии воды охлаждаемая жидкость должна поступать в охладитель при максимальной температуре и не охлаждаться ниже 50° С.

В основном распространены трубчатые (сотовые) охладители (теплообменники), состоящие из собранных в пучок труб (сот), заключенных в корпус. В этих холодильниках охлаждаемая жидкость обычно проходит в обечайке вокруг труб, а охлаждающая жидкость (вода) — по трубам. В воздушных холодильниках охлаждаемая жидкость течет по трубам. Последнее обусловлено различными значениями коэффициента теплопроводности рабочего тела (масла) и охлаждающего тела (среды) — жидкость с более низким коэффициентом теплопроводности течет вокруг труб.

Следует иметь в виду, что при применении воздушных охладителей минимально достижимая температура жидкости на выходе

ла охладителя будет выше (на 10—15° С) температуры охлаждающего воздуха.

На рис. 50, *а* показан типовой водяной охладитель (радиатор). Если температура воздуха в условиях эксплуатации высокая, применяют комбинированные воздушно-водяные теплообменники, в которых воздух является основной средой и вода — дополнительной средой. Водный теплообменник, выполняемый в большинстве случаев сотовой конструкции, устанавливается после воздушного.

На рис. 50, *б* изображена схема простейшего водо-масляного радиатора, представляющего собой помещенный в водяной бак змеевик, по которому пропускается масло. Бак (кожух охладителя) снабжен системой перегородок, припаянных к трубе, которые создают циркуляцию воды и интенсивный съем тепла.

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВ

Газы, в том числе и воздух, подчиняются в основном приведенным выше для капельных жидкостей зависимостям и характеризуются теми же физическими показателями и единицами измерения.

Принцип действия газовых (пневматических) систем основан на тех же законах, что и гидравлических, однако расчеты газовых систем имеют особенности, обусловленные в основном сжимаемостью газа.

Течение газа не подчиняется законам установившегося течения капельных жидкостей, согласно которым скорость жидкости в каждой точке магистрали определяется ее координатами и не зависит от времени. При заполнении сжатым газом (воздухом), находящимся под постоянным давлением какой-либо емкости (силового цилиндра и пр.), газ в начальный момент, когда давление в этой емкости минимальное, будет проходить с максимальной скоростью, которая по мере выравнивания давления в подводящей магистрали и заполняемой емкости будет понижаться, достигая при полном выравнивании нулевого значения. Так как при заполнении емкости давление в ней повышается при практически постоянном объеме (без совершения внешней работы), температура газа повышается.

Поскольку расчет течения газа с учетом указанных особенностей представляет известные трудности, при практических расчетах исходят из условия, что при установившемся процессе весовой расход газа G, проходящего в единицу времени через любое поперечное сечение воздухопровода (магистрали) площадью f, остается, вследствие неразрывности потока, постоянным:

$$G = \gamma u f = \frac{uf}{v} = \text{const}, \qquad (123)$$

где u и γ — средняя скорость и объемный вес газа;

$V = \frac{1}{\gamma}$ — удельный объем газа.

Так как объемный расход газа $Q = uf = \frac{G}{\gamma}$ по пути течения по трубопроводу не сохраняется постоянным, а увеличивается вследствие расширения, обусловленного понижением давления, средняя скорость газа по длине трубопровода ($u = Q/f$) будет повышаться, а температура — понижаться.

Ввиду сложности определения величины показателя политропы течения газа по трубе с учетом теплообмена с материалом трубы и окружающей средой приближенные расчеты часто производят исходя из условия изотермного режима течения, т. е. допускают, что газ протекает с постоянной температурой, равной температуре его в баллоне. Опыты подтвердили, что для труб с отношением l/d в пределах 1000—12 000, где l и d — длина и диаметр трубы, при коэффициенте расширения газа $\frac{p_2}{p_1}$ от 0,5 до 0,8 подобное допущение почти не искажает результаты расчетов (показатель политропы колеблется в пределах $1{,}1 > n > 1$). При этом условии можно считать вязкость газа по длине трубопровода также постоянной, а следовательно, неизменным сохраняется и число Рейнольдса, выражение для которого при весовом расходе можно представить в виде

$$\mathrm{Re} = \frac{4\rho G}{\pi d \gamma \mu} = \frac{4G}{\pi d \mu g} = \frac{4G}{\pi d \gamma \nu},$$

где $\mu = \nu\rho$ — среднее значение абсолютной вязкости газа (см. рис. 26);

ρ и $\gamma = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}$ — средние значения плотности и объемного веса газа;

d — диаметр трубопровода.

Однако режим течения газов в трубах распространенных пневматических систем преимущественно турбулентный.

Потери напора при течении газа в трубе при этом режиме могут быть с достаточной точностью вычислены по выражению (55) путем подстановки средних для данных условий значений входящих в него параметров.

Коэффициент сопротивления λ обычно определяется по выражению (59).

Среднее значение коэффициента сопротивления λ рассчитывают также для турбулентного режима течения (для $2 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 10^8$) по приближенному эмпирическому выражению

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{k}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}} \right)^{0{,}25}, \qquad (124)$$

где k и κ/d — величины абсолютной и относительной шероховатости трубы.

Средние значения давления $p_{ср}$ и температуры $T_{ср}$ газа вычисляются при политропном расширении по выражениям

$$p_{ср}=\left(\frac{1}{n-1}\cdot\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}-\frac{p_2}{p_1}}{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}\right)p_0; \qquad (125)$$

$$T_{ср}=\left(\frac{1}{2-n}\cdot\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}\right)T_0, \qquad (126)$$

где p_0 и T_0 — начальное давление и температура (в ° К) газа;
p_2/p_1 — степень расширения газа;
p_1 и p_2 — начальное и конечное давление газа.

Средний объемный вес газа вычисляется по выражению

$$\gamma_{ср}=\frac{p_{ср}}{RT_{ср}},$$

где R — газовая постоянная при среднем давлении $p_{ср}$ и температуре $T_{ср}$ при политропном расширении (см. стр. 65).

Принимая во внимание, что величина весового расхода газа через трубопровод сечением f равна $G = fu_{ср}\gamma_{ср}$, средняя скорость газа выразится так:

$$u_{ср}=\frac{G}{f\gamma_{ср}}. \qquad (127)$$

На рис. 51, *а* приведены графики зависимости λ от числа Рейнольдса для труб с различной относительной шероховатостью $\left(\frac{k}{d}\right)$, построенные по выражению (124), и на рис. 51, *б* — опытная кривая среднего значения коэффициента λ при течении воздуха в типовой цельнотянутой стальной трубе.

Весовой расход газа через трубопровод длиной L с сечением f при турбулентном режиме течения можно вычислить по выражению

$$G=p_1 f\frac{2g}{RT_1}\cdot\frac{1}{\sqrt{\lambda\frac{L}{d}+1}}\sqrt{B},$$

где p_1 и T_1 — давление и температура в ° К газа на входе в трубопровод;

L — длина трубопровода;
R — средняя величина газовой постоянной;
d — диаметр трубопровода;
f — сечение трубопровода;
B — коэффициент, зависящий от степени расширения газа и величины показателя политропы n.

Значение коэффициента B может быть вычислено в общем случае по выражению

$$B = \frac{2-n}{n-1} \cdot \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2-n}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2-n}{n}}} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right),$$

Кривые зависимости B для различных значений параметров $\frac{p_2}{p_1}$ и n приведены на рис. 51, *в*.

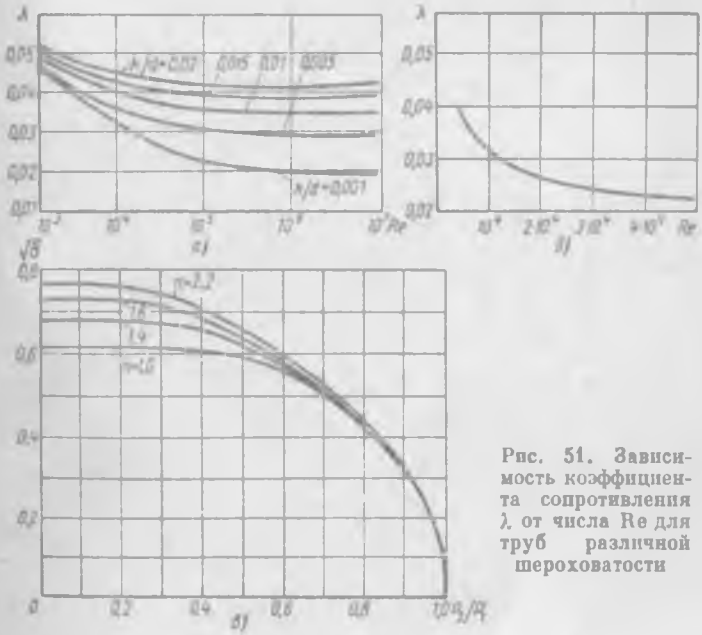


Рис. 51. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Re для труб различной шероховатости

Показатель политропы n при течении газа в трубопроводе определяется в зависимости от степени его расширения $\frac{p_2}{p_1}$, а также

от величины начальной T_1 (на входе) и конечной T_2 (на выходе) температур по выражению

$$n = \left(1 - \frac{\lg T_2 - \lg T_1}{\lg \frac{p_2}{p_1}}\right)^{-1}.$$

Если наполнение или опорожнение некоторой газовой емкости происходит через короткий патрубок или отверстие, при котором заметного теплообмена с внешней средой не происходит, показатель политропы будет близок к $n = 1{,}4$.

Потери напора при течении газа через местные сопротивления часто определяют по общей формуле [см. выражение (70)]

$$\Delta p = \xi \frac{u^2 \gamma}{2g},$$

где ξ — опытный коэффициент местного сопротивления;
u и γ — скорость течения газа и объемный его вес (объемная плотность) за местным сопротивлением.

Полагая процесс течения политропным, расчет весового расхода через дроссельное отверстие можно производить для распространенного режима:

$$G = \mu f \sqrt{\frac{2gp_1^2}{RT_1(n-1)}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]}, \qquad (128)$$

где p_1 и p_2 — давление газа на входе в местное сопротивление и на выходе из него;
R — газовая постоянная реального газа;
T_1 — температура газа на входе в местное сопротивление в ° К;
f — площадь проходного сечения местного сопротивления;
$\mu = \varepsilon\varphi$ — коэффициент расхода;
$\varepsilon = f_n/f$ — коэффициент сжатия струи;
φ — коэффициент сопротивления отверстия;
n — показатель политропы;
f_n и f — площадь потока в сжатом сечении и площадь отверстия;
$\frac{p_2}{p_1}$ — степень расширения газа.

Коэффициент расхода для распространенных местных сопротивлений можно принимать: для внезапного сужения трубопровода $\mu \approx 0{,}8$ и для внезапного расширения $\mu \approx 0{,}7$; для поворота трубы под углом 90° $\left(\frac{R}{d} \geqslant 3\right)$ $\mu = 0{,}94 \div 0{,}95$.

Ввиду некоторой сложности выражения (128) для вычисления расхода через местное сопротивление часто пользуются упрощенным выражением

$$G = \mu f \sqrt{2g\gamma (p_1 - p_2)} = \mu f \sqrt{\frac{2gp_1}{RT_1}(p_1 - p_2)}. \qquad (129)$$

Вес газа, который необходимо подать в емкость объемом V_0, для того чтобы повысить давление в ней с p_0 до $p_к$, можно определить по выражению

$$\Delta G = \frac{(p_к - p_0) V_0}{RT}, \qquad (130)$$

где p_0 и $p_к$ — давление газа в емкости в начале и в конце заполнения.

2. НАСОСЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава III

НАСОСЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МОТОРЫ

Насос служит для преобразования механической энергии привода (входного звена) в энергию потока жидкости. В настоящем пособии рассмотрены лишь объемные насосы, преобразующие механическую энергию, приложенную к их приводному валу, в энергию движения жидкости под давлением.

Вытеснение жидкости из рабочих камер и заполнение ею всасывающих камер происходит в объемном насосе в результате уменьшения и соответственно увеличения геометрического объема этих камер, герметически отделенных друг от друга. В роторных объемных насосах, применяемых в распространенных гидросистемах, жидкость из рабочих камер вытесняется в процессе вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей.

Объемный гидромотор преобразует энергию потока жидкости в механическую работу выходного звена (вала). Под объемным гидромотором понимают в общем случае гидродвигатель кругового движения, в котором энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию в процессе перемещения под действием сил давления герметизирующего рабочего элемента (поршня, пластины и пр.) при заполнении жидкостью рабочей камеры.

Рабочая камера насоса (или гидромотора) — изолированное пространство, образованное деталями насоса с периодически увеличивающимся и уменьшающимся при работе насоса объемом и сообщающееся соответственно с нагнетательным и всасывающими каналами.

Помимо гидромоторов, различают объемные гидродвигатели возвратно-поступательного (силовые цилиндры) и возвратно-поворотного (квадранты) движений, в которых энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию поступательного движения штока или поворотного движения (с углом поворота $<360°$) вала (см. стр. 326).

Насосы и гидромоторы объемного типа (бесклапанного распределения) являются в большинстве случаев обратимыми механизмами, что позволяет применять в качестве насоса и мотора один и тот же агрегат. Поэтому общие вопросы расчетов и конструиро-

вания в настоящем пособии рассматриваются применительно к насосам с описанием особенностей использования их в качестве гидромоторов.

Рабочее давление современных насосов достигает 350—500 *кГ/см²*; число оборотов 5000 *об/мин*, а в отдельных случаях 12 000—18 000 *об/мин* и реже 30 000 *об/мин*. Производительность насосов колеблется в широких пределах — от 1 и менее до 8700 *л/мин* для поршневых насосов, предназначенных для морских судов или тяжелых промышленных установок. Мощность насосов, применяемых в гидросистемах некоторых отраслей промышленности, достигает 3500 *квт*.

Насосы специального назначения отличаются высокой приемистостью (быстродействием). В лучших образцах насоса время достижения регулируемым насосом максимальной производительности от нулевого ее значения не превышает 0,04 *сек*, а время снижения расхода от номинального значения до нулевого — не более 0,02 *сек*.

В тяжелом машиностроении применяются насосы регулируемого расхода мощностью 2000 *квт*, производящие до 60 реверсов в минуту. По данным зарубежной печати гидропривод в трубопрокатных станах с весом движущихся возвратно-поступательно частей в 150 *т* обеспечивает 45 двойных ходов в минуту.

Динамические качества гидромотора оцениваются способностью сообщать массовой нагрузке большое ускорение и определяются отношением момента, развиваемого гидромотором, к моменту инерции вращающихся его частей. По этому параметру гидромоторы мощностью $\sim$ 200 *квт* добротнее в 50—60 раз и при малой мощности — в 160—200 раз электродвигателей постоянного тока.

ОСНОВНЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

При вращении вала насоса объем его камер изменяется, причем при рабочем ходе (цикле) этот объем уменьшается и заполняющая его жидкость вытесняется; для гидравлического мотора объем камер при рабочем ходе увеличивается и жидкость, поступающая к нему от внешнего источника, заполняет эти камеры. Изменение объема камер насоса или мотора за один оборот характеризует их рабочие объемы, а за единицу времени — теоретическую (расчетную) производительность (подачу), которую часто также называют геометрической производительностью. Иначе расчетная производительность (подача) насоса — суммарное изменение объема камер насоса в единицу времени или произведение рабочего объема насоса на число оборотов вала в единицу времени, причем под рабочим объемом насоса (или гидромотора) понимают изменение объема камер насоса за один оборот.

Следовательно, рабочий объем насоса является его расчетной производительностью за один оборот вала.

Не следует отождествлять число оборотов вала насоса (гидромотора) с числом рабочих циклов, поскольку в насосах (гидромоторах) некоторых конструкций рабочие элементы совершают за один оборот вала несколько рабочих циклов нагнетаний и всасываний (см. стр. 165). В соответствии с этим под одним рабочим циклом понимают разовое изменение объема рабочих камер от максимального значения до минимального.

Так как объемная производительность насоса находится при нормальных условиях работы в прямой зависимости от числа оборотов, то удобно выражать производительность насоса через его рабочий объем. Исходя из этого расчетную производительность объемного насоса в минуту определяют по формуле

$$Q_т = qn = wzn \ (см^3/мин), \qquad (131)$$

где q — рабочий объем насоса в $см^3$;
w — рабочий объем одной камеры насоса в $см^3$;
z — число камер;
n — число оборотов вала насоса в минуту.

Фактическая производительность насоса. Помимо расчетной (теоретической или геометрической), различают фактическую (полезную) производительность насоса, под которой понимают подачу жидкости насосом при определенных значениях перепада давления Δp в камерах нагнетания и всасывания и вязкости жидкости, а также числе оборотов и при прочих параметрах, влияющих на объемные потери жидкости в насосе. Величина этой производительности будет меньше расчетной на величину объемных потерь жидкости $\Delta Q_н$, которые возникают в результате перетекания жидкости из рабочей полости в нерабочую или в атмосферу ($\Delta Q'_н$), а также в результате неполного заполнения рабочих камер жидкостью в процессе всасывания и в результате сжатия, в процессе нагнетания жидкости и деформации деталей насоса, определяющих размер рабочих его камер ($\Delta Q''_н$). Последние потери принято называть условными утечками или потерями на всасывании насоса.

Количественное сравнение непосредственных утечек жидкости с условными (будем называть их объемными потерями из-за неполного заполнения рабочих камер насосов) показывает, что последние могут составить в некоторых случаях 75% всех утечек в насосе.

Основными причинами неполного заполнения жидкостью рабочих камер насоса при прохождении их через всасывающую зону являются малый напор (давление) на входе в насос и сопротивление всасывающих каналов, а также наличие в жидкости воздуха. Сопротивление всасывающей линии, включающее инерционные потери может привести в зависимости от величины абсолютного

давления у входа в насос к разрыву потока жидкости вследствие кавитации. Появление такого режима насоса особенно реально при высоких числах оборотов.

При повышении числа оборотов вала насоса пропорционально увеличивается количество жидкости, проходящей через подводящие каналы и узел распределения, а следовательно, соответственно увеличивается сопротивление (потери напора). Очевидно, при постоянном давлении жидкости на входе в насос может быть достигнуто такое критическое число оборотов, при котором в насос не будет поступать при данном давлении на входе требуемое для заполнения рабочих камер количество жидкости и при дальнейшем повышении числа оборотов производительность насоса не будет повышаться или будет даже снижаться. При числах оборотов выше указанного критического значения насос работает в кавитационном режиме (в режиме голодания).

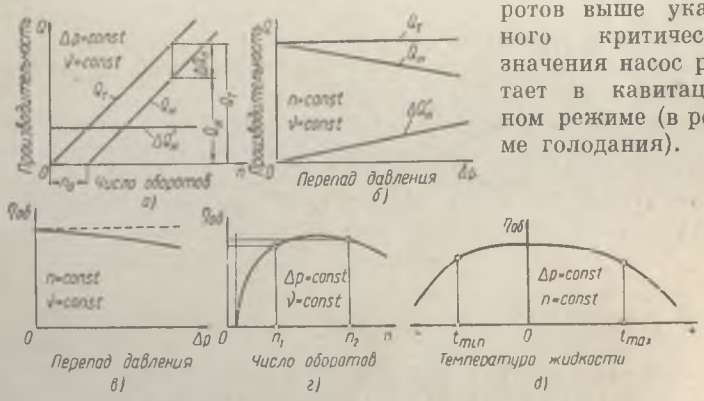


Рис. 52. Объемные характеристики насоса

Для широко применяемых в гидросистемах аксиально-поршневых насосов (см. стр. 166) внутренние потери напора определяются в основном сопротивлением в распределительном узле (окнах питания), а также в каналах, подводящих жидкость к этим окнам, и в цилиндрах. Для некоторых типов насосов, в частности для шестеренных и лопастных, к указанным сопротивлениям на входе добавляется сопротивление, обусловленное центробежной силой жидкости при вращении рабочих узлов насоса.

Фактическая производительность насоса $Q_н$ выражается уравнением

$$Q_н = Q_т - \Delta Q_н = Q_т - (\Delta Q'_н + \Delta Q''_н), \qquad (132)$$

где $Q_т$ — расчетная (геометрическая) производительность;

$\Delta Q_н = \Delta Q'_н + \Delta Q''_н$ — утечки жидкости (включая и условные утечки).

На рис. 52, *а* и *б* приведены принципиальные графики зависимости производительности насоса от числа оборотов n и перепада

давления Δp для случаев отсутствия условных утечек и такой жесткости конструкций насоса, при которой зазоры при повышении давления не изменяются. При повышении перепада давления фактическая производительность такого насоса $Q_н$ понижается практически линейно. В соответствии с этим линейной будет также зависимость от Δp величины утечек жидкости $\Delta Q'_н$, обусловленных перепадом давления. С другой стороны, так как зазоры при изменении оборотов практически постоянны и, кроме того, скорость течения жидкости через зазоры (скорость утечек жидкости) значительно больше скорости скользящих пар, образующих рабочие зазоры, величина утечек жидкости через зазоры $\Delta Q_н$ почти не зависит от числа оборотов насосов (см. рис. 40, *а*). При числах оборотов, меньших n_0, насос не будет развивать требуемого перепада давления.

Так как внутренние утечки увеличиваются с повышением перепада давления в системе, то насосы оцениваются по производительности при заданном давлении.

Объемный к. п. д. насоса. Объемные потери в насосе характеризуются объемным к. п. д., который показывает, насколько фактическая производительность ($Q_н$) насоса отличается от теоретической (геометрической) ($Q_т$), и представляет собой отношение фактической производительности к теоретической:

$$\eta_{об.н} = \frac{Q_н}{Q_т}.$$

Теоретическую производительность определяют расчетным путем или измеряют при медленном ($n = 20 \div 30$ *об/мин*) проворачивании насоса и нулевом перепаде давления жидкости между полостями входа и выхода (при нулевой разности уровней жидкости в заборном и сливном резервуарах. См. рис. 172).

На основании формулы (132) можем написать

$$\eta_{об.н} = \frac{Q_н}{Q_т} = 1 - \frac{\Delta Q_н}{Q_т} = 1 - \frac{\Delta Q'_н - Q''_н}{Q_т}. \qquad (133)$$

Объемные потери жидкости в насосе уменьшают в $\eta_{об.н}$ раз его производительность.

На рис. 52, *в* и *г* приведены типовые кривые принципиальной зависимости объемного к. п. д. насоса (без учета условных утечек) в функции перепада давления (допускаем, что зазоры с изменением давления не меняются) при постоянной скорости и в функции скорости (числа оборотов) при постоянном давлении. Штриховая линия на рис. 52, *в* соответствует насосу с нулевыми утечками ($\eta_{об} = 1$).

При расчетах гидросистем значение $\eta_{об}$ для поршневых машин (насосов и гидромоторов) можно принимать для номинальных режимов равным 0,96—0,98.

Анализ приведенных формул и результатов опытов показывает, что изменение объемного к. п. д. насоса практически находится

в прямой зависимости от перепада давления (рис. 52, *в*). Поскольку теоретическая производительность насоса при бескавитационном режиме всасывания прямо пропорциональна числу его оборотов [см. выражение (131)], а абсолютная величина утечек жидкости при принятых условиях зависит лишь от перепада давления жидкости и практически не зависит от числа оборотов насоса, объемный к. п. д., насоса с увеличением числа оборотов в некоторых пределах, в которых соблюдается бескавитационный режим работы, повышается (рис. 52, *г*).

Однако подобное повышение объемного к. п. д. и производительности насоса будет происходить лишь до определенных значений оборотов, при которых утечки (см. стр. 128), обусловленные недозаполнением рабочих камер насоса, отсутствуют или столь малы, что ощутимо не изменяют производительности насоса. При более высоких числах оборотов условные утечки станут превалировать над основными, и поскольку с увеличением числа оборотов они относительно возрастают, то объемный к. п. д. при этом понижается (рис. 52, *д*). Понижение объемного к. п. д., наблюдаемое при повышении оборотов выше n_2, обусловлено объемными потерями на всасывании (кавитацией). До оборотов n_1 величина к. п. д. определяется утечками через зазор в результате перепада давления. Очевидно, оптимальным диапазоном чисел оборотов в этом случае является диапазон от n_1 до n_2.

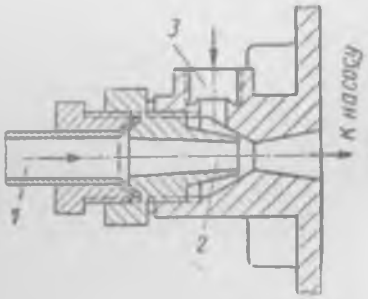


Рис. 53. Схема эжектора для повышения давления на входе в насос

Кавитация в насосе сопровождается пульсацией давления жидкости и шумом. Эти пульсации обусловлены обратным потоком жидкости из нагнетательной полости насоса, который сопровождается гидравлическими ударами и в результате чередующихся ударов — пульсацией давления в нагнетательной магистрали насоса. Амплитуда этих пульсаций может при известных условиях достигать величины, вызывающей разрушение насоса.

Возможность возникновения кавитации можно уменьшить рациональным выбором режимов работы гидравлической системы и правильным конструктивным выполнением ее агрегатов, однако полностью исключить это явление можно лишь применением вспомогательных насосов подкачки, а также повышением давления во всасывающей линии насоса. В частности, повышение давления во всасывающей линии насоса часто достигается путем применения специального эжектора (см. стр. 47), устанавливаемого на сливной линии системы (рис. 53), с помощью которого можно повысить давление на входе в насос, используя скоростной

напор жидкости, выходящей из сопла *2* эжектора. Сливная магистраль *1* гидросистемы в этом случае соединяется с эжекторным устройством, с помощью которого во всасывающий канал насоса может дополнительно поступить под избыточным давлением некоторое количество жидкости через канал *3*, соединенный с бачком.

Минимальное значение числа оборотов насоса определяется его герметичностью (утечками жидкости), а максимальное — надежностью заполнения рабочих камер жидкостью. При уменьшении числа оборотов его расчетная производительность пропорционально уменьшается, в то время как непосредственные утечки сохраняются при всех прочих равных условиях практически постоянными; в результате при известных числах оборотов полезная производительность и объемный к. п. д. насоса могут снизиться до нулевого значения.

Опыты показывают, что величина утечек жидкости через зазоры $\Delta Q_н'$ обратно пропорциональна ее вязкости, в соответствии с чем объемный к. п. д. насоса (и гидромотора) с повышением вязкости увеличивается. Однако повышение вязкости жидкости сказывается положительно на объемном к. п. д. лишь до того, пока отрицательное влияние этого фактора на заполнение насоса не превысит положительного эффекта от уменьшения утечек через зазоры, обусловленные перепадом давления. Таким образом, объемный к. п. д. насоса будет наибольшим при такой вязкости жидкости, при которой суммарные объемные потери вследствие ее утечек через зазоры и неполного заполнения рабочих камер насоса будут минимальными.

В соответствии с этим на величину утечек жидкости через зазоры влияет также температура жидкости, причем, поскольку теоретическая производительность не зависит от температуры, объемный к. п. д. с понижением температуры ниже температуры, при которой обеспечивается заполнение насоса, понижается. С понижением температуры повышается также сопротивление всасывающей линии насоса, что также уменьшает объемный к. п. д. насоса.

График, приведенный на рис. 52, *д*, показывает, что в интервале температур жидкости от t_{min} до t_{max} объемный к. п. д. сохраняется в приемлемых значениях; при повышении температуры выше t_{max} он уменьшается вследствие утечек жидкости через зазоры, а при понижении температуры ниже t_{min} — вследствие повышения сопротивления всасывающей линии (из-за недозаполнения насоса жидкостью).

В связи с этим объемный к. п. д. насоса при всех прочих равных условиях будет, как правило, тем больше, чем меньше доля зазоров, приходящихся на единицу расчетной производительности насоса. Исходя из этого объемный к. п. д. насоса большой производительности обычно выше объемного к. п. д. насоса

малой производительности. Очевидно, что по этой же причине число оборотов насоса желательно выбирать максимальным, однако таким, при котором обеспечивается бескавитационный режим всасывания.

Поскольку в насосах регулируемой производительности (см. стр. 140) периметр зазоров при регулировании не изменяется, утечки жидкости через зазоры практически сохраняются постоянными при различных рабочих объемах q насоса. Теоретический же расход изменяется при этом пропорционально рабочему объему $q = \frac{Q_т}{n}$, ввиду чего объемный к. п. д. такого насоса с уменьшением его рабочего объема будет понижаться [см. выражение (133)]. В соответствии с этим кривая зависимости $Q_н$ насоса регулируемой производительности от рабочего объема будет аналогична кривой, представленной на рис. 52, *а*.

Объемные потери и объемный к. п. д. гидромотора. Объемные потери гидромотора соответственно уменьшают число оборотов по сравнению с расчетным, поэтому объемный к. п. д. гидромотора представляет собой отношение объема $Q_{т.м}$, описываемого его рабочими элементами в единицу времени [см. выражение (131)], к фактическому объему жидкости $Q_{под}$, подводимому к гидромотору:

$$\eta_{об.м} = \frac{Q_{т.м}}{Q_{под}}. \qquad (134)$$

Принимая во внимание, что $Q_{т.м} = Q_{под} - \Delta Q_м$, где $\Delta Q_м$ — объемные потери в гидромоторе, можем написать

$$\eta_{об.м} = 1 - \frac{\Delta Q_м}{Q_{под}}. \qquad (135)$$

Объемные потери (утечки жидкости) в гидромоторе отличаются от утечек в насосе тем, что потери, обусловленные недозаполнением жидкостью рабочих камер, в моторе практически отсутствуют.

Механические потери и механический к. п. д. Преобразование энергии в гидромашине (механической в гидравлическую в насосе, или гидравлической в механическую в гидромоторе) обеспечивается движением рабочих элементов (вытеснителей), которое сопровождается потерями энергии (мощности) на трение механических частей и жидкости.

Указанные потери определяются как разность между теоретической (индикаторной) мощностью и мощностью на валу машины. Отличие насоса от гидромотора, с этой точки зрения, заключается лишь в том, что для определения потерь в насосе теоретическую мощность вычитают из мощности на валу насоса, а в моторе мощность на выходном валу вычитают из теоретической его мощности.

В соответствии с этим фактический крутящий момент на валу насоса $M_{пр.н}$ или гидромотора $M_{пр.м}$, т. е. крутящий момент,

требуемый для привода насоса или момент, развиваемый гидромотором, будет равен сумме крутящих моментов.

Для насоса

$$M_{пр.н} = M_{т.н} + \Delta M_н; \tag{136}$$

для гидромотора

$$M_{эф} = M_{т.м} - \Delta M_м, \tag{137}$$

где $\Delta M_н$ и $\Delta M_м$ — потери момента соответственно в насосе и в гидромоторе;

$M_{т.н}$ и $M_{т.м}$ — теоретический (индикаторный) крутящий момент насоса и гидромотора, под которым понимается момент, развиваемый перепадом Δp давления жидкости в камерах насоса или гидромотора без учета потерь на механическое трение и потери сопротивления жидкости.

Связь между теоретическим моментом $M_т$ на валу насоса (или гидромотора) и его рабочим объемом q и теоретической мощностью $N_т$ при перепаде давления Δp выражается уравнением

$$M_т = \frac{q\Delta p}{2\pi} = \frac{\Delta p Q_т}{2\pi n} = \frac{N_т}{2\pi n}. \tag{138}$$

Механические потери мощности могут быть также вычислены:

для насоса

$$\Delta N_н = N_{пр.н} - N_{т.н} \tag{139}$$

для гидромотора

$$\Delta N_м = N_{т.м} - N_{эф}, \tag{140}$$

где $N_{пр.н}$ — мощность (приводная) на валу насоса;

$N_{эф}$ — мощность, снимаемая с вала гидромотора (эффективная мощность);

$N_{т.н}$ и $N_{т.м}$ — теоретическая (индикаторная) мощность насоса и гидромотора;

$\Delta N_н$ и $\Delta N_м$ — механические потери мощности соответственно в насосе и гидромоторе.

Теоретическая (индикаторная) мощность насоса (или мотора), под которой понимается мощность, эквивалентная при данном перепаде давления Δp жидкости расчетной производительности насоса $Q_т$, определится по выражению

$$N_т = \Delta pqn = Q_т \Delta p, \tag{141}$$

где n — число оборотов.

Следует заметить, что при атмосферном давлении в баке перед насосом будем иметь вакуум $p_{вак}$, равный потери давления во всасывающей линии. В соответствии с этим напор, создаваемый насосом, выразится

$$H = \frac{p_н + p_{вак}}{\gamma}; \quad H\gamma = p_н + p_{вак},$$

где $p_н$ — давление на выходе насоса;

γ — объемный вес жидкости.

С учетом этого мощность N, развиваемая насосом,

$$N = Q(p_н + p_{вак}).$$

Величиной $p_{вак}$, ввиду относительно небольшой ее величины, пренебрегают, принимая давление на входе в насосе равным давлению в баке.

В принятых на практике размерностях теоретические мощность $N_т$ и крутящий момент $M_т$ выражаются уравнениями

$$N_т = \frac{\Delta p Q_т}{45 \cdot 10^3} \text{ (л. с.)}; \tag{142}$$

$$M_т = 716{,}2 \frac{N_т}{n} \text{ (кГ·м)}, \tag{143}$$

где $Q_т$ — расчетная производительность в *см³/мин*;

n — число оборотов в минуту;

Δp — перепад давления в выходной и входной камерах (полостях) насоса (или во входной и выходной камерах мотора) в *кГ/см²*.

Механический к. п. д. насоса равен отношению теоретической мощности $N_{т.н}$ к мощности $N_{пр.н}$, приложенной к валу насоса (приводной мощности):

$$\eta_{мех.н} = \frac{N_{т.н}}{N_{пр.н}} = 1 - \frac{\Delta N_н}{N_{пр.н}} = 1 - \frac{\Delta N_н}{\Delta N_н + N_{т.н}} \tag{144}$$

или

$$\eta_{мех.н} = \frac{M_{т.н}}{M_{пр.н}} = 1 - \frac{\Delta M_н}{M_{пр.н}} = 1 - \frac{\Delta M_н}{\Delta M_н + M_{т.н}}, \tag{145}$$

где $M_{т.н}$ и $M_{пр.н}$ — теоретический момент на валу насоса и момент на приводном его валу.

Приводной момент насоса $M_{пр.н}$ с учетом механического к. п. д. выразится так:

$$M_{пр.н} = \frac{M_{т.н}}{\eta_{мех.н}} = \Delta p \frac{q}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{мех.н}}. \tag{146}$$

На рис. 54, *а* показана зависимость механического к. п. д. насоса $\eta_{мех.н}$ от выходного давления. При повышении давления до p_1 механический к. п. д. растет. Это обусловлено тем, что увеличение механических потерь мощности, наблюдающееся с повышением давления жидкости, непропорционально увеличению теоретической мощности [см. выражение (144)]. При давлениях от p_1 до p_2 к. п. д. стабилизируется, а при дальнейшем повышении давления снижается. Это снижение обусловлено увеличением механических потерь, в результате чего приводная мощность с увеличением давления повышается более интенсивно, чем теоретическая мощность.

Механический к. п. д. гидравлического мотора $\eta_{мех.м}$ равен отношению эффективной $N_{эф}$ мощности на его валу к теоретической $N_{т.м}$ (индикаторной) мощности:

$$\eta_{мех.м} = \frac{N_{эф}}{N_{т.м}} = 1 - \frac{\Delta N_м}{N_{т.м}}, \qquad (147)$$

или

$$\eta_{мех.м} = \frac{M_{эф}}{M_{т.м}} = 1 - \frac{\Delta M_м}{M_{т.м}}, \qquad (148)$$

где $M_{эф}$ — величина эффективного (тормозного) момента определяемая опытным путем;

$M_{т.м}$ — величина теоретического расчетного момента.

В практике механическим к. п. д. обычно оценивают все потери (кроме объемных) мощности в гидромашине.

На рис. 54, *б* представлена кривая зависимости $\eta_{мех.м}$ от нагрузки на валу мотора, выраженной в величинах подводимого давления p, необходимого для преодоления этой нагрузки при нулевой скорости вала. Давление p_0 соответствует сопротивлению трения (сопротивлению страгивания мотора). Для мотора регулируемого типа величина p_0 будет тем большей, чем меньше рабочий объем q, при уменьшении которого ниже определенной величины произойдет самозатормаживание мотора [$\eta_{мех.м} = 0$; см. выражение (148)].

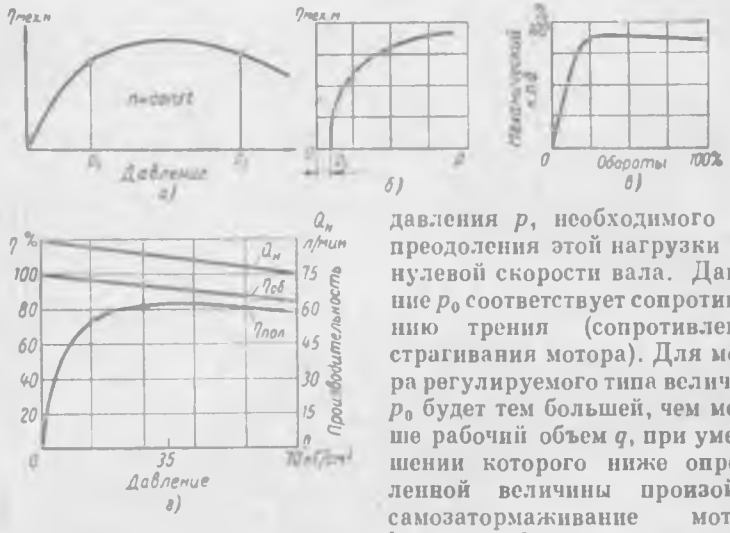


Рис. 54. Принципиальные зависимости к. п. д. насоса и гидромотора от давления

На рис. 54, *в* представлена кривая принципиальной зависимости механического к. п. д. мотора от скорости (оборотов) выходного вала. Опыт показывает, что при качественном изготовлении гидромоторов поршневых типов можно обеспечить удовлетворительную равномерность угловой скорости и устойчивость ее под нагрузкой при числе оборотов $n = 5 \div 10$ *об/мин*. При некоторых малых оборотах наблюдается нарушение равномерности вращения, причиной которого является в основном пульсация потока

жидкости, обусловленная синусоидальным изменением скорости поршня и развиваемого им момента (см. стр. 147), а также колебаниями силы трения.

Полный к. п. д. Полный к. п. д. насоса или гидромотора равен отношению отдаваемой мощности к подводимой. Значение этого к. п. д. вычисляется обычно как произведение объемного $\eta_{об}$ и механического $\eta_м$ к. п. д.:

$$\eta_{пол} = \eta_{об}\eta_м. \qquad (149)$$

Для насоса $\eta_{пол.н} = \eta_{об.н}\eta_{мех.н} = \frac{Q_н}{Q_т} \cdot \frac{N_{т.н}}{N_{пр.н}}$ [см. выражения (133) и (145)] показывает, насколько мощность, соответствующая фактической производительности $Q_н$ насоса, меньше приводной мощности $N_{пр.н}$; для гидромотора полный к. п. д. $\eta_{пол.м} = \eta_{об.м}\eta_{мех.м} = \frac{Q_{т.м}}{Q_{под}} \cdot \frac{N_{эф}}{N_{т.м}}$ [см. выражения (137) и (147)] показывает, насколько мощность, соответствующая подводимому к мотору расходу жидкости $Q_{под}$ под рабочим давлением, меньше эффективной мощности $N_{эф}$ на выходном валу гидромотора.

На рис. 54, *г* показана зависимость объемного $\eta_{об}$ и полного $\eta_{пол}$ к. п. д. типового пластинчатого насоса от давления жидкости.

При определении влияния вязкости масла на полный к. п. д. следует учитывать, что повышение вязкости масла до известных пределов сказывается на объемном к. п. д. (см. стр. 130) положительно, однако наряду с этим повышение вязкости отрицательно сказывается на механическом к. п. д. и увеличивает гидравлическое сопротивление трубопроводов. Поэтому для получения максимального полного к. п. д. наиболее приемлемой будет такая величина вязкости, при которой суммарные (объемные и механические) потери будут минимальными.

Обычно полный к. п. д. насосов, применяемых в гидравлических системах машин, колеблется от 0,75 до 0,94, причем более высоким к. п. д. обладают поршневые насосы; средний по величине к. п. д. имеют пластинчатые (шиберные) насосы, и к. п. д., изменяющийся от среднего до низкого, имеют шестеренные и винтовые насосы.

НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ ПОРШНЕВЫХ ТИПОВ

В современных гидросистемах высоких давлений (до 700 *кГ/см*²) применяют преимущественно роторные поршневые насосы и гидромоторы.

Различают роторные радиально-поршневые насосы с радиальным относительно оси вращения ротора расположением цилиндров и роторные аксиально-поршневые насосы с аксиальным относительно оси вращения цилиндрового блока расположением

цилиндров. В первых насосах движение поршней происходит в одной плоскости, во вторых — в пространстве.

Радиальные насосы более громоздки, чем насосы аксиальные, и имеют более высокие моменты инерции вращающихся частей, поэтому они менее приемистые и более тихоходны.

Аксиальное расположение цилиндров предпочтительнее для высоких скоростей и малых крутящих моментов, радиальное — для больших крутящих моментов (до 500 *кГ.м* и выше) и малых скоростей, минимальное значение которых доводят до 5 *об/мин* и ниже. Аксиальные насосы, и в частности насосы средней мощности ~20—50 *л. с.*), имеют перед радиальными весовые преимущества: вес их при всех прочих равных условиях меньше веса радиальных примерно в 2 раза.

Основными узлами всех насосов поршневых типов являются механизм подачи и узел распределения жидкости; у насосов регулируемой производительности к ним относится также механизм регулирования.

Механизм подачи поршневого насоса обеспечивает возвратно-поступательное движение поршней (вытеснителей). Обычно эти механизмы построены на базе кривошипно-шатунных или кулисных механизмов. Узел распределения жидкости обеспечивает питание цилиндров жидкостью в процессе хода всасывания и вытеснение ее при рабочем ходе в нагнетательную магистраль и узел регулирования — изменение величины и направления подачи жидкости.

РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Радиально-поршневой насос состоит из посаженного на цапфу *5* цилиндрового блока *1* с звездообразным расположением цилиндров (рис. 55, *а*), а также смещенного на величину *е* относительно блока статорного кольца *3*, помещенного в игольчатом подшипнике *4*.

При работе агрегата в качестве насоса поршни *2* связываются со статором *3* при помощи различных механических устройств или пружин, помещенных в цилиндры, а также при помощи давления жидкости, подаваемой вспомогательным насосом (насосом подкачки).

Во многих конструкциях радиальных насосов центробежная сила поршней обеспечивает самовсасывание, поэтому она должна быть достаточной для того, чтобы преодолеть действующие силы сопротивления. Для обеспечения этого масса поршня должна быть соответствующей величины. Расчеты и опыт показывают, что диаметр поршня насоса этого типа не должен быть меньше 16 *мм* при 1000 *об/мин* и 22 *мм* при 750 *об/мин*.

Поршни под действием давления жидкости и центробежной силы прижимаются к статорному кольцу *3*, вступая с ним во фрикционное взаимодействие, в результате чего последнее будет следовать

за ротором с угловой скоростью, практически равной угловой скорости последнего.

Благодаря наличию роликов *4* практически устраняется при вращении цилиндрового блока *1* трение скольжения поршней о статорное кольцо.

В радиальных насосах в основном применяется цапфовое распределение жидкости, которое осуществляется через распределительные окна *a* и *b* (рис. 55, *б*), выполненные в цапфе *5*, с которыми поочередно соединяются при вращательном движении цилиндры ротора *1*. Окна *a* и *b* через осевые каналы в цапфе соединяются с внешними всасывающим и нагнетающим трубопроводами.

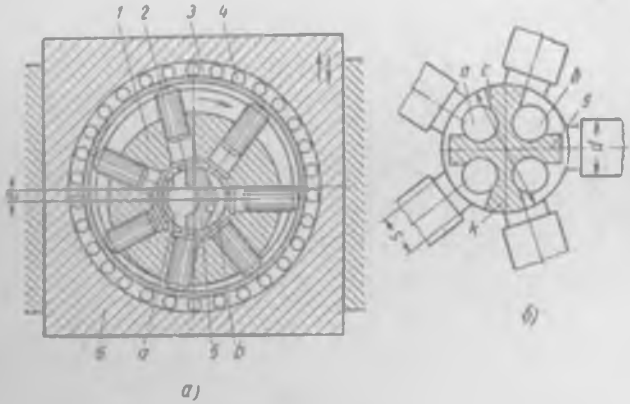


Рис. 55. Схема радиально-поршневого насоса (*а*) и его распределительной цапфы (*б*)

При ходе поршней от центра жидкость при вращении блока (ротора) *1* в направлении стрелки (см. рис. 55, *а*) будет засасываться поршнем через окно *a*, а при ходе к центру — вытесняться (нагнетаться) через окно *b*. При переходе поршней через нейтральное положение (вертикальную ось) каналы цилиндров перекрываются уплотнительной частью (перевальной перемычкой) *k* распределительной цапфы *5* (см. рис. 55, *б*). Величина хода поршней равна двойной величине эксцентрицитета *e*.

При работе агрегата в качестве гидромотора поршни во время рабочего хода перемещаются от центра под действием рабочего давления жидкости, поступающей от источника питания (насоса), и во время нерабочего (холостого) хода—к центру вследствие эксцентричного расположения ротора *1* относительно статора *3*. Применяют также торцовое распределение (см. стр. 59).

Объемный к. п. д. радиально-поршневых насосов при номинальном режиме работы равен от 0,96—0,98 и выше; механический к. п. д. — равен от 0,80 до 0,95.

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы изготовляют мощностью до 3000 *квт* и выше с расходом жидкости до 8000 *л/мин*. Насосы этого типа малых размеров выполняют для давлений до 1000 *кГ/см²*, причем до 200—300 *кГ/см²* выполняют с золотниковым распределением и при более высоких с клапанным.

Цилиндры обычно располагают в несколько (от двух до шести) рядов, вследствие чего получают высокую производительность насоса или большой крутящий момент на валу гидромотора (см. рис. 59). В одном ряду обычно располагают от 5 до 13 цилиндров.

Эти насосы отличаются высоким сроком службы. Так, например, некоторые зарубежные фирмы (ГДР и ФРГ) выпускают подобные насосы на ресурс работы в 20 000—40 000 *ч* (мощность 580 *квт*).

Производительность насоса. Расчетная (теоретическая) производительность насоса за один оборот (рабочий объем) равна объему, описываемому его поршнями:

$$q = fhz = \frac{\pi d^2 hz}{4}, \tag{150}$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поршня;

d и h — диаметр и ход поршня;

z — число поршней.

Учитывая, что ход поршня равен двойному эксцентрицитету: $h = 2e$, получим

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2ez. \tag{151}$$

Теоретическая производительность в минуту

$$Q_т = qn = \frac{\pi d^2 ezn}{2}, \tag{152}$$

где n — число оборотов в 1 *мин*.

Величина и реверс подачи жидкости регулируются изменением величины и знака эксцентрицитета e. В схеме (см. рис. 55) это достигается смещением корпуса *6* со статором относительно оси цилиндрового блока *1*.

Число оборотов гидромотора. Соединив трубопроводом два поршневых насоса, получим схему поршневого привода (трансмиссии) ротативного (вращательного) действия (см. рис. 3).

Теоретическое число оборотов гидромотора подобного привода $n_{м.теор}$ получим, приравняв значения расчетных минутных расходов (производительностей) насоса и мотора, вычисляемых по формуле (152):

$$n_{м.теор} = n_н \frac{e_н}{e_м} \frac{d_н^2 z_н}{d_м^2 z_м} = n_н \frac{e_н}{e_м} k_т \tag{153}$$

где

$$k = \frac{d_н^2 z_н}{d_м^2 z_м}.$$

Для привода, у которого размеры насоса и мотора одинаковы, коэффициент $k = 1$, поэтому

$$n_{м.\,теор} = n_н \frac{e_н}{e_м}. \qquad (154)$$

Моторы этого типа устойчиво работают при минимальном числе

$$n = 5 \div 10 \ об/мин. \qquad (155)$$

Равномерность потока (подачи) жидкости. Мгновенная расчетная подача одним поршнем насоса при нулевом давлении пропорциональна относительной скорости $V_{отн}$ его движения в цилиндре

$$q' = V_{отн} f. \qquad (156)$$

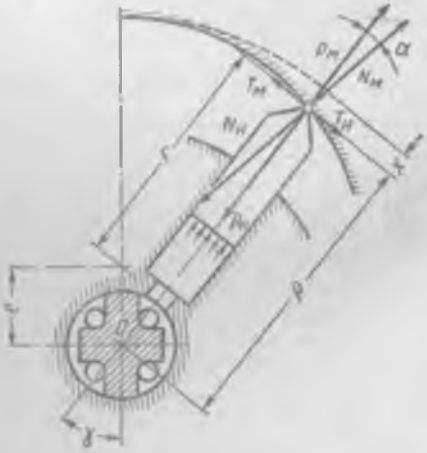


Рис. 56. Расчетная схема радиально-поршневого насоса

Из расчетной схемы поршневого узла насоса, представленной на рис. 56, следует (допускаем, что точка контакта плунжера со статорным кольцом расположена на оси плунжера), что при повороте цилиндра из верхнего (вертикального) положения на угол $\gamma = \omega t$ поршень переместится в цилиндре на величину пути

$$x = (e + r) - (e\cos\gamma + r\cos\alpha).$$

Скорость относительного движения поршня $V_{отн}$ в цилиндре определится как производная x по времени t

$$V_{отн} = \frac{dx}{dt}.$$

Так как угловая скорость $\omega = \frac{d\gamma}{dt}$, получим

$$V_{отн} = \omega \frac{dx}{d\gamma}.$$

Учитывая, что $\frac{r}{e} = \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha}$, находим в результате дифференцирования и преобразований упрощенное выражение для мгновенной скорости поршня

$$V_{отн} = e\omega\left(\sin\gamma + \frac{e}{2r}\sin 2\gamma\right). \qquad (157)$$

Графически скорость $V_{отн}$ движения поршня представляет собой сумму полусинусоиды и полной синусоиды.

Подставив значение $V_{отн}$ в выражение (156), получим мгновенную подачу одним поршнем:

$$q' = fe\omega\left(\sin\gamma + \frac{e}{2r}\sin\gamma\right).$$

Суммарная мгновенная подача всех поршней, находящихся в рабочей полости, составит

$$Q' = fe\omega\left(\sin\gamma_1 + \frac{e}{2r}\sin 2\gamma_1\right) + fe\omega\left(\sin\gamma_2 + \frac{e}{2r}\sin 2\gamma_2\right) + fe\omega\left(\sin\gamma_3 + \frac{e}{2r}\sin 2\gamma_3\right) + \ldots, \quad (158)$$

где γ_1, γ_2, γ_3 — текущие углы, образованные осями цилиндров — осью мертвых положений.

Из выражения (158) следует, что подача жидкости насосом будет пульсирующей, причем чем больше число поршней, тем меньше будет амплитуда и больше частота пульсаций подачи. Для однорядных насосов с четным числом цилиндров число пик, приходящееся на угол поворота 180°, равно числу цилиндров, а для насосов с нечетным числом — удвоенному числу цилиндров. Амплитуда пульсаций подачи при нечетном числе цилиндров будет соответственно меньшей, чем при четном.

На рис. 57, *а* приведены расчетные графики колебаний подачи жидкости с числом цилиндров $z = 5$ и $z = 6$ в функции угла поворота цилиндрового ротора. Заштрихованные участки характеризуют степень неравномерности подачи (расхода). Более высокая неравномерность подачи при четном числе цилиндров обусловлена тем, что цилиндры расположены диаметрально противоположно, т. е. в мертвом положении одновременно будут находиться два цилиндра. Если два или несколько насосов работают одновременно в системе, например в авиационных гидросистемах, в которых насосы размещаются на нескольких авиадвигателях, величина амплитуды пульсации давления может значительно возрасти вследствие совпадения ее фаз.

Неравномерность (пульсацию) потока жидкости обычно оценивают коэффициентом, характеризующим отношение изменения текущего расхода (амплитуды волны мгновенной подачи) к среднему его значению:

$$\Delta = \frac{q_{max} - q_{min}}{q_{ср}} = \frac{2(q_{max} - q_{min})}{q_{max} + q_{min}}, \quad (159)$$

где q_{max} и q_{min} — максимальное и минимальное значения суммарной мгновенной подачи;

$q_{ср} = \frac{q_{max} + q_{min}}{2}$ — среднее значение подачи [см. выражение (151)].

Для практических расчетов коэффициента Δ однорядного насоса можно пользоваться эмпирическими выражениями:

при нечетном числе цилиндров z

$$\Delta_1 \approx \frac{1{,}25}{z^2}; \quad \Delta_1 = 1 - \cos\frac{90^\circ}{z}, \tag{160}$$

при четном числе цилиндров z

$$\Delta_2 \approx \frac{5}{z^2}; \quad \Delta_2 = 1 - \cos\frac{180^\circ}{z}. \tag{161}$$

Величины коэффициента Δ для различных значений z приведены ниже:

z в шт.	5	6	7	8	9	10	11	12
Δ в %	5,0	13,9	2,6	7,8	1,5	5,0	1,0	3,5

На рис. 57, *б* даны расчетные кривые неравномерности подачи в процентах в зависимости от числа цилиндров.

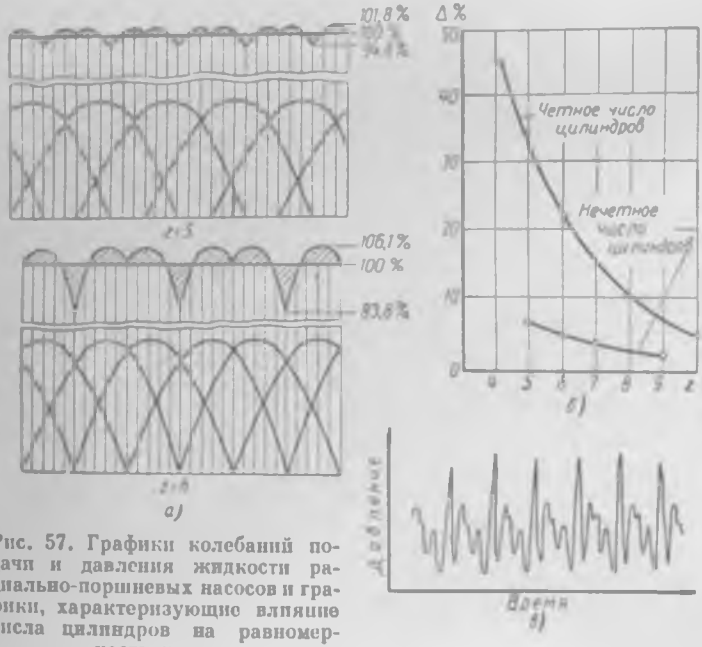


Рис. 57. Графики колебаний подачи и давления жидкости радиально-поршневых насосов и графики, характеризующие влияние числа цилиндров на равномерность подачи

При числе рядов цилиндров m многорядного насоса, не смещенных один относительно другого, с z цилиндрами в ряду величина расхода и момента увеличивается в m раз при сохранении коэффициента Δ неравномерности.

Очевидно, для получения минимальной пульсации рационально располагать цилиндры так, чтобы все они работали поочередно,

со смещением по фазе на угол $\varphi = \frac{360°}{mz}$; пульсация потока в этом случае будет соответственно меньшей.

Колебания потока вызовут при нагрузке насоса колебания (пульсации) давления, которые будут выше первых.

Пульсация давления представляет сложный негармонический процесс, ее характер изменяется не только у насосов различных типов, но она различна и для насосов одного типа.

Форма и величина пульсации зависят от конструкции и режима работы насоса, свойств жидкости и прочих факторов, которые для точного расчета практически невозможно учесть. Как показали испытания, неравномерность подачи жидкости и пульсации давления, вычисленные с учетом лишь кинематики насоса, могут значительно отличаться от фактических данных, полученных при испытании.

Пульсация давления связана с пульсацией подачи зависимостью, вытекающей из теории гидравлического удара:

$$dp = \frac{\rho a}{S} dq,$$

где dp и dq — изменение давления и расхода жидкости в некоторой точке трубопровода;

ρ — плотность жидкости;

S — площадь сечения канала;

$a = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\rho}}$ — скорость распространения звука в трубопроводе, заполненном жидкостью;

$E_{пр}$ — приведенный объемный модуль упругости жидкости и трубопровода.

В пульсациях давления, создаваемого насосом, можно выделить ряд составляющих колебаний, причем частота высокочастотных составляющих как правило в 10—12 раз выше периодичности работы плунжеров.

Наличие в пульсирующем давлении насосов составляющих колебаний с высокой частотой, в несколько раз превышающей плунжерную частоту, обусловлено тем, что на пульсации влияют волновые процессы в напорном канале и прочие факторы.

На рис. 57, *в* приведена типовая осциллограмма волны (пульсации) давления на выходе многопоршневого насоса.

Пульсации давления могут привести к разрушению труб, а также вызвать вибрацию клапанов и прочей гидроаппаратуры.

Фактическая величина пульсации значительно выше расчетной (на 30 *кГ/см*² и выше). На фактическую величину и форму пульсации в первую очередь влияют особенности распределительного узла насоса (величины перекрытий, формы и размеры окон и пр.). В частности, при работе под давлением неравномерность подачи и пульсации давления будут зависеть от степени

заполнения цилиндров жидкостью к моменту перехода их из полости всасывания в полость нагнетания и наблюдающегося при этом обратного потока из последней, причем неравномерность, определяемая этим фактором, значительно превышает неравномерность, обусловленную кинематикой движения поршня.

Действующие силы. Усилие давления жидкости на поршень насоса направлено по его оси и равно $P = \frac{\pi d^2}{4} p$ (см. рис. 56), где d — диаметр поршня; p — давление жидкости. В точке контакта поршня со статорным кольцом возникает в результате воздействия силы P нормальная к поверхности кольца сила $N_н$ реакции последнего которую можно разложить на составляющие: $P_н$, направленную по оси поршня, и $T_н$, направленную перпендикулярно к оси.

Из условия равновесия поршня следует, что составляющая $P_н$, направленная по оси поршня, равна по величине и обратна по знаку алгебраической сумме сил, действующих со стороны поршня по его оси. К этим силам относятся указанные усилия давления жидкости на поршень, усилие сжатия пружины, сила инерции поршня в относительном движении, сила трения и пр. В дальнейшем будем учитывать лишь силу P давления жидкости.

Нормальная к оси поршня составляющая создает крутящий момент, причем при работе агрегата в качестве насоса составляющая $T_н$ преодолевается приводным моментом, приложенным к его валу, а при работе агрегата в качестве гидромотора составляющая $T_м$ создает момент, приводящий цилиндровый его блок во вращение. Сила $N_н$ реакции статорного кольца нагружает это кольцо и распределительную цапфу, а также определяет величину контактных напряжений на головке плунжера и поверхности кольца.

Пользуясь обозначениями, принятыми на рис. 56, можно написать для одного цилиндра насоса

$$T_н = P_н \operatorname{tg} \alpha; \tag{162}$$

$$N_н = \frac{P_н}{\cos \alpha}, \tag{163}$$

где α — мгновенное значение угла между осью цилиндра и радиусом статорного кольца (барабана).

Согласно рис. 56

$$\frac{r}{e} = \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha}.$$

Заменяя угол γ равным ему углом $180° - \theta$, можно написать

$$\frac{r}{e} = \frac{\sin (180° - \theta)}{\sin \alpha},$$

откуда

$$\sin\alpha = \frac{\sin(180^\circ - \theta)\,e}{r} = \sin\theta\,\frac{e}{r};$$

$$\alpha = \arcsin\left(\sin\theta\,\frac{e}{r}\right).$$

Подставив значение α в уравнения (162) и (163), получим

$$T_н = P_н \operatorname{tg}\left[\arcsin\left(\sin\theta\,\frac{e}{r}\right)\right]; \tag{164}$$

$$N_н = \frac{P_н}{\cos\left[\arcsin\left(\sin\theta\,\frac{e}{r}\right)\right]}. \tag{165}$$

Результирующая составляющая сил $\Sigma N_н$ всех цилиндров, находящихся в данный момент в полости нагнетания, воспринимается подшипниками и распределительной цапфой.

Теоретический крутящий момент. Мгновенный теоретический крутящий момент $M_т$, развиваемый одним цилиндром гидромотора или преодолеваемый моментом, приложенным к валу насоса, равен произведению $T_м$ или $T_н$ на соответствующее плечо ρ:

$$M_т = T_м\rho \text{ и } M_т = T_н\rho,$$

где ρ — мгновенное значение плеча, равное расстоянию от центра цилиндрового блока до места приложения указанной составляющей. Так как величина плеча ρ при повороте цилиндрового ротора изменяется, то величина крутящего момента не будет точно пропорциональна силе T.

Нетрудно видеть, что разность между максимальным и минимальным значениями плеча ρ равна $2e$.

$$\rho_{max} - \rho_{min} = 2e.$$

Поскольку сумма плеч $\rho_{max} + \rho_{min} = d$, где d — диаметр ведущего статорного кольца *3* (см. рис. 55, *а*), имеем

$$\rho_{max} = \frac{d + 2e}{2} = \frac{d}{2} + e; \tag{166}$$

$$\rho_{min} = \frac{d - 2e}{2} = \frac{d}{2} - e. \tag{167}$$

Согласно рис. 56 можем написать

$$\rho = e + r - x;\ x = (e + r) - (e\cos\gamma + r\cos\alpha). \tag{168}$$

Учитывая, что $\frac{\sin\gamma}{\sin\alpha} = \frac{r}{e}$, получим

$$\cos\alpha = \sqrt{1 - \sin^2\alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\gamma}.$$

откуда

$$x = (e + r) - e\left[\cos\gamma + \frac{r}{e}\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2\gamma}\right].$$

Разложив выражение

$$1-\left(\frac{e}{r}\right)^2\sin^2\gamma$$

в ряд, можем с достаточной для практических целей точностью написать

$$x=e\left[\left(1+\frac{e}{4r}\right)-\left(\cos\gamma+\frac{e}{4r}\cos 2\gamma\right)\right].$$

Подставив это выражение в уравнение (168) и преобразовав его, получим

$$\rho=e+r-e\left[\left(1+\frac{e}{4r}\right)-\left(\cos\gamma+\frac{e}{4r}\cos 2\gamma\right)\right]=$$
$$=e\left[\left(\cos\gamma+\frac{e}{4r}\cos 2\gamma\right)+\frac{r}{e}-\frac{e}{4r}\right]. \qquad (169)$$

Результирующий мгновенный момент M_{res} будет равен сумме моментов, развиваемых поршнями всех цилиндров, находящихся в полости нагнетания:

$$M_{res}=T_1\rho_1+T_2\rho_2+T_3\rho_3+\ldots \qquad (170)$$

Момент на валу насоса (гидромотора) является периодической функцией с периодом изменения для одного ряда цилиндров, равным $2\pi/z$ для четного числа цилиндров в блоке и π/z для нечетного числа цилиндров, где z — число цилиндров. Графически результирующий момент будет иметь вид сложной кривой с числом колебаний, равным произведению числа оборотов на число цилиндров для четного числа цилиндров и удвоенному произведению числа цилиндров на число оборотов — для нечетного их числа цилиндров.

Коэффициент неравномерности крутящего момента Δ можно приближенно рассчитать по эмпирическим выражениям (160) и (161).

Минимальная величина результирующего крутящего момента M_{min}, определяющая величину пускового момента гидромотора, соответствует некоторой доле среднего значения момента $M_{ср}$, вычисленного по выражению (138). Для гидромотора при числе цилиндров $z = 5$; 7 и 9 она соответственно составляет $M_{min} = 0{,}94\ M_{ср}$; $0{,}96\ M_{ср}$; $0{,}98\ M_{ср}$.

Контакт поршней со статорным кольцом. В конструкциях насосов, применяемых в гидросистемах, используют главным образом схемы, в которых поршни опираются о барабан своими сферическими головками (см. рис. 55), а также схемы, в которых поршни опираются на кольцо через башмаки *а* (рис. 58,*а*).

Для улучшения условий смазки и снижения трения поршня о стенки цилиндра поршню в первой схеме сообщают часто поворотное движение относительно его оси. Для этого поверхность статорного кольца, на которую опирается своей сферой поршень,

выполняют под некоторым углом φ, равным 15—20° (рис. 58, *б*), или цилиндр располагают под таким же углом к плоскости вращения цилиндрового блока. Поскольку точка контакта сферической поверхности поршня в этом случае будет смещена относительно его оси, поршень под действием силы трения будет поворачиваться в цилиндре, причем направление поворота поршня в течение одного оборота цилиндрового блока изменится 2 раза. Это движение поршня, суммируясь с относительным возвратно-поступательным движением цилиндра, приводит к тому, что поршень будет двигаться в нем по спирали.

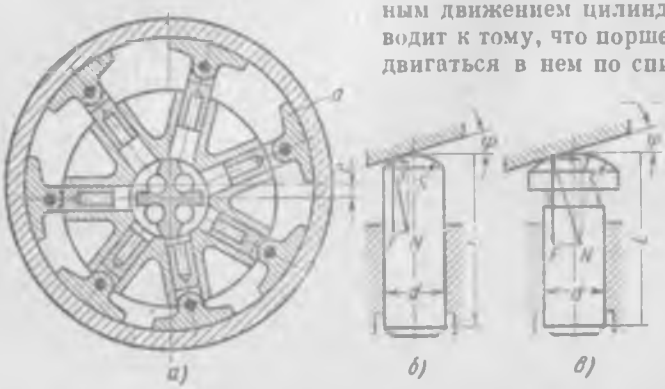


Рис. 58. Схемы контакта плунжера со статорным кольцом

Чтобы уменьшить скольжение головки поршня при проворачивании, необходимо увеличивать плечо приложения силы, чего достигают путем выполнения грибообразной головки (рис. 58, *в*).

Диаметр головки (грибка) поршня обычно выбирают равным (1,75 ÷ 2) d, где d — диаметр поршня.

Длину поршня L выбирают не менее $L = 2(e + d)$.

Нагрузка на поршень. Усилие N реакции статорного кольца (см. рис. 58, *б в*) на сферическую головку поршня направлено по нормали к образующей конуса, имеющей угол φ к горизонтали, и проходит через центр сферы. Это усилие может быть разложено на радиальную силу F, статически уравновешивающую усилие давления жидкости на поршень, и силу T, направленную перпендикулярно оси поршня, которая изгибает поршень и прижимает его к стенкам цилиндра.

Соотношение между этими силами может быть определено по выражениям

$$N = \frac{F}{\cos\varphi}, \tag{171}$$

$$T = F \operatorname{tg}\varphi. \tag{172}$$

Сила N создает контактные напряжения между поршнями и статорным кольцом, а сила T нагружает поршень в боковом направлении и стремится сместить цилиндровый блок в осевом направлении.

В насосах с расположением цилиндров в несколько рядов (рис. 59) действие последней силы на цилиндровый блок можно компенсировать путем симметричной установки статорных колец (обойм) *2*, причем при четном числе рядов цилиндров может быть

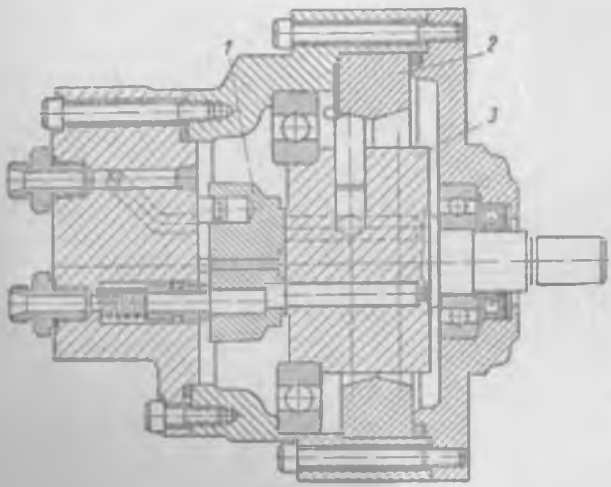


Рис. 59. Радиально-поршневой гидромотор с двухрядным расположением цилиндров и торцовым распределением

достигнута полная разгрузка, а при нечетном — частичная; в последнем случае поршни располагаются в шахматном порядке.

В точке соприкосновения головки поршня со статорным кольцом возникает под действием силы N контактное напряжение, допустимая величина которого ограничивает величину максимального усилия, развиваемого поршнем. В связи с этим диаметры d поршней выбирают для насосов работающих при давлении до 100 *кГ/см²*, не более 20 *мм* и для насосов, работающих при давлении до 200 *кГ/см²*, не более 16 *мм*.

Для уменьшения величины контактного напряжения увеличивают радиус r сферы головки (см. рис. 58, *в*).

Распределение жидкости. Узел распределения жидкости в описываемых насосах определяет во многом их качество и надежность. В частности, объемные потери (утечки жидкости) в насосах (гидромоторах) определяются в основном утечками в распределительном узле.

Жидкость в радиально-поршневых насосах обычно распределяется с помощью цилиндрической цапфы (золотника) (рис. 60) и реже — с помощью плоского золотника *1* (рис. 59), а также клапанов.

Распределение цилиндрической цапфой (рис. 60, *а*; см. также рис. 55, *б*) отличается компактностью и простотой изготовления. Однако вследствие наличия в конструкции этого распределителя гарантированного зазора затруднена герметизация соединения, в результате чего давление насосов обычно не превышает 200—250 *кГ/см²*.

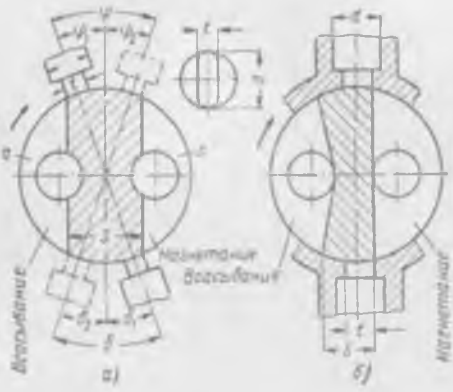


Рис. 60. Расчетные схемы распределительной цапфы

Скорости скольжения втулки ротора по распределительной цапфе для насосов обычно принимаются до 3 *м/сек* и для гидромоторов 4,5 *м/сек*.

Распределительная цапфа (золотник) имеет два окна *a* и *b*, соединены осевыми клапанами с магистралями всасывания и нагнетания. Эти окна разделены между собой перевальными перемычками *c* и *k*, которые обычно расположены симметрично относительно нейтральной оси. Этими перемычками цилиндры при переходе через нейтральное положение отсекаются от окна нагнетания и от окна всасывания.

Расположение и размеры перевальных перемычек должны быть такими, чтобы при переходе через них окон питания цилиндров они надежно отсекались от распределительных окон *a* и *b* цапфы, а также обеспечивалось надежное заполнение цилиндров жидкостью при проходе ими зоны всасывания и устранялась компрессия жидкости в цилиндрах при проходе зоны нагнетания.

Для этого ширина *s* перевальной перемычки (см. рис. 60, *а*) должна быть больше ширины окна *t* (для наглядности представлено большое превышение $s > t$).

Это условие обычно выражают углами перекрытия φ и δ между осями цилиндра при положениях, соответствующих полной отсечке его окна от окон *a* и *b* в начале (сплошные линии) и в конце (штриховые линии) перехода цилиндром зоны перемычки. Значения этих углов характеризуют величину перекрытия ($s - t$) перемычками окон *a* и *b* в зонах нагнетания и всасывания, т. е. определяют угол поворота цилиндра относительно неподвижной цапфы

(золотника), необходимый для того, чтобы его окно после отсечки одного окна цапфы пришло к кромке второго окна.

Из рис. 60, *а* следует, что углы перекрытия равны: для верхней перемычки

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2;$$

для нижней перемычки

$$\delta = \delta_1 + \delta_2,$$

где φ_1 и δ_1 — так называемые углы упреждения и φ_2 и δ_2 — углы запаздывания.

Очевидно, название этих углов чисто условное и определяется направлением вращения цилиндрового блока, которое в данном случае принято по часовой стрелке.

Углы φ_1 и δ_1 упреждения показывают, насколько момент перекрытия окон цилиндра опережает момент прихода его оси в нейтральное положение, и углы φ_2 и δ_2 запаздывания показывают, насколько момент открытия окна отстает от момента прохода цилиндром через нейтральное положение. При увеличении углов φ_1 и δ_2 повышается компрессия (сжатие) жидкости в цилиндрах (см. стр. 152) перемещающимися плунжером, а при увеличении углов φ_2 и δ_1 повышается разрежение в цилиндре (недозаполнение цилиндра жидкостью).

Величины этих углов выбирают исходя из условий обеспечения качественной работы и в первую очередь — обеспечения режима всасывания и нагнетания. Очевидно, увеличение этих углов улучшает герметичность распределителя, однако отрицательно влияет на режим работы насоса. Вследствие наличия угла запаздывания в зоне всасывания насоса (в начале хода всасывания) жидкость начинает поступать в цилиндр лишь после его поворота на этот угол из нижнего нейтрального положения. Поскольку движение поршня в пределах этого угла будет происходить при перекрытом окне цилиндра, в нем возникнет вакуум, сопровождающийся выделением из жидкости воздуха и паров, вследствие чего ухудшится режим всасывания (заполнения цилиндров жидкостью).

В равной мере наличие в зоне всасывания угла упреждения φ_1 приведет к тому, что окно цилиндра будет перекрыто соответствующей перевальной перемычкой золотника еще до прихода его в верхнее нейтральное положение, т. е. до окончания процесса всасывания, в результате цилиндр не полностью заполнится жидкостью, что снизит объемный к. п. д. насоса. При некоторых же больших (5—8°) значениях угла упреждения φ_1 недозаполнение цилиндров жидкостью станет столь значительным, что в результате возникновения при этом развитой кавитации появятся вибрации и резкий шум, обусловленные гидравлическими ударами, вызываемыми обратным потоком жидкости при соединении

недозаполненных жидкостью цилиндров с окном нагнетания (см. стр. 110).

Обратный поток жидкости из окна нагнетания в недозаполненный жидкостью цилиндр будет также наблюдаться и когда угол запаздывания φ_2 в зоне нагнетания, будет меньше угла φ_1 упреждения в зоне всасывания ($\varphi_2 < \varphi_1$). Работа насоса в этом случае будет сопровождаться резким шумом («выстреливанием» рабочих камер) и пульсацией давления.

На режим работы отрицательно влияет также превышение угла запаздывания φ_2 над углом упреждения φ_1. Отрицательное действие перекрытий в этом случае обусловлено тем, что при наличии угла запаздывания φ_2 поршень на некоторой части хода в процессе нагнетания (вытеснения жидкости) будет перемещаться при перекрытом окне цилиндра, в результате если $\varphi_2 > \varphi_1$, поршень, выбрав недозаполненное вследствие наличия φ_1 пространство цилиндра, будет при дальнейшем движении сжимать жидкость в последнем (явление компрессии). Очевидно, давление в цилиндре, в особенности при высокой герметичности, может скачкообразно повыситься до очень высокого значения.

В конце рабочего хода компрессия будет также наблюдаться при наличии угла упреждения любой величины ($\delta_1 > 0$), поскольку перекрытие окна цилиндра произойдет еще до прихода цилиндра в нейтральное положение, а следовательно, весь дальнейший путь поршня, соответствующий углу δ_1, будет протекать при полностью перекрытом цилиндре, который к тому же был заполнен до этого жидкостью под давлением нагнетания. Так как повышение давления при рассмотренной компрессии жидкости в цилиндре происходит от уровня давления нагнетания, заброс давления при этом может достигнуть недопустимой величины. В связи с этим величина угла δ_1 упреждения в зоне нагнетания должна быть минимальной или равной нулю.

Для устранения компрессии применяют различные способы. В частности, в нереверсивных насосах (моторах) ее можно уменьшить смещением уплотнительной поверхности (перемычки) распределительной цапфы относительно нейтральной оси (оси мертвых положений) в сторону всасывающей (для насоса) или в сторону нерабочей (для мотора) полости (рис. 60, *б*).

Из рис. 60, *б* видно, что если цилиндр при движении его плунжера в режиме нагнетания соединить с нагнетательным окном сразу же после перехода его оси через верхнее нейтральное положение ($\varphi_2 = 0$; см. рис. 60, *а*), а отсоединить от этого окна лишь в нижнем нейтральном положении ($\delta_1 = 0$), компрессия будет полностью устранена.

Однако углы φ_1 и δ_1 при этом должны быть, в целях обеспечения герметичности, соответственно увеличены, в результате подобная асимметрия перекрытий может привести к появлению вакуума в цилиндре и к гидравлическим ударам в момент

соединения недозаполненного жидкостью цилиндра с нагнетательным окном, обусловленного обратным потоком жидкости из последнего. Для избежания этого необходимо предусмотреть устройство для плавного (безударного) дозаполнения цилиндров в момент соединения их с окном нагнетания (см. стр. 176).

Компрессию можно уменьшить, если окно в донышке цилиндра выполнить в виде узкой щели $t < d$ с расположением параллельно оси цилиндрового блока (см. рис. 60, *б*). При этом соответственно может быть уменьшена ширина s перевальной перемычки цапфы.

Гидравлические удары, обусловленные «выстреливанием» рабочих камер, могут также наблюдаться, хотя и более низкого уровня, и в том случае, когда в цилиндрах будут отсутствовать как компрессия, так и вакуум жидкости, т. е. при $\delta_1 = \delta_2 = 0$. Допустим, что цилиндр отсекается от полости нагнетания в нейтральном положении ($\delta_1 = 0$), при этом в момент отсечки цилиндра давление невытесненного объема жидкости в нем (в объеме вредного пространства) равно давлению в полости нагнетания $p_н$:

$$p = p_н.$$

Очевидно, если соединить в это мгновение цилиндр с полостью всасывания ($\delta_2 = 0$) с давлением $p_{вс}$ жидкость под перепадом давления $\Delta p = p_н - p_{вс}$ устремится («выстреливает») в полость всасывания насоса, включающую вредное пространство, вызывая гидравлический удар с забросом давления.

Для того чтобы устранить это явление, необходимо, чтобы к моменту прихода цилиндра из полости нагнетания в полость всасывания давление в нем было плавно понижено до давления в последней ($p = p_{вс}$). Это может быть достигнуто, если соединить цилиндр с полостью всасывания лишь после того, как его поршень при движении в зоне всасывания переместится на величину пути ($\delta_1 > 0$), при которой давление жидкости во вредном пространстве не снизится до давления всасывания. Угол δ_1, удовлетворяющий этому условию, может быть вычислен, если известны объем вредного пространства и характеристики сжимаемости жидкости и деформация камеры насоса.

Поскольку относительный объем вредного пространства регулируемого насоса увеличивается с уменьшением производительности (см. стр. 252), расчет угла δ_1 следует проводить для максимального давления нагнетания и минимальной производительности, при которых объем расширения жидкости, заключенной во вредном пространстве, будет максимальным.

Нетрудно также видеть, что для улучшения заполнения цилиндра при проходе им зоны всасывания, угол упреждения φ_1 должен быть минимальным или даже отрицательным. В последнем случае поршень после перехода цилиндра в зону нагнетания будет выталкивать некоторое время жидкость обратно в полость

всасывания. Очевидно, при применении подобного распределения уменьшится возможность появления кавитации, однако объемный к. п. д. насоса при этом понизится, поэтому при отрицательном угле упреждения φ_1 значение его не должно превышать 1°.

Для устранения ударных явлений при переходе цилиндра из зоны всасывания в зону нагнетания давление в цилиндре до прихода его к этой зоне целесообразно повысить до давления в последней, так как в противном случае в результате обратного потока жидкости возникнут гидравлические удары и пульсации давления в гидросистеме.

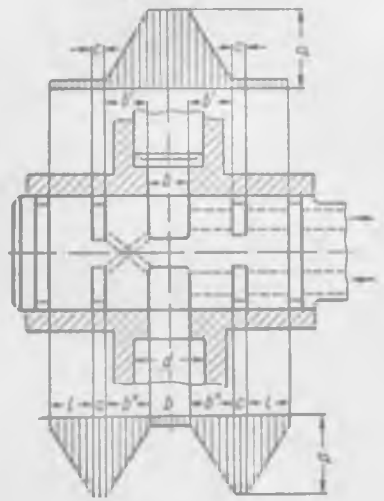


Рис. 61. Схема разгрузки распределительной цапфы насоса

Для этого размер окна должен быть больше ширины s перемычки ($l > s$) или иначе $\varphi < 0$ (см. рис. 60, *а*). Однако при переходе цилиндра через нейтральную зону он своим окном соединяет полости (окна) всасывания и нагнетания в результате жидкость будет перетекать из полости нагнетания в полость всасывания, поэтому этот способ устранения ударных явлений связан с объемными потерями.

Повысить давление в цилиндре в конце входа всасывания до давления нагнетания можно также несимметричным относительно нейтральной оси расположением окна нагнетания для того, чтобы жидкость в цилиндре при ходе поршня в режиме нагнетания была сжата до соединения цилиндра с этим окном до давления в последнем. Для этого принимают $\varphi_2 > \varphi_1$; расчет требуемого для этого значения угла φ_2 производится исходя из объемного модуля упругости рабочей среды с учетом нерастворенного воздуха (см. стр. 32) и возможного недозаполнения цилиндра при проходе им зоны всасывания.

Разгрузка распределительной цапфы (золотника). В рассматриваемых насосах распределительная цапфа обычно несет на себе цилиндровый блок, воспринимая реакции сил давления жидкости, действующие на поршни.

В целях улучшения условий работы узла распределения применяют гидравлическую разгрузку цапфы. Для этого на поверхности цапфы обычно выполняют некруговые (на угле $< 180°$) канавки шириной c, которые соединяют с полостями высокого и низкого давления, как это показано на рис. 61. Высокое давление подводится к канавкам, выполненным симметрично на стороне низкого

давления, а низкое давление — к таким же канавкам на стороне высокого давления.

Если пренебречь влиянием поршней на радиальные силы, действующие на цапфу, что справедливо для радиальных насосов с плавающим золотником (см. рис. 78) и аксиально-поршневых насосов, осевые размеры параметров, определяющих баланс действующих сил, можно приближенно представить в виде

$$b + b' = 2c + l + b''. \tag{173}$$

Ширина c канавок выбирается возможно малой, однако такой, чтобы при данном расходе утечек давление по всему параметру (длине) канавки было постоянным. Канавки должны быть расположены на минимальном расстоянии b'' от распределительных окон цапфы, насколько это допустимо требованиями герметичности.

Применяют также поршневые насосы и гидромоторы радиального типа с торцовым распределением (см. рис. 59), анализ работы которого приведен ниже (см. стр. 174). Плоский распределительный золотник поджимается к торцу цилиндрового блока с помощью пружин и давления жидкости.

РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ НАСОС (ГИДРОМОТОР) НА БАЗЕ МЕХАНИЗМА С ШАТУНОМ БЕСКОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ

Принцип действия поршневого насоса, механизм которого построен на базе кривошипного механизма с шатуном бесконечной длины, может быть иллюстрирован схемами, представленными на рис. 62. Реактивное статорное кольцо выполнено в этом насосе в виде плоского направляющего статора *1*, на который опираются своими плоскими головками *2* поршни *3* насоса.

Из приведенной схемы следует, что поршень при повороте цилиндра на угол γ совершит путь

$$x = e - e\cos\gamma. \tag{174}$$

В соответствии с этим мгновенная скорость поршня

$$\frac{dx}{dt} = \omega e \sin\gamma.$$

Мгновенная подача q_1 жидкости одним поршнем насоса

$$q_1 = \frac{dx}{dt} = fe\omega \sin\gamma, \tag{175}$$

где x — ход поршня при повороте цилиндра на угол γ.

Мгновенная подача всех поршней, находящихся в рабочей полости,

$$Q_1 = fe\omega \sum_{i=1}^{i=z} \sin\left(\gamma + \frac{2\pi i}{z}\right); \qquad (176)$$

это выражение справедливо для положительного значения

$$\sin\left(\gamma + \frac{2\pi i}{z}\right).$$

Теоретическая производительность насоса с z цилиндрами

$$Q_т = \frac{f\omega ez}{\pi} = \frac{\pi d^2 ezn}{2}. \qquad (177)$$

Пульсация (неравномерность) подачи при нулевом давлении

$$\frac{Q_1}{Q_т} = \frac{\pi}{z} \sum_{i=1}^{i=z} \sin\left(\gamma + \frac{2\pi i}{z}\right).$$

Расчеты показывают, что для насоса с шестью цилиндрами значение $Q_1/Q_т = 1{,}045$, что соответствует изменению подачи

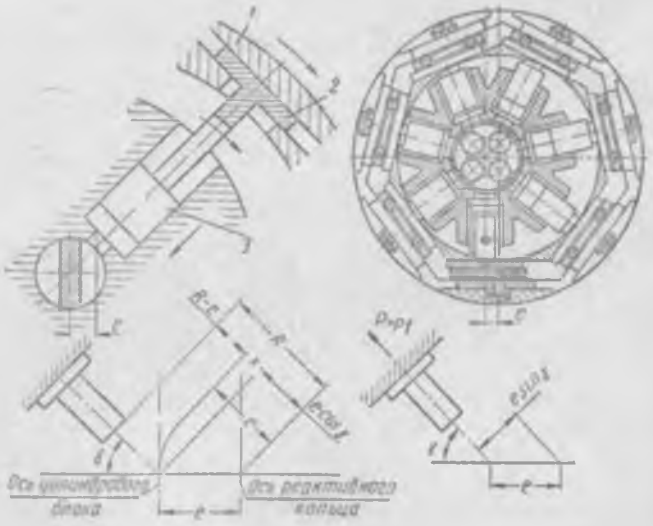


Рис. 62. Конструктивные и расчетные схемы насоса и гидромотора с шатуном бесконечно большой длины

на 4,5%. Для насоса же с пятью поршнями $Q_1/Q_т = 1{,}015$, что соответствует изменению подачи на 1,5%.

Крутящий момент гидромотора. Мгновенное значение крутящего момента, развиваемого одним поршнем гидромотора определяют по выражению

$$M = pfe \sin \gamma, \tag{178}$$

или средний момент, развиваемый одним поршнем,

$$M_{ср} = \int_0^{\pi} \frac{M d\gamma}{2\pi} = \frac{epf}{2\pi} \int_0^{\pi} \sin \gamma \, d\gamma = \frac{epf}{\pi}. \tag{179}$$

Учитывая, что $q = 2ef$, получим уравнение для среднего значения теоретического момента мотора с числом цилиндров z

$$M_т = \frac{qpz}{2\pi}. \tag{180}$$

В рассматриваемой схеме мотора крутящий момент передается на выходной вал через плоскую опору поршней, следовательно, поршни разгружаются от действия боковых сил, не считая сил трения плоских опор поршней о контактирующие с ними плоские поверхности статорного кольца и трения цилиндрового блока о распределительную цапфу.

РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ С КЛАПАННЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ

Насосы с цапфовым распределением обычно применяют до давлений 250 *кГ/см²*, при более высоких давлениях обычно применяют радиально-поршневые насосы с клапанным распределением, которые выпускаются на давления до 1000 *кГ/см²* и выше.

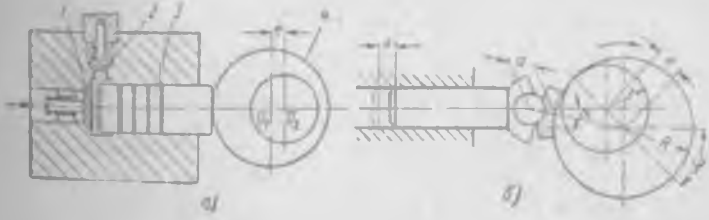


Рис. 63. Конструктивная (*а*) и расчетная (*б*) схемы насосов с эксцентриковым (кулачковым) приводом

Клапанное распределение распространено преимущественно в плунжерных насосах с кулачковым (эксцентриковым) приводом (рис. 63, *а*), представляющим собой модификацию рассмотренного выше насоса с кривошипным механизмом.

Заполнение насоса жидкостью происходит через всасывающий клапан *1* и вытеснение из цилиндра (нагнетание) — через нагнета-

тельный клапан *2*. Привод поршня осуществляется эксцентричным кулачком *4*, к которому поршень поджимается пружиной или иными средствами. Ось O_2, вокруг которой вращается кулачок, смещена относительно его геометрической оси O_1 на величину эксцентрицитета, в соответствии с чем геометрическая ось (центр) O_1 кулачка описывает при его вращении вокруг оси O_2 окружность радиусом, равным величине эсцентрицитета e.

Поршень *3* при этом будет совершать в цилиндре возвратно-поступательные движения на величину пути $2e$.

Из расчетной схемы насоса, представленной на рис. 63, *б*, следует, что при повороте эксцентрика на угол φ по часовой стрелке плунжер, опирающийся на кулачок через ползушку, переместится на величину x, равную

$$x = (R + a)\cos\alpha - (r + a) - e\cos\varphi, \qquad (181)$$

где φ — текущий угол поворота эксцентрика.

Принимая во внимание, что

$$\frac{\sin(180^\circ - \varphi)}{\sin\alpha} = \frac{R+a}{e};\quad \sin\alpha = \sin\varphi\frac{e}{R+a};$$

$$1 - \cos^2\alpha = \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi;$$

$$\cos\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi},$$

выражение для x можно представить в виде

$$x = (R + a)\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi} - (r + a + e\cos\varphi).$$

Подставив значение $r = R - e$, получим

$$x = (R + a)\left[\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R+a}\right)^2 \sin^2\varphi} - 1\right] + e(1 - \cos\varphi). \qquad (182)$$

Следовательно перемещение и скорость плунжера изменяются в зависимости от угла φ поворота эксцентрика (вала), как и в ранее рассмотренных насосах, практически по закону синуса.

Клапанное распределение отличается большой надежностью и долговечностью, а также высоким объемным к. п. д. Кроме того, оно свободно от гидравлических ударов и компрессии жидкости в цилиндрах, а также пригодно для работы при высоких температурах и давлениях.

Утечка в насосах с этим распределением происходит в основном в результате перетекания жидкости через щель всасывающего клапана вследствие запаздывания закрытия (в опускании его на седло) и открытия в момент изменения направления хода плунжера, что обусловленно в основном его инерционностью.

Запаздывание закрытия всасывающего клапана приводит к тому, что жидкость вытесняется плунжером на начальной части

нагнетательного пути не в нагнетательную полость, а возвращается во всасывающую, причем запаздывание будет тем большим, чем больше масса клапана.

Ввиду этого масса всасывающего клапана при выбранном числе оборотов определяет требуемый подпор на всасывании. Если этот подпор ограничен, то следует в зависимости от массы ограничивать допустимое число оборотов насоса.

Для уменьшения запаздывания необходимо максимально уменьшать массу клапана, а также усиливать приводную его пружину, и уменьшать величину хода, однако это может ухудшить заполнение цилиндров насоса жидкостью и в особенности насосов самовсасывающего типа.

Запаздывание в открытии всасывающего клапана оказывает влияние на надежность заполнения цилиндров жидкостью при ходе всасывания плунжеров и в особенности заполнения насосов регулируемой производительности при малых рабочих ходах плунжера, при которых большое влияние оказывает мертвое пространство насоса.

На работу насоса отрицательно влияет также запаздывание закрытия нагнетательного клапана, которое приводит к тому, что жидкость на соответствующей этому запаздыванию части хода всасывания поршня будет поступать из нагнетательной полости насоса в цилиндр.

При известных условиях может возникнуть стук клапанов, вызванный ударом их о седло, в результате которого узел распределения выйдет из строя Стук клапана, нагруженного пружиной, обычно наступает (возникает) при совпадении числа собственных колебаний подвижных его частей с числом вынужденных колебаний (пульсаций) давления жидкости.

За критерий безударной работы клапана обычно принимается

$$c > m\omega^2,$$

где c — жесткость пружины;

m — масса клапана;

ω — частота пульсаций давления.

Вероятность появления указанных дефектов в работе клапанов повышается с увеличением числа оборотов.

Опыт показывает, что при рациональном подборе параметров клапана можно обеспечить надежную его работу при числе оборотов вала до 6000—8000 в минуту.

С целью снижения сопротивления потоку жидкости скорость течения масла через всасывающий клапан выбирают примерно 1,5 *м/сек* и лишь при применении маловязких масел — до 3 *м/сек*.

Следует отметить, что насос с клапанным распределением не может быть использован в качестве гидромотора. Кроме того, подобный насос не допускает изменения направления вращения.

Многоцилиндровые насосы этого типа выпускаются преимущественно с радиальным расположением цилиндров (рис. 64) и реже — с осевым расположением в ряд по оси вала (рис. 65).



Рис. 64. Схема эксцентрикового насоса с звездообразным расположением цилиндров

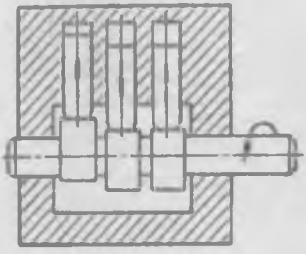


Рис. 65. Схема эксцентрикового насоса с рядным расположением цилиндров

При звездообразном расположении цилиндров их оси пересекаются в общем центре. Для снижения контактного давления поршней 1 на кулачок 3 применяются ползушки (башмаки) 2.

Для уменьшения контактных напряжений в башмаках поршня применяют гидравлическую разгрузку (см. рис. 43). Насосы изготовляют в одно-, пяти рядов не и многорядном исполнении. Применять более длинне эксцентрикового вала, что ухудшает его жесткость.

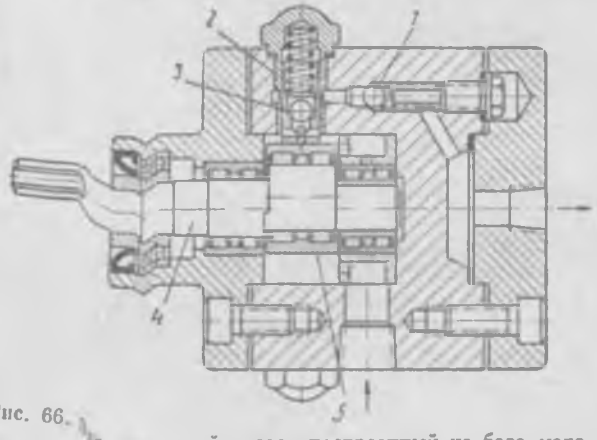


Рис. 66. Эксцентриковый насос, построенный на базе механизма с шатуном бесконечной длины

Эксцентриковые насосы с клапанным распределением строятся также на базе кривошипного механизма с шатуном бесконечной

длины (рис. 66, см. также стр. 155). На эксцентричной шейке приводного вала *4* помещен роликовый подшипник *5*, внешняя поверхность которого выполнена в виде призматического элемента, к плоским граням которого прижимаются с помощью пружин поршни *2*. Жидкость поступает внутрь полых поршней и вытесняется ими в полость нагнетания через шариковые клапаны *1* и *3*. Размещение всасывающего клапана *3* в поршне улучшает режим всасывания, поскольку сила инерции клапана при движении поршня в этом режиме способствует его открытию.

Толщина стенок поршней выбирается такой, чтобы расширение их под действием давления жидкости способствовало герметизации при высоких давлениях. Отключением одного или нескольких цилиндров, осуществляемым изъятием поршней, можно соответственно снижать расход, однако при этом повышается неравномерность подачи.

Эксцентриковые насосы с клапанно-щелевым распределением

Так как всасывающие клапаны лимитируют число оборотов насосов, применяют насосы с клапанно-щелевым распределением, в котором всасывание осуществляется через специальные окна (щели) в стенках цилиндров, клапаны же устанавливаются лишь в нагнетательной полости цилиндров. Этот клапан предназначен для попеременного разобщения и соединения цилиндра с полостью

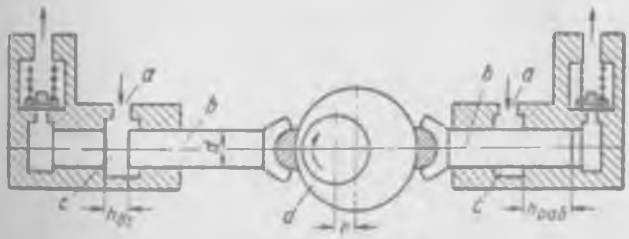


Рис. 67. Схема эксцентрикового насоса с клапанно-щелевым распределением

нагнетания. Расчет клапана в основном сводится к подбору такого усилия пружины, при котором была бы обеспечена своевременная посадка клапана на седло при заданных оборотах вала, а также к определению величины подъема клапана, при котором был бы обеспечен заданный расход жидкости.

Схема эксцентрикового насоса с подобным распределением показана на рис. 67. На схеме условно изображены два цилиндра, поршни которых находятся в противоположно крайних положениях. Всасывание происходит через каналы *a* после того, как плунжер *b* при своем движении откроет круговую проточку *c* в цилиндре, связанную с этим каналом.

Многоцилиндровые насосы этого типа выпускаются преимущественно с звездообразным расположением цилиндров (рис. 64) и реже — с расположением в ряд по оси вала (рис. 65).

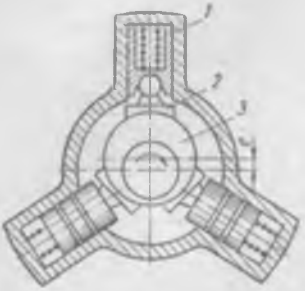


Рис. 64. Схема эксцентрикового насоса с звездообразным расположением цилиндров

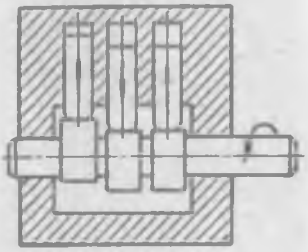


Рис. 65. Схема эксцентрикового насоса с рядным расположением цилиндров

При звездообразном расположении цилиндров их оси пересекаются в общем центре. Для снижения контактного давления поршней *1* на кулачок *3* применяются ползушки (башмаки) *2*.

Для уменьшения контактных напряжений в башмаках поршня применяют гидравлическую разгрузку (см. рис. 43). Насосы изго-

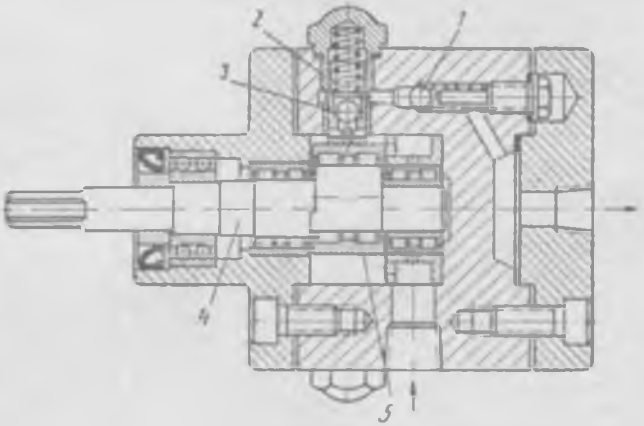


Рис. 66. Эксцентриковый насос, построенный на базе механизма с шатуном бесконечной длины

товляют в одно- и многорядном исполнении. Применять более пяти рядов не рекомендуется, так как это приводит к большой длине эксцентрикового вала, что ухудшает его жесткость.

Эксцентриковые насосы с клапанным распределением строятся также на базе кривошипного механизма с шатуном бесконечной

эллипы (рис. 66, см. также стр. 155). На эксцентричной шейке приводного вала *4* помещен роликовый подшипник *5*, внешняя поверхность которого выполнена в виде призматического элемента, к плоским граням которого прижимаются с помощью пружин поршни *2*. Жидкость поступает внутрь полых поршней и вытесняется ими в полость нагнетания через шариковые клапаны *1* и *3*. Размещение всасывающего клапана *3* в поршне улучшает режим всасывания, поскольку сила инерции клапана при движении поршня в этом режиме способствует его открытию.

Толщина стенок поршней выбирается такой, чтобы расширение их под действием давления жидкости способствовало герметизации при высоких давлениях. Отключением одного или нескольких цилиндров, осуществляемым изъятием поршней, можно соответственно снижать расход, однако при этом повышается неравномерность подачи.

Эксцентриковые насосы с клапанно-щелевым распределением

Так как всасывающие клапаны лимитируют число оборотов насосов, применяют насосы с клапанно-щелевым распределением, в котором всасывание осуществляется через специальные окна (щели) в стенках цилиндров, клапаны же устанавливаются лишь в нагнетательной полости цилиндров. Этот клапан предназначен для попеременного разобщения и соединения цилиндра с полостью

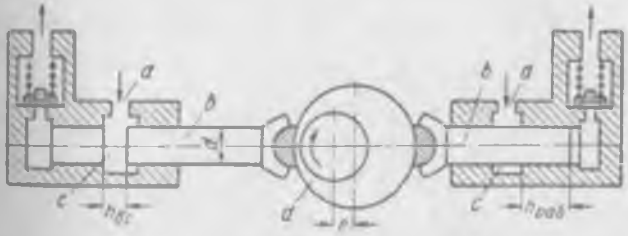


Рис. 67. Схема эксцентрикового насоса с клапанно-щелевым распределением

нагнетания. Расчет клапана в основном сводится к подбору такого усилия пружины, при котором была бы обеспечена своевременная посадка клапана на седло при заданных оборотах вала, а также к определению величины подъема клапана, при котором был бы обеспечен заданный расход жидкости.

Схема эксцентрикового насоса с подобным распределением показана на рис. 67. На схеме условно изображены два цилиндра, поршни которых находятся в противоположно крайних положениях. Всасывание происходит через каналы *a* после того, как плунжер *b* при своем движении откроет круговую проточку *c* в цилиндре, связанную с этим каналом.

Величина эксцентриситета e приводного кулачка d в подобном насосе определяет полный геометрический ход плунжера ($h = 2e$), однако рабочим ходом является лишь часть этого хода; вытеснение происходит (на пути $h_{раб}$) после того, как плунжер, утапливаясь в цилиндр, отсечет кромку всасывающей камеры c; всасывание (на пути $h_{вс}$) — после того, как плунжер при движении к оси эксцентрика отсечет кромку всасывающей камеры, соединив ее с цилиндром.

Поскольку вытеснение жидкости в нагнетательную линию происходит в этом насосе лишь на части хода плунжера, производительность, а также характер потока (подачи) будут существенно отличаться от этих параметров ранее рассмотренных насосов.

Из схемы, представленной на рис. 67, видно, что рабочий ход плунжера ($h_{раб}$) равен

$$h_{раб} = h - h_{вс} = 2e - h_{вс},$$

где $h_{вс} = h - h_{раб}$ — ход всасывания, равный пути плунжера, совершаемому им в режиме всасывания от места отсечки кромок камеры c до нейтрального (максимального выдвинутого) положения, или величина пути плунжера от начала хода вытеснения жидкости до перекрытия им кромок всасывающей камеры c.

В соответствии с этим средняя расчетная производительность подобного насоса

$$Q_т = fh_{раб}zn = \frac{\pi d^2}{4} z\,(2e - h_{вс}), \qquad (183)$$

где z и n — число цилиндров и число оборотов насоса.

Практически ход всасывания выбирается в зависимости от числа оборотов равным $h_{вс} = (0{,}2 + 0{,}3)\,h_{раб}$. При увеличении значения $h_{вс}$ уменьшается величина рабочего хода $h_{раб}$ плунжера, что приводит к увеличению при заданной производительности габаритов насоса. Уменьшение $h_{вс}$ может привести к неполному заполнению цилиндра жидкостью и соответственно к снижению производительности насоса и ухудшению режима его работы.

Угол поворота эксцентрика (вала) от нейтрального (утопленного) положения плунжера до положения, при котором торец приходит в режиме хода всасывания к кромке всасывающей камеры (проточки) c, или иначе угол от начала движения плунжера в ходе всасывания, в пределах которого жидкость в цилиндр не поступает и в нем развивается вакуум, обычно равен 55—60°. При уменьшении этого угла ухудшается всасывание насоса, а при увеличении растут пульсации давления вследствие обратного потока жидкости в цилиндр.

Поскольку рабочий ход плунжера насоса с подобным распределением составляет лишь часть полного (геометрического) хода, неравномерность подачи, а следовательно, и пульсация давления будет выше, чем у насосов, в которых геометрический ход является и рабочим ходом.

На рис. 68 представлен график потоков, создаваемый поршнями подобного насоса. Заштрихованная площадка характеризует подачу одним цилиндром.

На рис. 69 представлена конструкция многопоршневого насоса с клапанно-щелевым распределением. Цилиндры выполнены в виде съемных сегментов *14*, монтируемых на неподвижном цилиндровом блоке. Каналы цилиндров, ведущие от клапанов нагнетания, соединены круговым литым каналом *1* в корпусе *10* с каналом нагнетания *11*. Уплотнение в месте стыка этих каналов, т. е. стыка сегментов *14* с плоскостью корпуса *10*, осуществлено при помощи



Рис. 68. График потока многоплунжерного насоса с клапанно-щелевым распределением

резинового кольца *3*. Сегменты *14* к корпусу *10* прикрепляются шпильками *9*.

Жидкость из бака через всасывающий штуцер *12* поступает во внутреннюю полость корпуса насоса, откуда через проточки (окна)*5* в стенках цилиндров и сверления *15* всасывается в цилиндры при ходе поршней в направлении к центру.

Процесс всасывания и нагнетания происходит в следующем порядке. При ходе какого-либо поршня *4* к центру насоса соответствующий клапан нагнетания *2* закрывается и поршень создает в цилиндре вакуум; после того как поршень при дальнейшем движении откроет проточку *5*, жидкость из полости корпуса, соединенной с резервуаром, поступит через нее в цилиндр. Поршень *4* при движении от центра, после того как проточка *5* будет перекрыта, выдавливает жидкость через клапан *2* в канал *1* нагнетания насоса.

Привод поршней *4* осуществляется эксцентриковым валиком *8*, несущим кольцо *7*, с которым при помощи пальцев *6* и сухарей *13* связаны поршни.

Радиально-поршневой гидромотор многократного действия

При необходимости получения большого крутящего момента применяют высокомоментные гидромоторы многократного действия (рис. 70), с профильным статорным кольцом *1*, в виде многогранной (до десяти граней) звезды. В зависимости от профиля этого кольца каждый из поршней *3* гидромотора совершит за один оборот цилиндрового ротора *2* несколько (до 10) двойных ходов

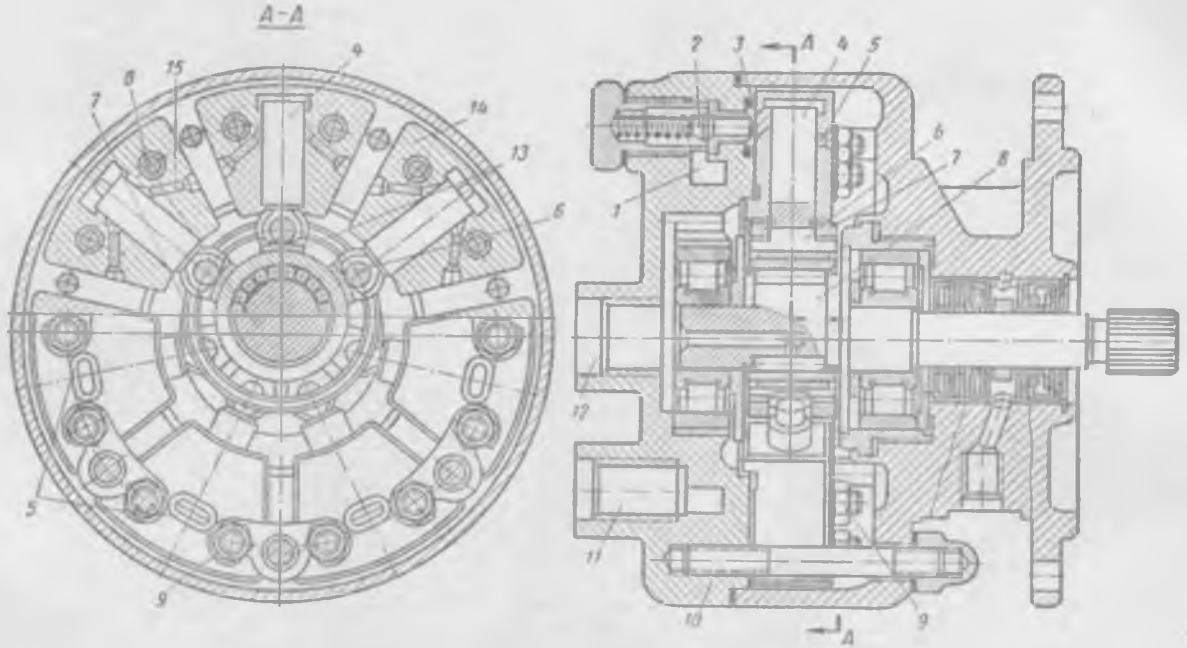


Рис. 69. Конструкция насоса с клапанно-щелевым распределением

Объем, описываемый поршнями (рабочий объем) такого гидромотора с числом цилиндров z, составит за один оборот

$$q = \frac{\pi d^2}{4} hzk, \qquad (184)$$

где k — количество ходов поршней за один оборот цилиндрового ротора;

$h = a - b$ — величина хода.

Крутящий момент гидромотора многократного действия в k раз больше, а число оборотов при том же расходе жидкости в k раз меньше, чем у мотора одинарного действия.

Для уменьшения трения поршней *3* о статорное кольцо *1* они снабжены роликами *4*, помещенными на игольчатых подшипниках. На внешних сторонах цилиндров выфрезерованы прямоугольные пазы, в которые входят сухари (ползунки), несущие ролики *4*, в связи с чем устраняется возможность поворота поршней в цилиндрах и обеспечивается их направление.

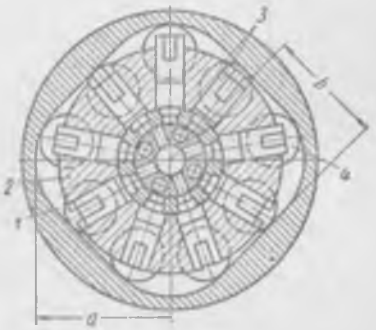


Рис. 70. Схема радиально-поршневого гидромотора двойного действия

Для увеличения крутящего момента применяют также гидромоторы с несколькими (двумя-тремя) рядами цилиндров (рис. 71); общее число цилиндров достигает 50—60. Для уменьшения пульсации угловой скорости ряды поршней в некоторых конструкциях смещены один относительно другого. Так, например, применяют трехрядное расположение поршней в несовпадающих полостях, по 18 поршней в каждом ряду.

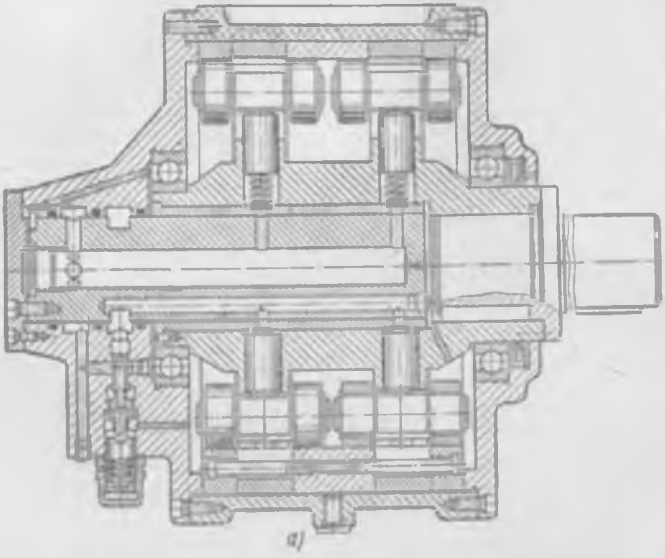
В этих гидромоторах крутящий момент достигает 5000 *кГм* и обороты 5—100 *об/мин*; в некоторых случаях подобные гидромоторы устойчиво работают при 1—2 *об/мин*.

При разработке моторов важным является правильный выбор кривых, очерчивающих рабочие части направляющих статорных колец.

Исследования показывают, что хорошие динамические свойства имеет гидромотор, у которого направляющая кольца обеспечивает параболический закон перемещения поршня, а также моторы, статорное кольцо которых выполнено по архимедовой спирали.

Ускорение относительного движения поршня, в зависимости от знака, будет либо прижимать ролик к направляющей, либо отрывать его от нее. Отрыв ролика от направляющей наиболее вероятен на участке, соответствующем сливу, когда, кроме сил инерции, поршень поджимается к профилю лишь давлением в сливной

магистрали или усилием пружины. Поэтому при отсутствии принудительной связи между поршнями и направляющими максимальное значение чисел оборотов вала гидромотора лимитируется возможностью отрыва поршней от поверхности кольца. Для моторов с четырехходовым направляющим кольцом в виде архимедовой спирали максимальное число оборотов не должно превышать 100 в минуту.



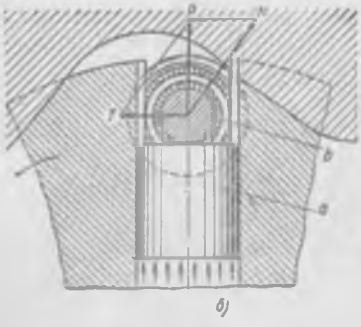


Рис. 71. Радиально-поршневой гидромотор с двухрядным расположением цилиндров (*а*) и схема разгрузки его поршней (*б*)

В целях повышения надежности и к. п. д. применяют разгрузку поршней от тангенциальных сил. На рис. 71, *б* приведена схема одного из устройств для разгрузки. Поршень *а* опирается на ось *b*, несущую ролики с игольчатыми подшипниками, два из которых перемещаются по направляющей прорези цилиндрового блока и два опираются на профильное статорное кольцо.

АКСИАЛЬНЫЕ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Насосы (и гидромоторы) с аксиальным расположением цилиндров получили название пространственных или насосов с наклонным диском (шайбой).

Кинематической основой этих насосов является видоизмененный кривошипно-шатунный механизм (рис. 72, *а*), цилиндр *3* в котором при повороте кривошипа *2* вокруг оси *1* совершает перемещения в вертикальной плоскости (в плоскости чертежа), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя осевое положение.

Перемещение поршня *4* при повороте кривошипа *2* на угол $\alpha = \omega t$ равно

$$x' = R - R\cos\alpha = R(1 - \cos\alpha), \qquad (185)$$

где R — длина кривошипа.

Очевидно, что полное перемещение поршня при повороте кривошипа на угол $\alpha = 180°$ составит $2R$.

Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть вокруг вертикальной оси *уу* относительно прежнего положения на некоторый угол β меньше 90° (рис. 72, *б*). В этом случае схема превратится в пространственную, а следовательно, цилиндр для сохранения прежней кинематики поршня должен перемещаться в пространстве по эллипсу, представляющему собой след проекции точки *2* на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра.

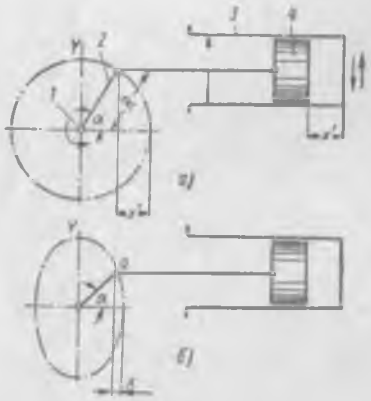


Рис. 72. Кинематическая схема аксиально-поршневого насоса

При этом перемещение поршня будет

$$x = x'\cos\beta = R(1 - \cos\alpha)\cos\beta, \qquad (186)$$

где β — угол поворота плоскости вращения кривошипа.

Поскольку перемещение цилиндра по подобной траектории практически неосуществимо, эту траекторию заменяют окружностью, описанной радиусом R, что вносит в расчет по формуле (186) некоторую неточность.

Взяв вместо одного цилиндра несколько и расположив их по кругу (подобно револьверному барабану), а также заменив кривошип диском *5* (рис. 73, *а*), ось которого наклонена относительно оси цилиндрового блока *2* на угол $\gamma = 90° - \beta$, получим принципиальную схему многопоршневого насоса (мотора) пространственного типа. Насос состоит из цилиндрового блока (барабана) *2* с поршнями *3*, связанными при помощи тех — или иных средств (поршневых шатунов *4* или пружин) с наклонным диском (шайбой) *5*, изменением угла наклона которого относительно оси цилиндрового блока осуществляется регулирование величины хода h

поршней. Цилиндровый блок в этой схеме связан с ведущим валом *8* с помощью кардана *6*.

Так как оси цилиндров в этом случае будут перемещаться при вращении цилиндрового блока по окружности, а проекция окружности центров гнезд диска (шайбы), в которой заделаны шатуны поршней, на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндрового блока, является эллипсом, то параллельность осей шатунов будет нарушена, и при вращении цилиндрового блока они будут совершать качательные движения, что отразится на кинематике дви-

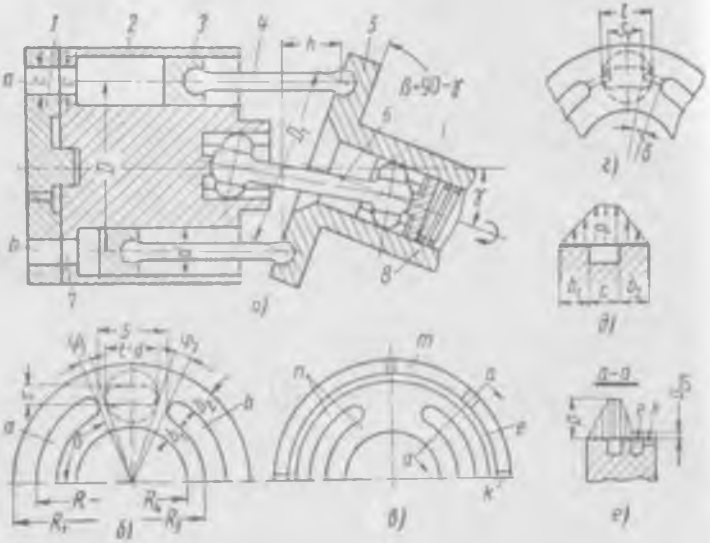


Рис. 73. Принципиальная схема аксиального поршневого насоса с карданно-шатунной связью наклонной шайбы с цилиндровым блоком и поршнями (*а*) и расчетные схемы элементов насоса (*б* — *е*)

жения поршня. Угол поворота шатунов будет зависеть от их длины и угла поворота шайбы $\beta = 90° - \gamma$, между плоскостью диска и осью цилиндрового блока.

В практике поворотом шатуна обычно пренебрегают, в результате формула (186) будет приближенно справедлива и для настоящей схемы насоса.

Поскольку цилиндровый блок *2* у рассматриваемых насосов вращается (цилиндры перемещаются относительно корпуса), упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна *a* и *b* (рис. 73, *б*) в распределительном золотнике *1* и каналы (отверстия) *7* в цилиндровом блоке *2* (см. рис. 73, *а* и *в*). В мертвых положениях цилиндров отверстия *7* перекрываются нижней и верхней перевальными (разделитель-

ными) перемычками, расположенными между распределительными окнами a и b, ширина s которых несколько превышает размер отверстий 7 ($t < s$) (на рис. 73,*а* окна a и b показаны условно).

Производительность насоса регулируется изменением угла γ наклона шайбы относительно осей цилиндрового блока, которое осуществляется либо изменением положения цилиндрового блока при неизменном положении оси наклонной шайбы (рис. 73, *а*), либо наоборот (рис. 74).

Насосы и гидромоторы аксиального типа обладают наилучшими из всех типов этих машин габаритами и весовыми характе-

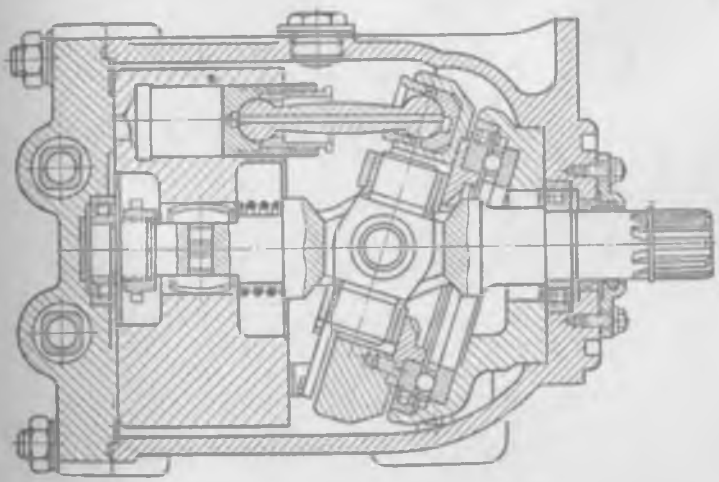


Рис. 74. Аксиально-поршневой насос с качающейся шайбой

ристиками. Так, например, на 1 *кг* веса насосов, применяемых в авиационной технике, часто приходится мощность 5—8 *л. с.*

Особенностью рассматриваемых машин является малый момент инерции вращающихся частей, что имеет существенное значение при использовании их в качестве гидромоторов.

Важным параметром для многих случаев применения является также приемистость (быстродействие) насоса при регулировании расхода.

Изменение производительности от нулевого до максимального значения осуществляется в некоторых насосах за 0,04 *сек* и от максимального до нулевого за 0,02 *сек*.

Распространенное число цилиндров в аксиально-поршневых насосах равно 7 ÷ 9. Максимальный угол между осями цилиндрового блока и наклонной шайбы обычно равен: в насосах 20° и в гидромоторах 30°, увеличение этого угла сопровождается ростом боковой составляющей усилия давления жидкости на поршень.

Число оборотов насосов средней мощности обычно принимают равным 1000—2000 в минуту. Число оборотов гидромоторов может быть выше примерно в 1,5—2 раза, чем у насосов в той же конструкции и мощности.

Число оборотов подобных насосов авиационных гидросистем обычно равно 3000—4000 в минуту; однако в отдельных случаях применяют насосы со значительно бо́льшим числом оборотов. По данным иностранной печати, фирма Виккерс (США) изготовляет насосы с максимальным числом оборотов в минуту 20 000 и 30 000 и минимальным 5—10.

Насосы и моторы с аксиальным расположением цилиндров применяются при давлениях 210—350 *кГ/см²* и реже при более высоких давлениях (насосы производительностью до 400 *л/мин* часто выпускаются на рабочие давления до 550 *кГ/см²* и насосы с малыми расходами — на давления 700 *кГ/см²*).

Мощность уникальных насосов, выпускаемых для некоторых отраслей промышленности (для прокатных станов и пр.), достигает 4000—4500 *л. с.* и более. Крутящий момент гидромоторов при 210 *кГ/см²* доведен до 800—900 *кГм*.

Насосы и моторы этих типов имеют высокий объемный к. п. д., который для большинства моделей достигает при номинальных режимах работы значений 0,97—0,98. Многие зарубежные фирмы гарантируют для насосов производительностью 130—150 *л/мин* объемный к. п. д. при давлении 350 *кГ/см²* не менее 0,99. Общий к. п. д. этих насосов составляет примерно 0,95.

Весовое преимущество (вес, приходящийся на единицу мощности) гидромоторов этого типа по сравнению с электродвигателем составляет от ~80 раз для малой до ~12 для большой мощности.

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА НАСОСОВ

Скорость движения поршня. На основании выражения (186) ход поршня при повороте кривошипа на угол α равен

$$h = x = R(1 - \cos\alpha)\cos\beta = R\sin\gamma(1 - \cos\alpha), \qquad (187)$$

где $R = D_1/2$ — радиус окружности центров заделки шатунов в шайбе (см. рис. 73, *а*).

В соответствии с этим выражение для мгновенной скорости движения поршня можно представить в виде (считаем шатуны бесконечно длинными)

$$V_{отн} = \frac{dx}{dt} = R\sin\gamma\sin\alpha\frac{d\alpha}{dt}, \qquad (188)$$

где $\gamma = 90° - \beta$ — угол между осями цилиндрового блока и наклонной шайбы.

Поскольку $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$, можно написать

$$V_{отн} = R\omega\sin\gamma\sin\alpha, \qquad (189)$$

где $\alpha = \omega t$ — текущий угол поворота цилиндрового блока;
ω — угловая скорость.

Максимальный ход поршня

$$h_{max} = 2R \sin \gamma. \tag{190}$$

Ускорение движения поршня. Ускорение любой точки поршня состоит из ускорений относительного и вращательного движений.

Ускорение относительного движения $j_{отн}$ может быть вычислено по выражению

$$j_{отн} = \frac{dV_{отн}}{dt} = R\omega^2 \sin \gamma \cos \alpha = \frac{V_{окр}^2}{R} \sin \gamma \cos \alpha, \tag{191}$$

где $V_{окр}$ — окружная скорость рассматриваемой точки оси цилиндра; ускорение будет максимальным при условии

$$\omega^2 R \sin \gamma \sin \alpha = 0. \tag{192}$$

Для соблюдения этого условия значение $\sin \alpha$ должно равняться нулю, что соответствует крайним положениям поршня:

$$j_{отн\,max} = \pm \frac{V_{окр}^2}{R} \sin \gamma. \tag{193}$$

Ускорение любой точки поршня во вращательном (переносном) движении будет направлено к центру вращения цилиндрового блока и равно

$$j_{пер} = \omega^2 \rho, \tag{194}$$

где ρ — расстояние от выбранной точки до оси цилиндрового блока.

Силы инерции. Силы инерции массы m поршня в относительном движении можно вычислить по уравнению

$$W_{отн} = -mj_{отн} = -\frac{mV_{окр}^2}{R} \sin \gamma \cos \alpha \tag{195}$$

а силу инерции массы m во вращательном движении — по уравнению

$$W_{пер} = -mj_{пер} = -m\rho\omega^2. \tag{196}$$

Допустив, что величина ρ равна радиусу R окружности, описываемой осью цилиндра, можно написать

$$W_{пер} = -mR\omega^2. \tag{197}$$

Производительность насоса. Подставив в формулу (150) значение величины хода поршня $h_{max} = 2R \sin \gamma$ [см. выражение (190)], получим приближенное выражение для определения расчетной производительности:

$$Q_{теор} = qn = \frac{\pi d^2 zn \cdot 2R \sin \gamma}{4}. \tag{198}$$

При расчетах обычно допускают, что оси шатунов (штоков) поршней совпадают с осями цилиндров в мертвых положениях поршней и точки контакта их с наклонной шайбой находятся на осях цилиндров (полагают длину шатуна бесконечно большой) (рис. 75). В этом случае расчет проводится исходя из радиуса (или диаметра) окружности, на которой расположены оси цилиндров блока.

В соответствии с этим максимальный ход поршня насосов с шатунами конечной длины принимают с некоторой погрешностью равным $h = D \operatorname{tg} \gamma$, где D — диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров.

При этом выражение (198) для расчета средней теоретической производительности такого насоса примет вид

$$Q_{теор} = qn = \frac{\pi d^2 z n D \operatorname{tg} \gamma}{4} = fznD \operatorname{tg} \gamma, \qquad (199)$$

где d и z — диаметр и число цилиндров.

В равной мере целесообразно также пользоваться выражениями (187), (189) — (191) и (195) с заменой значения ($R \sin \gamma$) на ($R_б \operatorname{tg} \gamma$), где $R_б = \frac{D}{2}$ — радиус окружности цилиндрового блока, на которой расположены оси цилиндров.

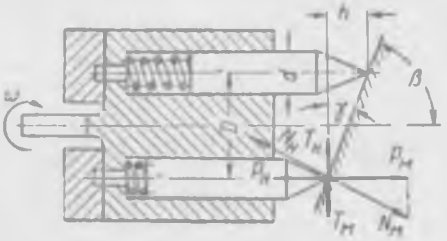


Рис. 75. Расчетная схема бесшатунного аксиально-поршневого насоса

Очевидно, выражение (198) будет справедливо при конечной длине шатунов (см. рис. 73, *а* и 74), лишь в случае, если угол γ между осями диска и блока цилиндров равен нулю (что соответствует нулевому расходу). Расчеты показывают, что ошибка в величине хода h (вычисленная для мертвых точек механизма) при угле наклона шайбы до 20° составляет для распространенных размеров насосов небольшую величину (0,01—0,04 *мм*). Однако при увеличении угла ошибка повышается. Так, например, при увеличении угла с 29 до 31° ошибка возрастает в 2 раза.

Анализ механизма ведения блока цилиндров (см. рис. 73, *а*) показывает, что наименьшие углы наклона оси шатуна к оси цилиндра обеспечиваются для распространенных насосов при условии

$$\frac{D_1}{D} = \frac{2}{1 + \cos \gamma_{max}},$$

где D_1 и D — диаметры окружностей расположения центров сферических опор шатунов в наклонной шайбе и осей цилиндров в цилиндровом блоке.

Равномерность подачи (потока) жидкости. Мгновенная подача одним поршнем равна [см. выражение (189)]

$$q = V_{отн} f = fR\omega \sin\gamma \sin\alpha, \qquad (200)$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поршня.

Суммарная мгновенная подача всеми поршнями составит

$$Q = q_1 + q_2 + \ldots = R\omega f \sin\gamma \sin\alpha_1 + R\omega f \sin\gamma \sin\alpha_2 + \ldots = \\ = R\omega \sin\gamma \Sigma \sin\alpha, \qquad (201)$$

где α_1, α_2 и т. д. — текущие углы поворота осей цилиндров относительно нейтрального положения (относительно оси, при совпадении с которой поршни находятся в крайних положениях).

Сведения, приведенные на стр. 141 применительно к радиальным насосам, справедливы и для рассматриваемых здесь аксиальных насосов.

Следует отметить, что выравнивание подачи осуществляют различными конструктивными мерами. В частности, применяют метод размещения цилиндров в блоке и шаровых головок шатунов в наклонной шайбе на разных радиусах, а также метод «сгущения» поршней, заключающийся в неравномерном угловом расположении осей цилиндров в блоке. Применяют также комбинированный метод, в котором одновременно осуществлены указанные конструктивные меры. Параметры, определяющие подачу, подбирают так, чтобы в момент максимальной угловой скорости наклонной шайбы уменьшение подачи компенсировалось увеличенным значением диаметра того поршня, который в этот момент обеспечивает наибольшую часть подачи, или увеличением радиуса, на котором он расположен в блоке.

Крутящий момент. В точке контакта поршня с поверхностью наклонной шайбы возникает в результате воздействия силы P, давления p (противодавление, принимаемое равным нулю) жидкости на поршень $\left(P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p\right)$ нормальная к поверхности шайбы сила $N_н$ ее реакции (см. рис. 75). Эту силу можно разложить на составляющие: $P_н$, направленную по оси поршня, и $T_н$, направленную нормально к оси поршня. Первая составляющая $P_н$, равная по величине и обратная по знаку алгебраической сумме сил, действующих вдоль оси поршня (см. стр. 145), преодолевает эти силы, а составляющая, нормальная к оси поршня, развивает крутящий момент.

Составляющая $T_н$ преодолевается в насосе приводным моментом, приложенным к его валу, и составляющая $T_м$ создает в гидромоторе момент, приводящий цилиндровый его блок во вращение. Сила $N_н$ реакции шайбы нагружает узлы машины (подшипники и пр.), а также определяет величину контактного напряжения на

головке плунжера и перекатывает его. При сферической головке плунжера, контакт которого с шайбой происходит в этом случае в точке, смещенной относительно его оси (см. рис. 89), эта сила также поворачивает плунжер вокруг оси.

Для расчетной схемы насоса, представленной на рис. 75 (силы отнесены к поршню, находящемуся условно в крайнем положении), величина $T_н$ равна (учитываем лишь силу давления жидкости на поршень):

$$T_н = P_н \sin\alpha \operatorname{tg}\gamma. \tag{202}$$

В соответствии с этим теоретическое приближенное значение мгновенного крутящего момента для одного цилиндра можно определить по выражению

$$M = T_н R = P_н R \operatorname{tg}\gamma \sin\alpha \tag{203}$$

и для всех цилиндров, находящихся в рабочей зоне,

$$M_{раб} = P_н R \operatorname{tg}\gamma \Sigma \sin\alpha, \tag{204}$$

где $R = D/2$ — радиус окружности, на которой расположены оси цилиндров в блоке.

При наличии противодавления в нерабочей полости суммарный момент будет выражаться формулой

$$M'_{раб} = M_{раб} - M_{пр}, \tag{205}$$

где $M_{пр}$ — суммарный момент от действия противодавления жидкости.

Очевидно, что противодавление можно учесть с достаточной точностью, если при расчете силы $P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p$ значение p заменим перепадом давления в рабочей (p_1) и нерабочей (p_2) полостях:

$$\Delta p = p_1 - p_2.$$

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ

В большинстве конструкций аксиальных роторно-поршневых насосов применяется торцовое распределение (см. рис. 73, *а* и *б*), осуществляемое при помощи серпообразных окон *a* и *b*, выполненных на упорно-распределительном диске (золотнике), с которыми поочередно соединяются при своем круговом движении цилиндры. Опорные торцовые поверхности изготовляются плоскими и реже сферическими.

Геометрические формы распределителя насоса выбираются так, чтобы нагнетательные окна герметично отделялись от всасывающих и чтобы было обеспечено некоторое регламентированное превышение усилия, прижимающего цилиндровый блок к распределительному диску (золотнику), над силами, отжимающими силами, причем это превышение должно быть таким, чтобы удель-

ные давления и силы трения не превосходили допустимых значений.

Отверстия *7* в донышках цилиндров обычно имеют в сечении удлиненную форму, причем ширина их равна ширине *c* окон *a* и *b* в распределительном диске, а длина *t* — диаметру *d* цилиндра. Для создания герметичности распределительной пары должно быть обеспечено надежное разделение в каждый момент полостей высокого и низкого давлений. Для этого в мертвых положениях поршней отверстия *7* цилиндров перекрываются нижней и верхней перевальными (разделительными) перемычками между окнами *a* и *b*, ширина *s* которых несколько превышает размер этих отверстий, т. е. обеспечивается условие $s > t$, при котором цилиндр в конце хода поршня отсекается от полости, с которой он был соединен. Надежность этой отсечки определяется величиной перекрытия $(s - t)$, в пределах которого необходимо переместить ось цилиндра относительно неподвижного золотника, для того чтобы окно цилиндра после отсечки какого-либо окна золотника пришло к кромке второго окна.

Практически ширина этой перемычки *s* выбирается равной

$$s = (1{,}1 \div 1{,}2)\, t,$$

где *t* — диаметр (или большая ось, если отверстие не круглое) канала, соединяющего цилиндр с распределительным окном.

Для распределительного золотника (см. рис. 73, *б*) это условие обеспечивается выбором значений углов φ_1 и φ_2 (см. стр. 150) поворота блока из нейтрального положения. Обычно эти углы равны между собой, хотя в некоторых насосах они различны. В общем случае распределители насосов имеют небольшое положительное перекрытие, равное $\sim 1°$, и гидромоторов $\sim (1{,}5—2)°$.

В практике верхняя и нижняя перевальные перемычки *s* между окнами *a* и *b* распределительного золотника обычно выполняются равными между собой и располагаются симметрично относительно нейтральной (вертикальной) его оси.

Ширину распределительных окон обычно выбирают $c = 0{,}5\, d$ и ширину уплотняющих поясков $b_1 = b_2 = 0{,}125\, d$. Однако учитывая неравномерный износ поясков, обусловленный различием их окружных скоростей, можно принимать $\frac{b_1}{b_2} = 0{,}8$.

Площадь окна распределителя выбирается такой, чтобы скорость рабочей жидкости в нем не превышала в 2,2—2,5 раза средней скорости поршня. Практически для самовсасывающих насосов скорость жидкости в каналах распределительного устройства не должна превышать 3—4 *м/сек*.

Площадь окна питания цилиндра обычно равна 0,45 —0,5 площади самого цилиндра. Для снижения скорости жидкости применяют вытянутую форму окна питания *a* цилиндра, центральный

угол α_0 охвата которого превышает угол $\alpha_ц$ охвата окружности цилиндра на 4—6° (рис. 76, *а*).

Применительно к рассматриваемым здесь насосам с торцовым (плоским) распределением принято также различать угол упреждения φ_1, на величину которого следует повернуть цилиндровый блок, чтобы цилиндр после отсечки окна золотника пришел в нейтральное положение, и угол запаздывания φ_2, на который должен быть повернут блок, чтобы цилиндр переместился из этого нейтрального положения в положение, соответствующее началу его соединения с противоположным окном золотника.

Углы запаздывания и упреждения должны выбираться из условия устранения компрессии жидкости и обеспечения минимального перепада давления между давлением в цилиндре и давлением в том окне распределительного золотника, с которым цилиндр в текущий момент соединяется, так как в противном случае возникнут вредные, даже опасные для гидросистем забросы давления.



Рис. 76. Схемы каналпзацпп цплпндра аксиально-поршневого насоса с торцовым распределением

Соображения и рекомендации по этому вопросу, приведенные выше (см. стр. 150) для насосов с цапфовым распределением, распространяются и на рассматриваемое здесь распределение.

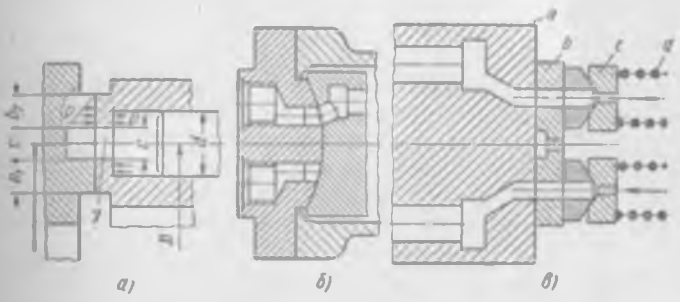
Для предотвращения ударного действия обратного потока жидкости в момент соединения цилиндров с полостью нагнетания (для обеспечения безударного перехода цилиндра из полости всасывания в полость нагнетания) в узле распределения обычно выполняют узкие (малого сечения) канавки (усы) (см. рис. 73, *г*), через которые цилиндры в конце хода всасывания соединяются с полостью нагнетания. Вследствие дроссельного (тормозного) действия этих канавок происходит плавное дозаполнение цилиндров жидкостью и повышение давления заключенной в них жидкости до давления в полости нагнетания. При этом снижаются забросы давления (гидравлические удары) и шум насоса.

Длина канавок определяется углом $\delta = 8 \div 10°$; ширина — 1—2 *мм*. Эти канавки часто выполняются сужающимися по глубине и по ширине. Расстояние между этими канавками обычно выбирается так, чтобы было обеспечено условие $s' > t$. Однако в некоторых насосах для повышения плавности соединения и снижения шума принято $s' < t$. Очевидно при этом условии (см. рис. 73, *г* и 76, *б*) повышаются утечки жидкости.

Следует отметить, что поскольку перепад давления в канавке в этом случае равен рабочему давлению (200—300 *кГ/см*²), в ней развиваются высокие скорости течения жидкости, сопровождающиеся разрывом сплошности потока (кавитацией) и соответственно кавитационным разрушением (эрозией) поверхности перемычки впереди «уса» (на рис. 76, *б* зона разрушения отмечена точками).

Силы, действующие в распределительном узле. Срок службы (надежность) и герметичность насоса во многом зависят от сил, действующих в распределительном узле.

Цилиндровый блок насоса находится под сложным действием сил давления жидкости в цилиндрах и в стыковом зазоре между поверхностями контакта блока и золотника распределения, сил



а) *б)* *в)*

Рис. 77. Схемы элементов торцового распределения насоса

трения поршней о стенки цилиндров и в шаровых опорах шатунов, а также под действием боковых составляющих сил давления, вызванных угловым смещением блока по отношению к шайбе, центробежных сил поршней и сил, обусловленных динамической и статической несбалансированностью блока и пр. В регулируемых насосах действуют также силы, обусловленные силами инерции люльки механизма регулирования.

Из указанных сил основными являются силы, обусловленные давлением жидкости в цилиндрах и в стыковом зазоре.

Цилиндровый блок насосов с торцовым распределением жидкости с неподвижным золотником (рис. 77, *а*) находится под действием сил $F_{пр}$ давления жидкости на донышки цилиндров, соединенных с нагнетательным окном, которые прижимают его к распределительному диску (золотнику), и противодействующих (отжимающих) им сил $F_{отж}$ давления жидкости в рабочем окне и зазоре, образованном рабочей поверхностью (зеркалом) этого диска и торцом цилиндрового блока. Рабочая площадь каждого цилиндра, на которую действует давление жидкости, равна разности площадей цилиндра диаметром d и канала 7 в его донышке, с помощью которого цилиндр соединяется с окнами распределителя. Кроме того, в большинстве конструкций цилиндровый блок

прижимается к распределительному диску также усилием пружины (см. рис. 74); однако поскольку усилие затяжки пружины относительно небольшое, при расчете действующих сил им пренебрегают.

Силы давления жидкости, действующие на цилиндровый блок, от значения которых зависит величина результирующей силы, прижимающей один элемент распределителя к другому, складываются из сил, действующих по площади распределительных окон a и b (рис. 73), и сил давления по контактирующим поверхностям. Расчет проводят применительно лишь к полости высокого давления. В целях упрощения расчетов величина площади каналов 7 питания блока учитывается полностью, хотя эта площадь в создании раскрывающей силы не участвует. Очевидно, чтобы не произошло «раскрытия» распределителя (отжима блока от золотника), сила давления жидкости на площадь донышек цилиндров, прижимающая блок к зеркалу золотника, должна быть больше раскрывающих сил давления жидкости в стыковом зазоре. Оценку распределителя, с этой точки зрения, производят по так называемому коэффициенту поджима, под которым понимается отношение разности сил, прижимающей блок 7 к поверхности распределения $F_{пр}$, и отжимающей $F_{отж}$, к величине прижимающей силы в %:

$$M = \frac{F_{пр} - F_{отж}}{F_{пр}} \cdot 100; \quad F_{пр} = \frac{100F_{отж}}{100 - M}. \qquad (206)$$

Увеличение этого коэффициента сопровождается повышением избыточной силы прижима и соответственно повышением контактного давления рабочих поверхностей распределителя и увеличением силы трения. При уменьшении коэффициента M повышаются объемные потери и работа распределения становится неустойчивой.

Коэффициент M поджима зависит от давления жидкости, а также от числа оборотов и конструктивной схемы насоса. Практически значение этого коэффициента находится в пределах $M = 6 \div 8\%$.

Цилиндровый блок насоса с нечетным числом цилиндров находится в равновесии под действием изменяющихся по величине и эксцентрично приложенных к нему сил. Последнее обусловлено тем, что в таком насосе число поршней, находящихся одновременно под рабочим давлением жидкости, меняется при вращении блока от $\frac{z+1}{2}$ до $\frac{z-1}{2}$ поршней. Следовательно, на цилиндровый блок насосов с нечетным числом цилиндров действуют силы, изменяющиеся во времени в зависимости от угла поворота блока относительно распределительного диска (золотника). В соответствии с этим максимальное ($F_{пр\,max}$) и минимальное ($F_{пр\,min}$) значения силы прижима изменяются в течение цикла в отношении $\frac{z+1}{z-1}$.

Для того чтобы обеспечить постоянное в течение всего цикла отношение этих сил, необходимо, чтобы максимальное и минимальное значения сил, отжимающих блок от диска, изменялись в таких же пределах, как и прижимающей силы, т. е.

$$\frac{F_{\text{отжmax}}}{F_{\text{отжmin}}} = \frac{z+1}{z-1};$$

для этого распределительный золотник должен иметь угол окна (см. рис. 73, *б*)

$$2\beta = \frac{\pi}{2z}\left(3 - \frac{1}{z}\right). \qquad (207)$$

Положение точки приложения силы прижима зависит от числа цилиндров, соединенных в данный момент с нагнетательным окном золотника распределителя, причем в момент изменения числа цилиндров, участвующих в прижиме, положения точки приложения этой силы изменяются скачкообразно. Нетрудно видеть, что одному циклу изменения положения соответствует угол поворота блока, равный $2\pi/z$.

При четном числе цилиндров число поршней, находящихся под рабочим давлением жидкости, постоянно и равно $z/2$. Нагрузка, действующая на золотник от сил давления жидкости в цилиндрах, в этом случае практически постоянна, и изменяется лишь центр давления результирующей силы.

Поскольку равнодействующая сил давления жидкости в цилиндрах не совпадает с осью блока (центр давления колеблется вокруг оси поворота наклонной шайбы), создаются условия для возникновения жидкостного гидродинамического клина, способствующего раскрытию уплотнения.

В равной мере несимметричной является нагрузка на цилиндровый блок и со стороны стыкового зазора. Часть поверхности распределительного диска (золотника) прорезана окнами *a* и *b* (см. рис. 73, *б*), в которых действуют давления жидкости, соответствующие рабочей и нерабочей полостям насоса; на контактной (не прорезанной окнами) части действует среднее давление жидкости, затекающей в зазор между распределительным диском и цилиндровым блоком из окон *a* и *b*. В частности, для насоса, питающегося без дополнительного подпора, жидкость под давлением будет находиться лишь в одном из окон, соединенном с нагнетающей полостью; во втором же окне, соединенном с всасывающей полостью, будет вакуум, влиянием которого при расчетах можно пренебречь, приняв давление в нем равным атмосферному.

В соответствии с указанным суммарная площадь поясков шириной b_1 и b_2, расположенных по обе стороны распределительных окон и непрорезанных перемычек между этими окнами, должна быть такой, чтобы были уравновешены силы давления жидкости на донышки цилиндров (см. также рис. 77, *а*).

Учитывая, что площадь цилиндровых окон (каналов) 7 (см. рис. 73, *а*) входит в выражение баланса действующих сил со знаками как «+», так и «—», а также пренебрегая влиянием давления в окне всасывания золотника и допуская, что давление в стыковом зазоре действует лишь со стороны окна нагнетания, т. е. действует лишь на половину поверхности контакта, условие равновесия сил, действующих на цилиндровый блок, можно представить с некоторыми допущениями в виде

$$F_{пр} = F_{отж};\ cp_н f_ц = p_н f_{ок} + \frac{1}{2} p_{ср} f_{кон}, \qquad (208)$$

где c — минимальное количество цилиндров, одновременно соединяющихся с окнами нагнетания;

$f_ц$ — площадь сечения цилиндра;

$f_{ок}$ — площадь распределительного окна (нагнетания);

$f_{кон} = \frac{f_{кол}}{2} - f_{ок}$ — площадь контакта цилиндрового блока с распределительным диском со стороны рабочего окна;

$f_{кол}$ — площадь кольца, описанного радиусами R_1 и R_4;

$$f_{кол} = \pi (R_1^2 - R_4^2);$$

$p_н$ — давление нагнетания;

$p_{ср}$ — среднее давление в стыковом зазоре.

При этом мы пренебрегли давлением во второй половине стыкового зазора (со стороны окна всасывания), а также давлением, обусловленным затягиванием (переносом) жидкости движущейся поверхностью цилиндрового барабана.

В том случае, когда давление жидкости в окне золотника, соединенном с нерабочей полостью, выше нуля, что, в частности, имеет место при принудительном питании насосов жидкостью под давлением или при работе гидромоторов с высоким давлением слива жидкости из нерабочих полостей (при дроссельном регулировании скорости), необходимо в баланс сил включить действие давления в этом окне.

Очевидно, для обеспечения надежного контакта надо, чтобы суммарная сила давления жидкости, действующая на цилиндровый блок со стороны поршней, превышала противодействующую ей силу давления жидкости в стыковом зазоре, стремящуюся расширить (раскрыть) этот зазор, т. е. должно быть соблюдено условие

$$F_{пр} > F_{отж};\ cp_н f_ц > p f_{ок} + \frac{1}{2} p_{ср} f_{кон}. \qquad (209)$$

Превышение сжимающей силы над раскрывающей не должно вызывать излишних сил трения и износа трущейся пары. Из практики известно, что при известном опыте и стабильном качестве

изготовления деталей уплотнительной пары можно ограничиться превышением в пределах

$$\frac{F_{пр} - F_{отж}}{F_{пр}} \cdot 100 = 6 \div 10\%.$$

Однако анализ показывает, что среднее удельное давление на опорной поверхности распределителя в выпускаемых насосах практически составляет 8—19 $кГ/см^2$ и выше при $p_{раб} = 100\ кГ/см^2$.

При расчетах торцового распределения основную трудность представляет выбор среднего давления $p_{ср}$, действующего в стыковом зазоре, величина которого зависит от точности обработки деталей уплотняющей пары и в первую очередь от перпендикулярности их торцов к оси вращения и качества материала, из которых они изготовлены, а также от качества самой жидкости и ряда прочих, подчас трудно учитываемых факторов. Поэтому при колебаниях давления могут возникнуть непредусмотренные осевые силы в том или другом направлении, которые могут вызвать колебания ротора и привести к потере герметичности и к повышенному износу деталей пары.

При колебаниях ротора в торцовый зазор могут проникнуть частицы загрязнителя, способствующие износу рабочих поверхностей распределителя.

При практических расчетах допускают линейное распределение давления в зазоре, соответствующее параллельной щели (см. рис. 73), для которой среднее давление в стыковом зазоре

$$p_{ср} = \frac{p_н + p_{сл}}{2},$$

где $p_н$ и $p_{сл}$ — давление на входе в щель (нагнетания) и на выходе из нее (слива).

При $p_{сл} = 0$ среднее давление $p_{ср} = \frac{p_н}{2}$.

В соответствии с этим давление по радиусу определится по выражению

$$p = (p_1 - p_2)\frac{R_1 - R'}{R_1 - R}, \qquad (210)$$

где R' — текущий радиус, на котором измеряется давление;
R_1 и R — внешний и внутренний радиусы поясков.

В действительности давление вдоль радиуса изменяется не по линейному, а по логарифмическому закону (см. стр. 102). Это давление можно с достаточной точностью определить по выражениям:

для наружного пояска

$$p = p_1 + (p_1 - p_2)\frac{\ln\frac{R'}{R_1}}{\ln\frac{R_1}{R}}; \qquad (211)$$

для внутреннего пояска

$$p = p_2 + (p_1 - p_2)\frac{\ln\frac{R}{R_2}}{\ln\frac{R_1}{R_2}}. \qquad (212)$$

Следует отметить, что давление в торцовом зазоре распределителя во время работы может превышать давления на границах зазора. Подобное превышение наблюдается при зазоре, суживающемся в направлении движения подвижной детали пары (при сближении поверхностей, образующих зазор). При расширяющемся зазоре давление в нем обычно ниже давления на его границах и может достигать значения вакуума. В зоне всасывания в зазоре может образоваться глубокий вакуум ~400 *мм рт. ст.* В результате возникает местная газовая кавитация, сопровождающаяся снижением несущей способности пленки и ее разрывом, что, в свою очередь, сопровождается повышенным износом скользящей пары и схватыванием материала.

Для уменьшения износа поверхностей распределительной пары необходимо снижать окружную скорость скольжения. С этой целью отверстия питания цилиндров рекомендуется выполнять на минимально допустимом прочими требованиями радиусе, т. е. смещать их к оси цилиндрового блока (см. рис. 77, *б*). Применительно к схеме, приведенной на рис. 77, необходимо, чтобы диаметр оси распределительных окон был больше диаметра D окружности, на которой расположены центры цилиндров.

На герметичность рассматриваемой скользящей пары оказывает влияние угловая скорость вращения цилиндрового блока, с увеличением которой утечки увеличиваются. Это обусловлено в основном инерцией цилиндрового блока и нарушениями перпендикулярности его торца к оси вращения. В результате при повышении числа оборотов насоса возможен отрыв блока цилиндров от распределительного диска. Очевидно, что если при малой скорости это нарушение перпендикулярности частично компенсируется возможностью цилиндрового блока совершать незначительные колебательные движения, в результате чего обеспечивается контакт его торца с распределительным диском, то при большой скорости этот контакт нарушится из-за сил инерции блока и между скользящими поверхностями образуется щель в виде острого клина.

Кроме того, при больших скоростях в сочетании с некоторыми искажениями плоскости контактирующих поверхностей возникает эффект гидродинамического клина, под действием которого толщина масляной прослойки с увеличением числа оборотов насоса увеличится настолько, что вызовет потерю герметичности. При малых скоростях цилиндрового блока $\leq$ 500 *об/мин* несущая способность определяется граничным слоем жидкости, при высоких

скоростях она определяется во многом гидродинамическим давлением в клиновидном зазоре, узкая часть которого расположена в зоне окна нагнетания с некоторым смещением (на 30—40°) по направлению вращения цилиндрового блока.

В связи с трудностью обеспечения перпендикулярности скользящих поверхностей торцового распределителя к оси вращения цилиндрового блока применяют конструкции, допускающие самоустановку одной из уплотняющих поверхностей (деталей) по другой. В частности применяют торцовый распределитель со сферической контактной поверхностью (см. рис. 81).

Такой сферический самоцентрирующий распределитель способствует образованию равномерной смазывающей пленки.

Срок службы и герметичность зависят от чистоты обработки рабочих (скользящих) поверхностей. Чистота обработки должна удовлетворять требованиям, изложенным на стр. 204.

С целью создания более благоприятных условий нагружения распределительной пары применяют конструкции с плавающим распределительным диском *b* (рис. 77, *в*). Ротор *a* устанавливается на радиально-упорном шариковом подшипнике. Плавающий распределительный диск *b* прижимается к ротору *a* усилием пружин *d* и давлением жидкости. Питание осуществляется через герметично подвижные соединения *c*, допускающие некоторую свободу перемещения диска *b*.

РАЗГРУЗКА КОНТАКТНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Фактором, лимитирующим уменьшение площади уплотнительных поясков распределительного диска, является возможность смятия материала. Чтобы избежать этого, применяют схемы распределительного узла, в которых площадь уплотняющих поясков может быть уменьшена при обеспечении требуемой площади контакта. Это достигается тем, что на внешнем контактном кольце выполняется глухая кольцевая канавка *e* (см. рис. 73, *в*, *е*), которая делит площадь внешнего кольца распределительного диска на две части, одна из которых *m* (внешняя) дренажными пазами *k* разгружается от давления (давление в канавке *e* равно сливному). Поскольку в стыковом зазоре, образуемом торцом барабана с внешним кольцом (пояском) *m*, давление в этом случае практически отсутствует (равно давлению $p_{сл}$ слива), это кольцо служит лишь опорой, и величина его поверхности влияния на силы, действующие в стыковом зазоре, не оказывает. Применение указанного опорного пояска позволяет снизить контактное давление в уплотнительно-распределительном узле до требуемой величины.

Однако при работе насоса с подобным распределением на загрязненной жидкости наблюдается неравномерный износ контактных поверхностей: изнашиваются поверхности поясков, находящихся под перепадом рабочего давления, тогда как поверхность

внешнего опорного пояска *m* практически не изнашивается. В результате цилиндровый блок как бы зависает на этом пояске с образованием зазора по уплотняющим поясками *n*, вследствие чего герметичность стыка нарушается.

В отличие от этого контактные детали насоса, распределительный диск которого не имеет опорных поясков (см. рис. 73, *б*), изнашиваются равномерно по всей поверхности диска, поэтому нарушение герметичности происходит в этом случае менее интенсивно, чем в предыдущем.

Цапфовое распределение. В насосах аксиального типа применяют также цапфовые распределения (рис. 78). Распределитель

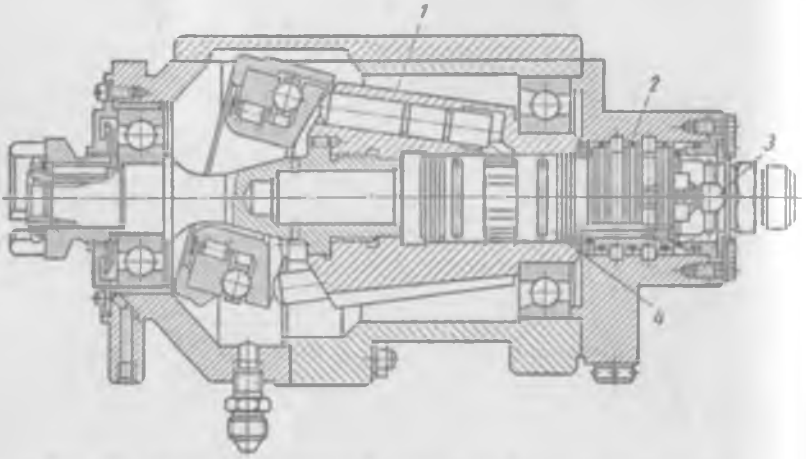


Рис. 78. Аксиально-поршневой насос с цапфовым распределением

этого типа состоит из цилиндрической цапфы *4* золотника, закрепленной в корпусе насоса, на которую посажен блок цилиндров *1*, установленный на двух шарикоподшипниках. Для устранения производственных неточностей в установке цапфы *4* в корпусе насоса предусмотрена некоторая свобода плавания (цапфа установлена в корпусе с небольшим зазором). От проворачивания цапфа удерживается с помощью фиксатора *3*, герметизация осуществляется с помощью резиновых колец *2*.

Зависимости, приведенные на стр. 149, справедливы и для распределения в аксиально-поршневых насосах.

СВЯЗЬ ЦИЛИНДРОВОГО БЛОКА С НАКЛОННОЙ ШАЙБОЙ

Во многих конструкциях аксиальных насосов цилиндровый блок связан с наклонной шайбой при помощи одинарного универсального шарнира (кардана) (см. рис. 74).

Угловые скорости ведущего (вал насоса) ω_1 и ведомого (цилиндровый блок) ω_2 валов при применении этого шарнира связаны зависимостью

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\gamma}{1 - \sin^2\gamma\cos^2\alpha}, \qquad (213)$$

где γ — угол между осями цилиндрового блока и наклонной шайбы.

α — текущее значение угла поворота ведущего вала.

Коэффициент неравномерности при передаче движения этим шарниром находится по выражению

$$\sigma_ш = \frac{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{max} - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{min}}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{ср}} = \operatorname{tg}\gamma\sin\gamma. \qquad (214)$$

Подсчеты показывают, что коэффициент неравномерности при $\gamma = 30°$ составляет $\sigma_ш = 0{,}29$.

Вследствие указанной неравномерности вращения ведомого вала повышается неравномерность подачи насоса, а также разви-

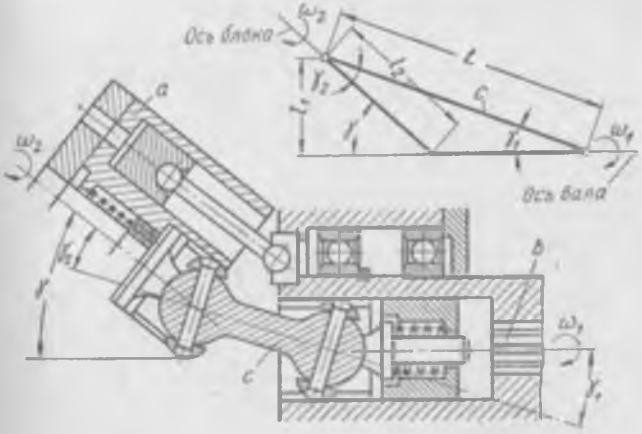


Рис. 79. Конструктивная и расчетная схемы двойного кардана

ваются ускорения, сопровождающиеся динамическими нагрузками и вибрациями, поэтому при проектировании насосов с подобным шарнирным приводом приходится ограничивать угол γ и скорость вращения вала.

Для выравнивания текущих угловых скоростей ведомого (цилиндрового блока) a и ведущего b валов применяют насосы с двойным универсальным шарниром (карданом) с двумя центрами качения, входное и выходное звенья которого соединяются так, чтобы ось промежуточного шарнирного звена c (рис. 79) образовывала

При повороте вала из нейтрального положения на некоторый угол поршневой шток (шатун) *4* приходит в контакт с юбкой поршня *3* и при дальнейшем повороте приводит в движение блок цилиндров (рис. 82).

Ввиду небольшого угла между осью шатуна и осью поршня, характер движения последнего в цилиндре может быть выражен теми же зависимостями, что и насосов с карданной связью, а следовательно, кинематика и динамика поршня сохранились теми же, что и в механике с двойным силовым карданом.

Применение сферической поверхности распределителя и центрирующего пальца позволило устранить опорный подшипник в блоке и обеспечить свободу его самоустановки относительно распределительного золотника, необходимую для компенсации возможных производственных неточностей.

В рассматриваемой бескарданной схеме насоса имеет место некоторая разность между углами поворота вала и блока, обусловленная кинематикой ведения блока и зависящая от угла наклона вала (шайбы) относительно блока. Последнее вызвано тем, что при вращении центров (осей) шаровых заделок штока в поршне и в наклонной шайбе (валу) они описывают окружности в плоскостях, расположенных одна относительно другой под углом δ, причем центр заделки шарнира в шайбе вала описывает окружность в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Ось поршня (цилиндра) образует при вращении блока цилиндрическую поверхность, ось которой совпадает с осью блока.



Рис. 82. Схема цилиндрово-поршневого узла бескарданного насоса

Если ведение блока осуществить одним штоком, то ось последнего при непрерывном контакте с поверхностью юбки при вращении блока образует угол 2 δ при вершине (см. рис. 82).

На рис. 82, на котором показана схема ведения шатуном поршня блока цилиндров, видно, что последний отстает от ведущего вала на некоторый угол δ, который изменяется при повороте вала, т. е. при постоянной угловой скорости вала скорость блока будет неравномерной. Поскольку в ведении блока цилиндров принимают участие поочередно все шатуны, мгновенная угловая скорость вращения блока определяется в каждый момент времени тем шатуном, который менее других отстает от вала насоса. Остальные шатуны при этом не будут касаться юбок своих поршней, и углы наклона их к оси цилиндра будут меньше, чем наклон ведущего шатуна, контактирующего в данный момент с юбкой поршня. В результате снижения скорости ведущего шатуна и повышения скорости соседнего происходит смена в определенный момент ведущего шатуна другим. Таким образом, за один оборот

вала каждый шатун дважды участвует в ведении блока, причем поршни шатунов, находящихся в одной зоне ведения, выполняют ход нагнетания и в другой — ход всасывания. В соответствии с этим существует закономерное чередование вступающих в работу шатунов. При нулевом угле γ наклона шайбы все шатуны теоретически являются ведущими.

В соответствии с указанным наблюдается неравномерность вращения блока, которая будет повышаться с увеличением угла наклона шайбы, а также некоторое нарушение распределения. На угловую скорость блока, основная составляющая которой равна скорости вала, будут накладываться при постоянной угловой скорости вала составляющие более высокого порядка, т. е. блок при угле наклона шайбы $\gamma > 0$ будет вращаться с переменной (пульсирующей) угловой скоростью, среднее значение которой равно скорости вала.

Указанные гармоники кривой скорости блока определяются углом его отставания от вала, причем за один оборот угол отставания блока от вала при одном цилиндре принимает 2 раза минимальное значение.

В распространенных насосах с нечетным числом цилиндров z число колебаний равно $2z$ или иначе значение угла отставания будет колебаться с частотой $\frac{2z\omega_в}{\pi}$, где $\omega_в$ — угловая скорость вала. Амплитуда колебания выходной скорости зависит для штока данной длины от угла γ наклона шайбы. Эта зависимость является одной из основных причин ограничений в выборе углов γ.

Вследствие свободного (люфтового) перемещения шатуна в юбке поршня будут наблюдаться при реверсе удары, вследствие чего исключается возможность выполнения реверсивных машин, и в частности, гидромоторов этого типа.

Для устранения ударов при реверсе необходимо, чтобы шатуны каждого поршня постоянно контактировали с конической поверхностью юбки поршня, обкатываясь по ней вне зависимости от направления вращения гидромашины. Для обеспечения этого угол наклона конической поверхности юбки поршня должен быть равным углу наклона оси шатуна относительно оси поршня. Должна быть обеспечена также соответствующая точность изготовления. В общем случае для предотвращения удара при остановках и изменении направления вращения (реверсах) гидромашины должен быть устранен или сведен к минимуму люфт между приводным валом (шайбой) и блоком цилиндров. Однако практически наличие этих люфтов неизбежно, а следовательно, неизбежно некоторое отставание блока от ведущего вала, ввиду чего при смене ведущих штоков может наблюдаться удар их о поршни.

Для уменьшения люфта необходимо стремиться к устранению или возможно малому значению угла δ. Однако одновременно с этим для избежания возможности заклинивания штоков в поршне

должна быть обеспечена некоторая минимальная величина этого угла.

Отставание (люфт) блока цилиндров от вала в нереверсивных машинах снижают часто путем смещения (поворачивания) рас-

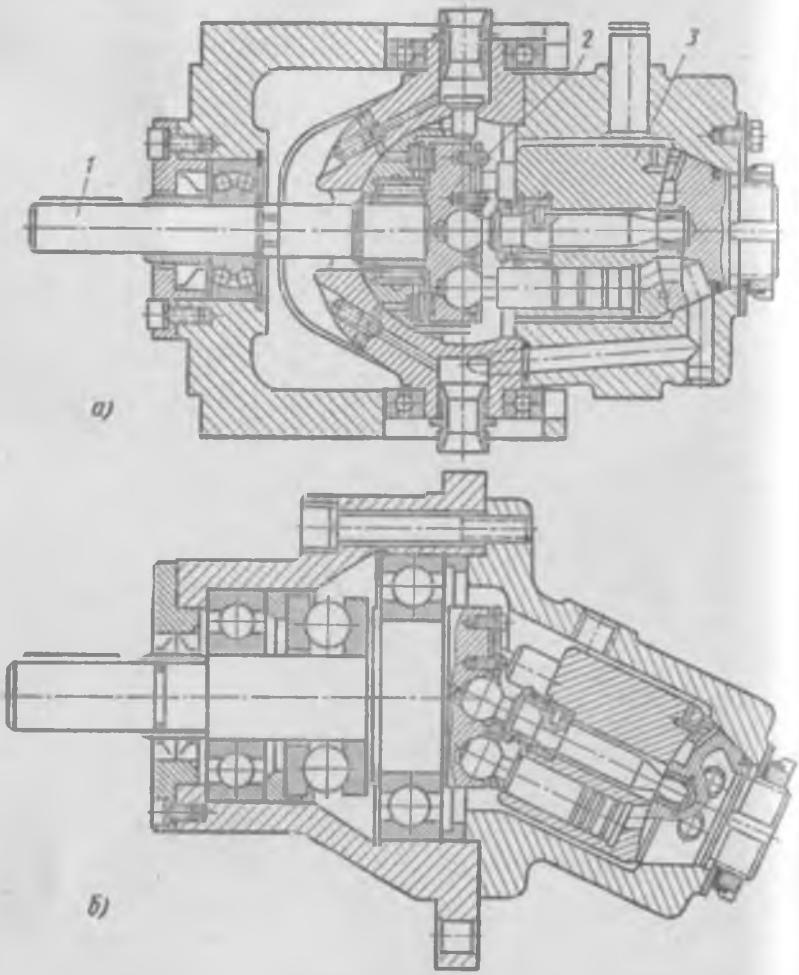


Рис. 83. Бескарданные аксиально-поршневые насос (*а*) и гидромотор (*б*)

пределителя на некоторый угол, равный или больше угла рассогласования (асинхронности).

Необходимо также обеспечить прочность штоков и юбок поршней, находящихся под действием тангенциальной силы T,

соответствующей приводному моменту, в частности, должна быть обеспечена необходимая заделка поршней в цилиндрах.

Возможность ударов штоков о поршни и большие нагрузки на штоки и юбки поршней является основным недостатком рассмотренной схемы ведения блока через поршни, вследствие чего эти насосы не пригодны для работы при больших ($>$ 3000 *об/мин*) числах оборотов. С этой точки зрения они уступают насосам с двойным карданом.

На рис. 83, *а* и *б* представлены схемы регулируемого насоса и нерегулируемого мотора бескарданных типов. Регулирование насоса (рис. 83, *а*) осуществляется путем поворота цилиндрового блока *3* на коромысле относительно наклонного диска *2*, жестко связанного с приводным валом *1*.

НАСОСЫ БЕЗ СОЕДИНИТЕЛЬНОГО ШАТУНА

Возможность повышения скоростей и давлений в насосах с шатунным приводом ограничена устойчивостью против вибраций и прочностью узлов этого привода, в частности, значением удельного давления в сферической опоре шатуна в теле поршня. Это ограничение может быть устранено, если передать усилия поршней на наклонную шайбу через какой-либо промежуточный элемент. В соответствии с этим в системах с высокими давлениями получают распространение насосы (гидромоторы) бесшатунной схемы (рис. 84), роль кривошипа в которых выполняет неподвижная наклонная шайба (рис. 85.)

Насос регулируемого расхода этой схемы представлен на рис. 84. Вращающий момент в этом насосе передается от приводного вала *7* на цилиндровый блок *6*, в цилиндрах которого свободно посажены поршни (плунжеры), опирающиеся на гидростатически уравновешенные опоры (башмаки) *2* (см. рис. 84, *а*, *б*). Поршни *4* поджимаются пружиной *5* через упорный диск (кольцо) *3* к наклонной шайбе *1*, угол наклона которой регулируется с помощью винтовой пары *8*.

В зоне нагнетания поршни прижимаются к наклонной шайбе также давлением жидкости и в зоне всасывания — пружиной *5*, а при наличии подпора — давлением последнего.

Пружинное ведение плунжеров позволяет насосу работать в режиме самовсасывания. Кроме того, подобная схема ведения имеет преимущество перед схемами, в которых пружины, прижимающие плунжеры к шайбе размещаются в цилиндрах (см. рис. 75), поскольку центральная пружина *5* этого насоса работает при постоянном натяжении, а следовательно, не подвержена усталостным разрушениям. Для работы агрегата в режиме насоса усилие этой пружины должно быть достаточно большим, чтобы устранить возможность отрыва башмаков *2* от наклонной шайбы *1* и обеспечить надежное уплотнение стыков башмаков с опорным

диском для предупреждения подсасывания воздуха в зоне всасывания. Выбор излишне большого усилия ведет к повышенному трению башмаков по шайбе, а также цилиндрового блока *6* по распределительному диску. Однако при малом значении усилия пружины силы прижима поршней могут оказаться меньше суммы сил трения и инерционных сил, действующих на поршень, в результате опорный башмак может оторваться от наклонной шайбы, что вызовет разрушение насоса.

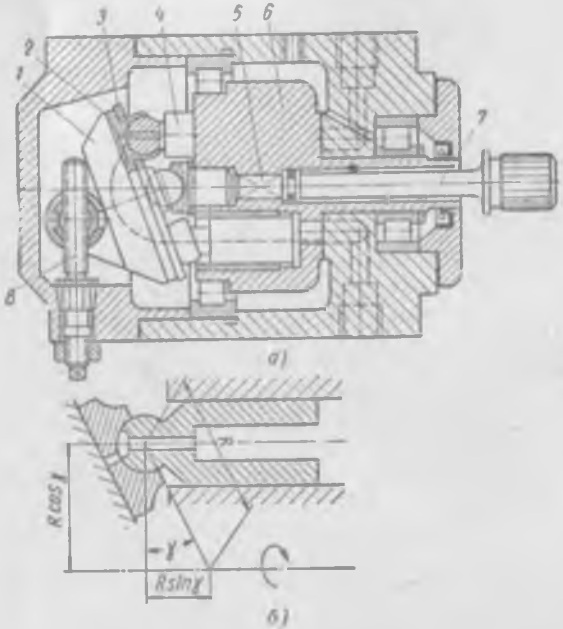


Рис. 84. Насос бесшатунной схемы

Поскольку этот насос построен на базе рассмотренного кривошипного механизма (см. рис. 72), приведенные выше кинематические зависимости будут справедливы для него. Из принципиальной схемы поршневого элемента бесшатунного насоса, представленной на рис. 84, *б* (см. также рис. 85), видно, что проекция линии, соединяющей центры сферических опорных гнезд, на плоскость, перпендикулярную к оси вращения цилиндрового блока, является окружностью, а следовательно, путь x [см. выражение (186)], который прошел поршень от крайнего положения до положения, представленного на рис. 84, *б* (при повороте на угол α), будет равен

$$x = R\sin\gamma - R\cos\alpha\sin\gamma = R\sin\gamma(1-\cos\alpha), \qquad (216)$$

где α — текущий угол поворота цилиндрового блока.

Следовательно, движение поршня в данной схеме подчиняется синусоидальному закону (соответствует расчетной схеме, представленной на рис. 75) в отличие от рассмотренного выше насоса с ша-

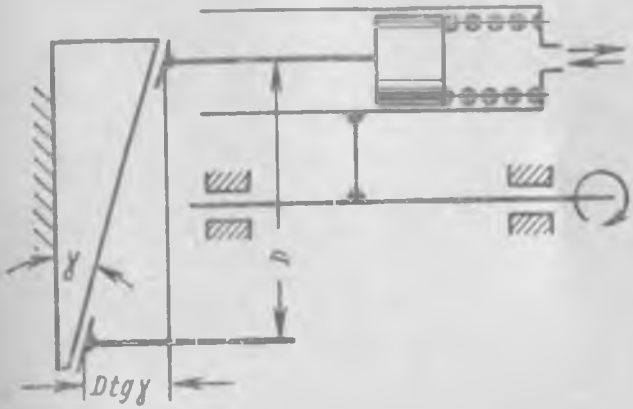


Рис. 85. Принципиальная кинематическая схема поршневого элемента бесшатунного насоса

тунной связью поршней с шайбой, для которого справедлив приближенный синусоидальный закон (см. стр. 170). Теоретический расход (производительность) этого насоса рассчитывается по выражению (199).

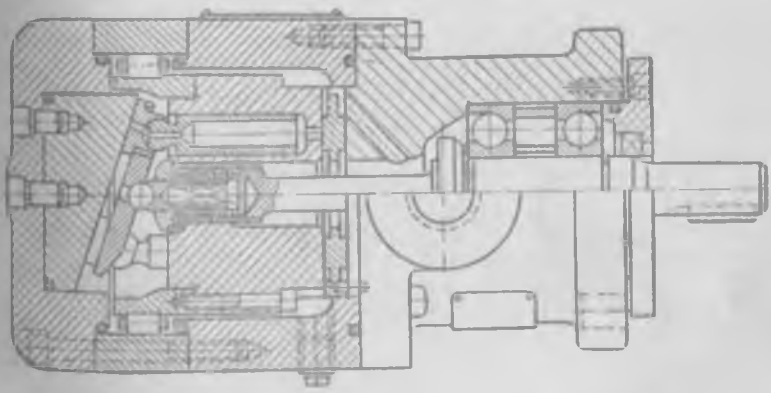


Рис. 86. Аксиально-поршневой бесшатунный гидромотор

Центры сферических головок поршней с опорными башмаками этого насоса перемещаются при вращении ротора в плоскости, параллельной плоскости наклонной шайбы, ввиду чего головки поршней перемещаются по эллипсу, большая ось которого равна

$H = \frac{D}{\cos\gamma}$ и малая ось равна D, где D — диаметр окружности, на которой размещены в блоке центры цилиндров.

Описываемый насос отличается надежностью в эксплуатации и простотой изготовления. Вращение цилиндрового блока осуществляется непосредственно от вала. В насосе отсутствует сложный узел двойного кардана (см. рис. 73, *а*) и недостаточно надежный узел (механизм) ведения блока через юбки поршней (см. рис. 81). Применение разгруженных гидростатических кольцевых опор (башмаков) позволило значительно повысить давление жидкости (до 500 *кГ/см²* и выше).

На рис. 86 показана конструкция нерегулируемого гидромотора этого типа, который отличается плавной и бесшумной работой с устойчивостью в широком интервале скоростей от минимального значения (1 *об/мин*) до максимального (1600—2000 *об/мин*). Подобные моторы изготовляются мощностью от 1 до 60 *л. с.* с механическим к. п. д. 0,96 практически на всем диапазоне чисел оборотов.

НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ С НАКЛОННЫМИ ЦИЛИНДРАМИ

Чтобы облегчить перемещение плунжера насоса при ходе всасывания, оси цилиндров обычно располагают под углом $\psi = 12 \div 15°$ к оси цилиндрового блока, вследствие чего плунжеры при вращении цилиндрового ротора выталкиваются из цилиндров не только усилиями пружины, но и центробежной силой. При наклонном расположении цилиндров упрощается также компоновка насоса и увеличивается при прочих равных условиях ход плунжеров, однако он будет менее равномерным по углу поворота цилиндрового блока, чем при параллельном расположении цилиндров.

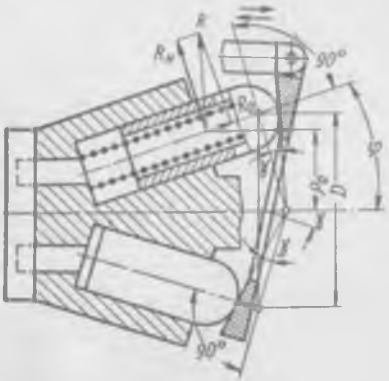


Рис. 87. Аксиально-поршневой насос с наклонными цилиндрами

Принципиальная схема такого насоса представлена на рис. 87 (см. также рис. 78). В этом насосе использованы элементы радиального и аксиального поршневых насосов. Беговой дорожке наклонной шайбы обычно придают коническую форму с таким углом конусности, чтобы при $\gamma = 0$ эта дорожка была перпендикулярна осям плунжеров.

Центробежная сила в подобном насосе будет способствовать поддержанию контакта плунжеров с наклонной шайбой, разгружая тем самым ведущие пружины.

Центробежную силу R инерции плунжера можно вычислить из выражения (рис. 87)

$$R = m\rho\omega^2 = m(\rho - \sin\varphi)\omega^2, \qquad (217)$$

где ρ — переменное расстояние между осью вращения цилиндрового блока и центром тяжести плунжера; для верхнего мертвого положения цилиндра значение ρ будет максимальным ($\rho = \rho_0$) и для нижнего — минимальным.

m — масса плунжера;

ω — угловая скорость вращения цилиндрового блока;

φ — угол наклона оси цилиндра к оси цилиндрового блока.

Силу R можно разложить на составляющие: $R_н$ нормальную к оси цилиндра и R_0 аксиальную (осевую), которая, складываясь с усилием пружины, способствует ведению плунжера. Пренебрегая трением плунжера, можно принять

$$R_0 = R\sin\varphi.$$

Расчетную производительность насоса можно подсчитать по общей формуле подстановкой в нее соответствующего значения h хода плунжера [см. выражение (150)].

Для приведенных выше условий конусности шайбы выражение для хода плунжера

$$h = D\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\cos\varphi},$$

где γ и φ — углы наклона шайбы и цилиндров относительно оси блока;

D — диаметр окружности, на которой находятся точки контакта плунжеров с беговой дорожкой шайбы при $\gamma = 0$.

В соответствии с этим производительность насоса определится выражением

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} znD\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\cos\varphi}. \qquad (218)$$

НАСОСЫ С РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ПРИ ПОМОЩИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗОЛОТНИКА

К насосам, предназначенным для работы при высоких давлениях (400—500 *кГ/см²*), относятся насосы, в которых распределение осуществляется цилиндрическими распределительными золотниками *4*, приводимыми в движение принудительно при помощи кулачковых дисков *1*, сидящих на валу насоса (рис. 88, *а*). Ведение поршней *3* насоса осуществляется с помощью пружин *2*, помещенных в цилиндры.

Движения поршня и золотника должны быть согласованы таким образом, чтобы разделение полостей всасывания и нагнетания,

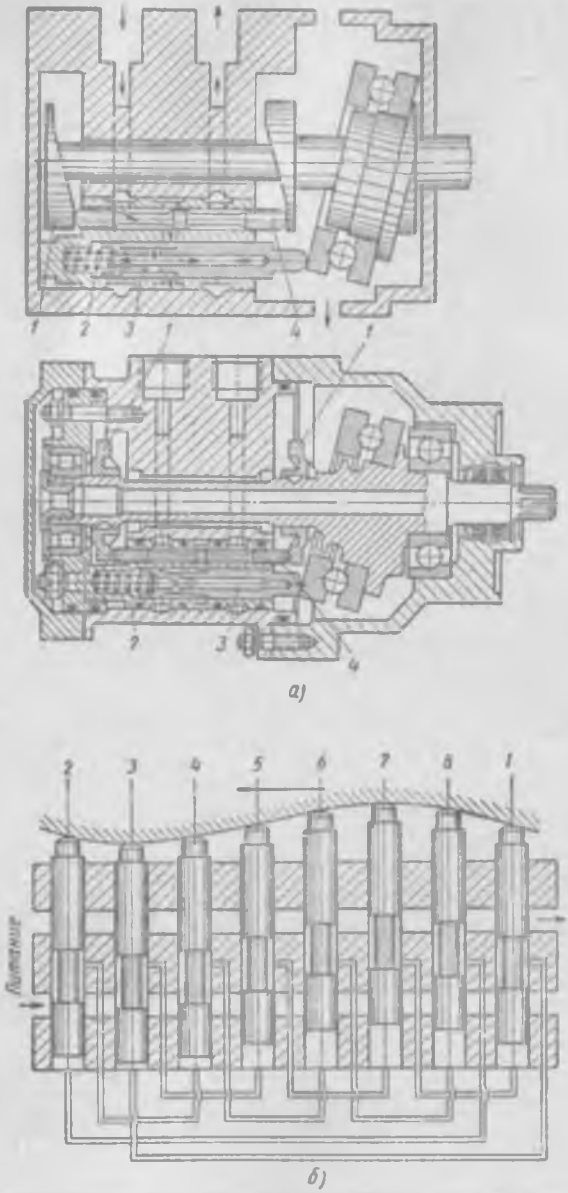


Рис. 88. Схема и конструкция аксиально-поршневого насоса: *а* — с золотниковым распределителем; *б* — принципиальная схема насоса без распределителя

осуществляемое золотником, происходило в момент, когда скорость поршня равна или близка к нулю. Анализ показывает, что для безударной работы насоса с этим распределением золотник должен быть сдвинут относительно нагнетающего (всасывающего) поршня на 90°.

Выпускаются также насосы без распределителя, функции которого осуществляют непосредственно сами поршни. Из принципиальной схемы этого насоса, приведенной на рис. 88, *б*, видно, что при повороте наклонной шайбы в направлении стрелки поршни *1*, *2* и *8* будут вытеснять жидкость в нагнетательную магистраль через щели, образованные соответственно поршнями *7*, *8* и *6*. Поршень *7* в данный момент находится в крайне верхнем (мертвом) положении и в работе не участвует, причем обе щели поршня, распределяющего жидкость (для последнего случая им является поршень *5*), в этом положении перекрыты.

В положении шайбы, представленном на схеме, поршни *4*, *5* и *6* всасывают жидкость через щели, образованные соответственно поршнями *2*, *3* и *4*. Поршень *3* находится в крайнем нижнем (мертвом) положении, и соответственно обе щели поршня, распределяющего жидкость (для последнего случая им является поршень *1*), перекрыты.

Машины этого типа применяются также и для работы в качестве гидромоторов.

НАСОСЫ С НЕПОДВИЖНЫМ ЦИЛИНДРОВЫМ БЛОКОМ

Распространены также насосы с неподвижным цилиндровым блоком и вращающейся наклонной шайбой, в которых жидкость распределяется с помощью плоского подвижного золотника *5*, представляющего собой кольцо прямоугольного сечения, посаженное на эксцентричный палец *6* (рис. 89). Цилиндровый блок *3* насоса жестко посажен в корпус, а наклонная шайба *2* вращается вместе с валом *4*, который при своем вращении приводит с помощью эксцентричного пальца *6* в колебательное движение плоский распределительный золотник *5*, последовательно соединяющий цилиндры насоса с полостями всасывания и нагнетания. В нейтральном для данного цилиндра положении распределителя канал (окно) цилиндра полностью перекрывается золотником. Распределение обладает малой инерцией, отличается простотой и надежностью в эксплуатации, однако поскольку распределительный золотник помещен в своей камере с зазором, затруднена его герметизация, поэтому эти насосы применяются обычно при давлениях не выше 100 *кГ/см*^{2}.

Описанная кинематическая схема имеет преимущества в применении к гидромоторам, так как благодаря малому весу вращающихся деталей гидромоторы с подобной кинематикой отличаются высоким быстродействием. Кроме того, вследствие относительно

небольшого перемещения распределительного золотника *5* он мало подвержен износу.

Ход поршня рассматриваемого насоса определится по выражению (187). Скорость $V_{отн}$ и ускорение $j_{отн}$ поршня соответственно определяется по выражениям (189) и (191). Поскольку плунжеры этого насоса перемещаются в неподвижном цилиндровом блоке, они совершают лишь движение вдоль оси цилиндра, а следовательно,

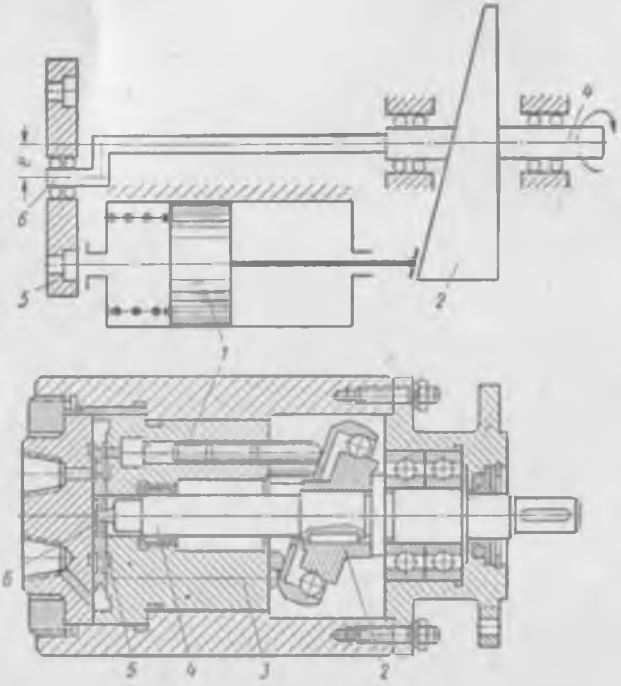


Рис. 89. Принципиальная схема и конструкция аксиально-поршневого насоса с неподвижным цилиндровым блоком

на них действуют лишь силы инерции, обусловленные кинематикой их движения в цилиндрах.

Производительность насоса определится приближенно по выражению (199). При использовании этой машины в качестве насоса необходимо обеспечить ведение его плунжеров *1* либо пружинами, помещенными под плунжеры, либо давлением жидкости, подаваемой от вспомогательного насоса подкачки, размещаемого обычно в корпусе основного насоса. Давление, развиваемое насосом подкачки, должно быть больше суммы возможных сопротивлений на пути от этого насоса к основному, а также

давления, необходимого для обеспечения надежного ведения его плунжеров с учетом сил инерции и трения.

Расчет распределителя. Расчет распределителя сводится к определению радиусов наружной ($R_н$) и внутренней ($R_{вн}$) кромок подвижного золотника, а также к выбору величины эксцентриситета e приводного эксцентрика (рис. 90).

Величины этих параметров выбираются такими, чтобы золотник в определенном положении полностью перекрывал окно одного из цилиндров (c) и одновременно полностью открывал окна двух других цилиндров, по одному из которых (b) происходит питание жидкостью цилиндра, а по второму (a) происходит вытеснение жидкости из цилиндра в нагнетательную магистраль.

В соответствии с этим радиус $R_н$ наружной кромки (окружности) золотника должен быть равен

$$R_н = e + R - r.$$

Этот радиус может быть выражен также уравнением

$$R_н = \sqrt{R^2 + e^2 - 2eR\cos\beta} + r,$$

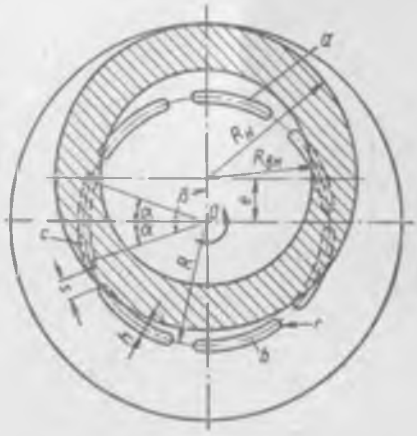


Рис. 90. Расчетная схема плоского распределителя аксиально-поршневого насоса с неподвижным цилиндровым блоком

где R — радиус расположения распределительных окон цилиндрового блока;

$r = h/2$ — радиус полуокружности окон питания цилиндрового блока;

β и α — углы согласно рис. 95 ($\beta = \alpha + 90°$);

h — ширина цилиндровых окон.

На основании этих выражений можем написать

$$\sqrt{R^2 + e^2 - 2eR\cos\beta} + \frac{h}{2} = e + R - \frac{h}{2}. \qquad (219)$$

Произведя преобразования, получим

$$e = \frac{h\left(R - \frac{h}{2}\right)}{R(1 + \beta) - h}. \qquad (220)$$

Поскольку $\cos\beta = \cos(90° + \alpha)$, можем написать

$$e = \frac{h\left(R - \frac{h}{2}\right)}{R(1 - \sin\alpha) - h};$$

отсюда

$$R_н = \sqrt{R^2 + e^2 + 2eR\sin\alpha} + \frac{h}{2}. \qquad (221)$$

Введя безразмерный геометрический коэффициент (параметр) $m = \frac{h}{2R}$, получим

$$e = \frac{2mR(1-m)}{1-\sin\alpha-2m}.$$

С учетом этого радиус наружной кромки золотника определится так:

$$R_н = e + R - \frac{h}{2} = \frac{2mR}{1-\sin\alpha-2m} + R(1-m). \qquad (222)$$

Значение $m = \frac{h}{2R}$ обычно принимается равным 0,1—0,12.

Радиус $R_{вн}$ внутренней кромки золотника определится:

$$R_{вн} = \sqrt{R^2 + e^2 - 2Re\cos(90° - \alpha)} - \frac{h}{2} = \sqrt{R^2 + e^2 - 2Re\sin} - \frac{h}{2}. \qquad (223)$$

Межоконная перемычка s определяется отношением s/h; для бронзовых и стальных блоков это отношение выбирается в пределах 0,2—0,3 и для чугунных от 0,5 до 0,8.

НАСОСЫ С КЛАПАННЫМ И КЛАПАННО-ЩЕЛЕВЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ

При высоких давлениях применяются насосы и гидромоторы с неподвижным цилиндровым блоком и клапанным или клапанно-щелевым распределением жидкости, причем клапаны могут размещаться в корпусе насоса (рис. 91) и в его поршнях (рис. 92). Жидкость засасывается в цилиндры насоса из внутренней полости корпуса через осевые отверстия в плунжерах *3*, на концах которых смонтированы всасывающие клапаны *2*; при рабочем ходе плунжеров *3* жидкость вытесняется через нагнетательные клапаны *1*.

Ввиду того, что клапанному распределению присущи отмеченные выше недостатки (см. стр. 158), применяют насосы с клапанно-щелевым распределением, расчетная схема поршневого элемента которого с опорой поршней через башмак (ползушку) показана на рис. 93 (см. также стр. 161).

Расчетная производительность подобного насоса определится по формуле [см. также выражение (183)]

$$Q_{теор} = \frac{\pi d^2}{4} h_p z n, \qquad (224)$$

где h_p — рабочий ход поршня после отсечки (перекрытия) им окна *а* всасывания до крайнего правого положения.

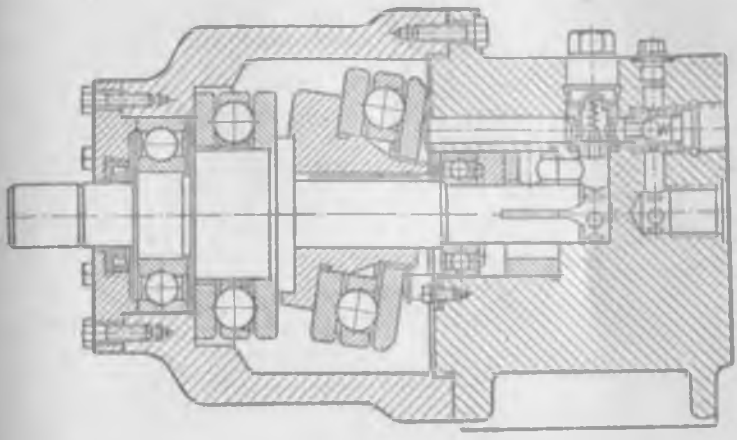


Рис. 91. Акспально-поршневой насос с клапанным распределением

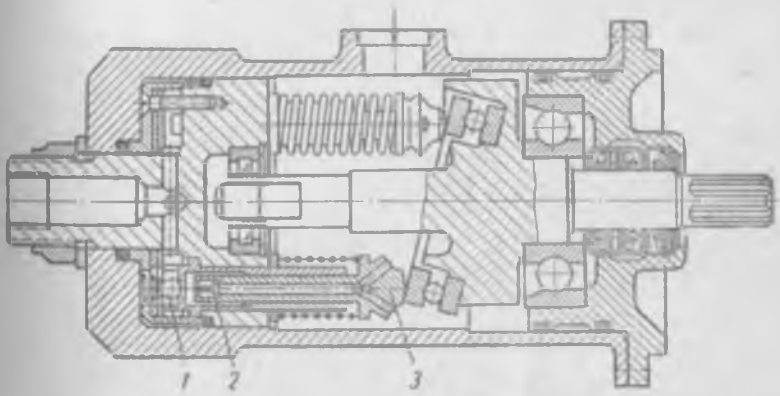


Рис. 92. Аксиально-поршневой насос с распределительными клапанами, размещенными в поршнях

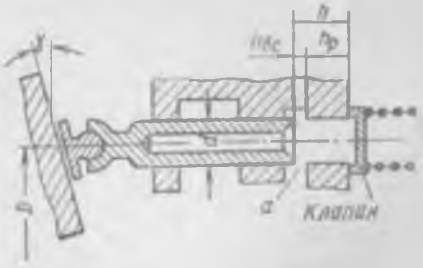


Рис. 93. Цилиндро-поршневой элемент насоса с клапанно-щелевым распределением

Очевидно, что величина рабочего хода h_p поршня будет меньше величины полного хода $h = D \operatorname{tg} \gamma$ на ширину h_{ec} окна:

$$h_p = h - h_{ec} = D \operatorname{tg} \gamma - h_{ec}. \qquad (225)$$

Подставив в формулу (183) значение h_p, получим

$$Q_{meop} = \frac{\pi d^2}{4} (D \operatorname{tg} \gamma - h_{ec}) zn, \qquad (226)$$

где d, D, γ и z — те же величины, что и в формуле (199).

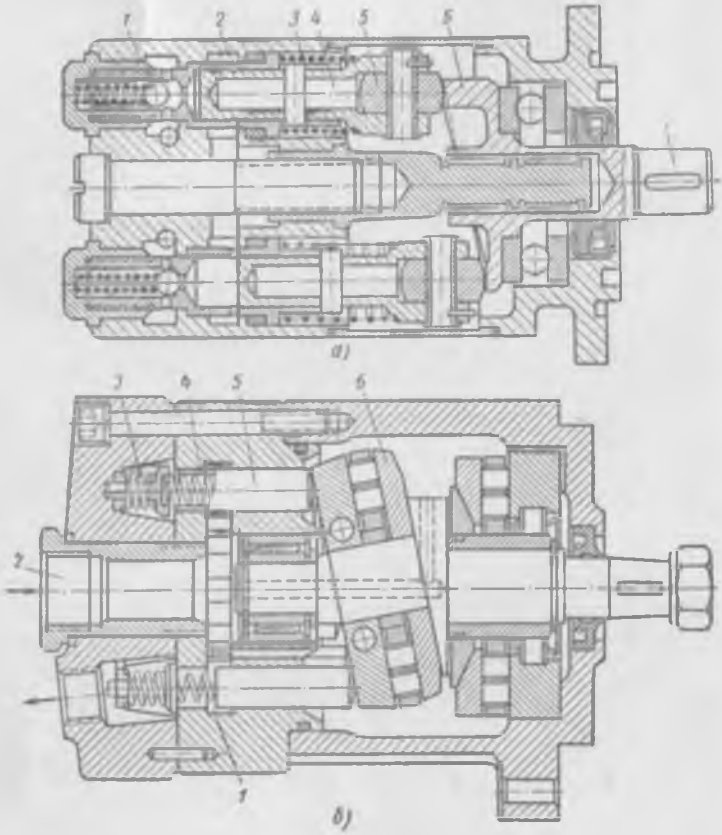


Рис. 94. Насосы с клапанно-щелевым распределением

Кривая подачи насоса будет аналогичной кривой, представленной на рис. 68.

Аксиальные насосы с неподвижным цилиндровым блоком и клапанным распределением могут применяться при давлениях 600—650 $кГ/см^2$ на маслах средней вязкости ($\nu = 20 \div 25$ $сст$).

Насос с клапанно-щелевым распределением показан на рис. 94, *а*.

Ведущая наклонная шайба *6* этого насоса, воздействующая при вращении вала на ролики *5* поршней *4*, жестко связана (или составляет одно целое) с приводным валом *7*. Каждый цилиндр насоса на линии нагнетания имеет по одному шариковому клапану *1*, через которые жидкость при утапливании поршней вытесняется в нагнетательную линию. Всасывание (заполнение цилиндров жидкостью) происходит через окна *2* в боковых стенках цилиндра, выполненные на таком расстоянии от конца цилиндра, что поршни открывают их лишь во второй половине своего хода всасывания (при движении поршней вправо). Поршни связаны с наклонной шайбой *6* при помощи пружин *3*.

Аналогичный насос изображен также на рис. 94, *б*. Питание насоса осуществляется через осевой канал *2* и далее через проточки *1* в боковых стенках цилиндров. В нагнетательных полостях цилиндров установлены плоские клапаны *3*. Поршни (плунжеры) *5* с помощью пружин *4* прижимаются к наклонной шайбе *6*, опираясь на нее сферическими концами.

Основные вопросы изготовления деталей насосов

Для изготовления скользящих пар аксиально-поршневых насосов в большинстве случаев применяют пару сталь — бронза. Для изготовления упорно-распределительного диска (золотника) в основном применяют сталь Х12Ф1 в сочетании с цилиндровым блоком из бронзы Бр. ОСН 10-2-3. В насосах больших размеров из бронзы изготовляют лишь трущиеся поверхности блока (втулки цилиндров и торцовую опору), сам же блок изготовляют из стали типа 12ХН3А. В насосах малого размера цилиндровый блок изготовляют целиком из бронзы, в частности, из сурьмянистой бронзы ($НВ \geqslant 60$) в сочетании с распределительным диском (золотником) из стали ХВГ ($HRC > 60$).

Применяются также распределительные диски из нитрированной стали (HRC 60—62) в паре с цилиндровым блоком из свинцовистооловянистой или сурьмянистой бронзы; в этом случае поршни изготовляют из цементируемой стали 12ХН3А с твердостью рабочих поверхностей HRC 58 или из стали ХВ2, дающей без специального поверхностного упрочнения твердость HRC 55—60.

Для изготовления цилиндровых блоков применяют также бронзу Бр. ОФ 10-1 в паре с распределительным диском из стали 20Х с твердостью после цементации HRC 60—62.

Для улучшения приработки и уменьшения износа торцы бронзовых цилиндровых блоков и распределительных дисков обычно покрывают тонким слоем (в несколько микрон) антифрикционных материалов (серебром, индием с подслоем свинца и свинцом). Для снижения трения и повышения стойкости к загрязнениям насосов,

предназначенных для работы при температуре жидкости от —54 до +427° С, стальные детали покрываются серебром.

Поршни изготовляют также из шарикоподшипниковой стали ШХ15 с закалкой до *HRC* 62—64. Для стального цилиндрового блока (*HRC* 60) поршни изготовляют обычно из бериллиевой бронзы.

Для условий высоких температур (>150° С) поршни и гильзы часто покрывают серебром. Для изготовления насосов, предназначенных для работы в условиях температур выше 500° С, применяют конструкции из никелевых сплавов.

Чистота обработки торцов упорно-распределительного диска обычно производится по 7—8-му, а цилиндрового блока — по 9—10-му классу чистоты. Повышение чистоты поверхности зеркала распределителя до 10-го и цилиндрового блока до 12—13-го класса положительного эффекта практически не дает, и эти поверхности через некоторое время работы обычно приобретают рекомендуемую выше чистоту.

Положительные результаты показывают пары с шаброванной рабочей поверхностью золотника и притертой поверхностью торца цилиндрового блока. Опыт показывает, что шабровка обеспечивает более прочный масляный слой благодаря сохранению смазки в образующихся при шабровке микровпадинах.

При обработке необходимо выдержать параллельность опорных торцов цилиндрового блока и распределительного диска, а также их перпендикулярность к осям вращения; отклонения в параллельности не должны превышать 0,005—0,01 *мм*; непрямолинейность этих поверхностей не должна превышать 0,005 *мм*. Обработка рабочих поверхностей поршней и цилиндров обычно находится в пределах 10—12-го класса чистоты.

Поршень помещают в цилиндр с диаметральным зазором в пределах 0,010—0,015 *мм*.

Окружные скорости на трущихся торцовых поверхностях не должны превышать 8—10 *м/сек*; среднее значение скорости движения поршней в цилиндрах 4—6 *м/сек*.

Особо следует указать на недопустимость люфтов в поршневой группе, которые могут образовываться при некачественной завальцовке сферических головок шатунов в поршнях; эти люфты могут нарушить фазораспределение, а также вызвать дополнительные динамические нагрузки, снижающие механическую прочность насоса.

ПЛАСТИНЧАТЫЕ (ЛОПАСТНЫЕ) НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

Пластинчатые насосы, получившие в практике название лопастных и шиберных, являются наиболее простыми из существующих типов насосов.

По числу циклов работы за один оборот вала различают пластинчатые насосы и гидромоторы однократного и многократного

(двух-, трех- и четырехкратного) действия. Насосы однократного действия выполняются как регулируемыми, так и нерегулируемыми, а насосы многократного — нерегулируемыми. Преимуществом насосов многократного действия является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор, благодаря чему они пригодны для работы при более высоком, чем насосы однократного действия, давлении жидкости (140 *кГ/см²* и выше).

Схема простейшего из этих насосов, применяющегося в основном в системах смазки, показана на рис. 95.

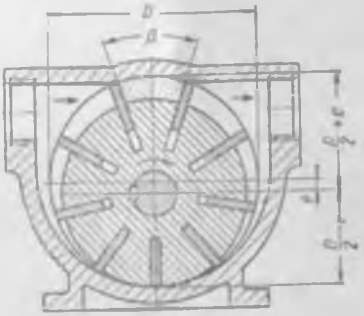


Рис. 95. Схема пластинчатого насоса

В насосах применяют положительное перекрытие, при котором рабочая клетка (отмечено точечной штриховкой) в ее среднем положении размещается на перевальной (разделительной) перемычке, будучи отсеченной (изолированной) как от полости всасывания, так и от полости нагнетания.

Для избежания компрессии жидкости в рабочей клетке (камере) при проходе ее через перевальную перемычку и уменьшения неравномерности подачи перекрытие камеры перемычкой должно быть возможно малым, однако таким, чтобы было обеспечено разделение полостей всасывания и нагнетания.

Минимальное значение этого перекрытия соответствует соотношению размеров перемычки и раствора концов пластин, при котором кромки окон питания касались бы внутренних сторон пластин (соответствует углу β расположения пластин в роторе).

Ведение пластин и плотность их контакта со статором осуществляют с помощью давления жидкости, подводимой в прорези под пластины, или при помощи пружин и прочих механических средств.

Подобные насосы обычно имеют 8—12 пластин. При увеличении числа пластин уменьшается действующая на них нагрузка и повышается равномерность потока нагнетаемой жидкости. При уменьшении числа пластин (меньше восьми) поток становится неравномерным.

Расчетная производительность (подача) насоса

Подача насоса равна объему, описываемому рабочей частью пластины, контактирующей с верхней перевальной (разделительной) перемычкой.

Из расчетной схемы рис. 96 (см. также рис. 95) следует, что рабочая высота h пластины изменяется при прохождении ею пере-

вальной перемычки, причем в нейтральном положении (при расположении на оси симметрии) она будет максимальной, равной $h = 2e$, где e — эксцентрицитет насоса.

Допуская, что толщина пластины равна нулю и пренебрегая изменением рабочей высоты h при повороте ротора на угол β, в пределах которого пластина находится в контакте с верхней перемычкой, максимальную расчетную подачу насоса можно выразить

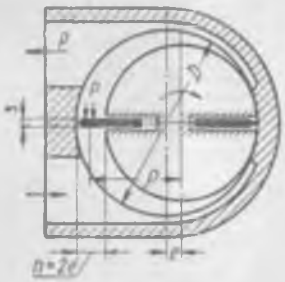


Рис. 96. Расчетная схема пластинчатого насоса

$$Q = \omega\rho hb = 2\pi Dben, \qquad (227)$$

где D — диаметр колодца (статора) в корпусе;

b — ширина ротора (длина пластины);

n — число оборотов в минуту.

$\rho = \frac{D}{2}$ — расстояние от центра давления рабочей высоты пластины до оси вращения ротора;

ω — угловая скорость.

С учетом толщины s и числа z пластин производительность

$$Q = 2ben\,(\pi D - zs). \qquad (228)$$

Снижение расчетной производительности обусловлено в этом случае тем, что часть вытесняемой жидкости расходуется на компенсацию объема пластин при утапливании их в прорези ротора.

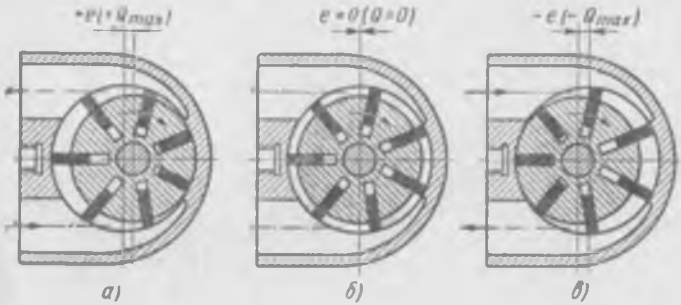


Рис. 97. Схемы регулирования производительности пластинчатого насоса

Регулирование производительности Q и изменение направления подачи осуществляются соответствующим изменением величины и знака эксцентрицитета e (рис. 97). В положении $а$ насос установлен на максимальный эксцентрицитет e, что соответствует максимальному расходу Q_{max}; в положении $б$ значения $e = 0$ и $Q = 0$ и в положении $в$ — максимальный эксцентрицитет обрат-

ного знака и соответственно максимальная подача противоположного направления.

В некоторых конструкциях насосов полости прорезей ротора под пластинами последовательно соединяют с нагнетательной и всасывающей линией, благодаря чему пластины создают дополнительную подачу, работая в этом случае как прямоугольные поршни. Очевидно, подача такого насоса

$$Q = 2\pi Dben. \tag{229}$$

При одностороннем вращении ротора насоса пластины целесообразно устанавливать под некоторым (10—15°) углом к радиусу (рис. 98, *а*), благодаря чему улучшаются условия их работы (уменьшается эффект заклинивания пластины в пазу). Наклонное к радиусу расположение пластин позволяет обеспечить такое направление действия реакции статора на пластину, при котором силы трения вызывают минимальные изгибающие напряжения (угол наклона пластины принимается равным углу трения).

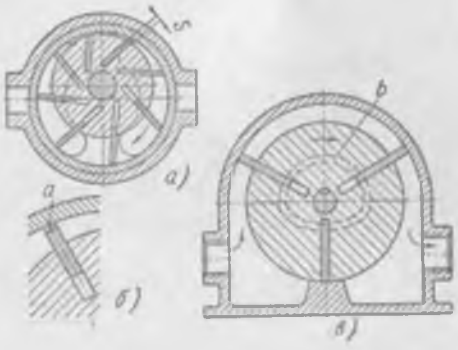


Рис. 98. Схемы пластинчатых насосов

Расчетная производительность насоса для случая, когда пластины не создают дополнительной подачи, в этом случае будет

$$Q = 2ben\left(\pi D - \frac{zs}{\cos\alpha}\right), \tag{230}$$

где α — угол наклона пластин к радиусу.

Поскольку центр вращения ротора смещен относительно центра направляющего кольца (статора), который представляет круг диаметром D (см. рис. 95), принятое условие $h = 2e$ будет справедливо лишь для мгновенного (среднего относительно разделительной перемычки) положения пластины, в иных же положениях ее рабочая высота будет переменной и меньше $h < 2e$. В соответствии с этим подача будет носить пульсирующий характер, причем неравномерность подачи, обусловленная изменениями высоты, такая же, как и у роторных поршневых насосов (см. стр. 141), т. е. изменение объема в процессе вытеснения жидкости одной пластиной носит синусоидальный характер.

При нечетном числе пластин равномерность подачи повышается.

Нетрудно видеть, что обусловленная этим пульсация подачи будет тем меньшей, чем больше пластин, однако при увеличении их числа соответственно уменьшается величина расчетной подачи [см. выражение (228)].

Расчеты показывают, что в насосе с числом пластин $z = 17$ и $z = 12$ колебания подачи, обусловленные изменением рабочей высоты пластины, соответственно равны 1,7 и 3%.

В насосах, у которых направляющая статора на участке между всасывающим и нагнетательным окнами спрофилирована по окружности, описанной из центра вращения ротора (рис. 98, *б*), колебание подачи, обусловленное изменением рабочей высоты пластины, отсутствует. Ведение пластин в последнем насосе осуществляется с помощью профильных направляющих *b*, выполненных на боковых крышках насоса.

Неравномерность подачи во всех случаях вызывается дополнительно также тем, что некоторая часть жидкости расходуется на компенсацию объема пластин при утапливании их в прорези ротора, а также на сжатие жидкости в рабочих камерах при приходе их из полости всасывания в полость нагнетания.

В том случае, когда пластина прижимается к статору давлением жидкости, подведенным под ее торец, возникает повышенное трение. Усилие, с которым пластина, находящаяся в полости всасывания (с нулевым давлением), поджимается к статору, в этом случае равно

$$P = pbs, \qquad (231)$$

где p — давление жидкости в камере под нижним торцом пластины;

s и b — толщина и длина пластины (ширина ротора).

Пластины, находящиеся в полости нагнетания, будут полностью разгружены от радиальных сил давления жидкости, а пластины, разделяющие полости всасывания и нагнетания, — частично. Практически при расчетах нагрузки от давления жидкости, действующего на пластину в положении ее между полостями всасывания и нагнетания, условно относят к площади, равной $^1/_3$ произведения ширины пластины на ее длину:

$$P = \frac{1}{3} pbl.$$

Для повышения герметичности пластины снабжаются свободно посаженным в гнездо уплотнительным элементом *а*, кривизна внешней поверхности которого соответствует кривизне статора (см. рис. 98, *б*).

ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ ДВУКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ

Пластинчатые насосы однократного действия обычно применяются для вспомогательных гидросистем, не требующих высоких давлений, хотя в ряде стран они применяются и в системах

силового привода. Основным недостатком этих насосов является большая нагрузка давления жидкости на ось ротора и пластины.

Поэтому в практике больше распространены ротационные нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного действия. Насос состоит из корпуса *9* (рис. 99), в котором помещены боковые диски *2*, и статора *4*, внутренняя поверхность которого фасонной формы (профиля) выполнена так, что участки кривой, расположенные между окнами питания *5*, *6*, *7* и *8*, прорезанными в дисках *2*, являются дугами кругов, описанных из центра ротора,

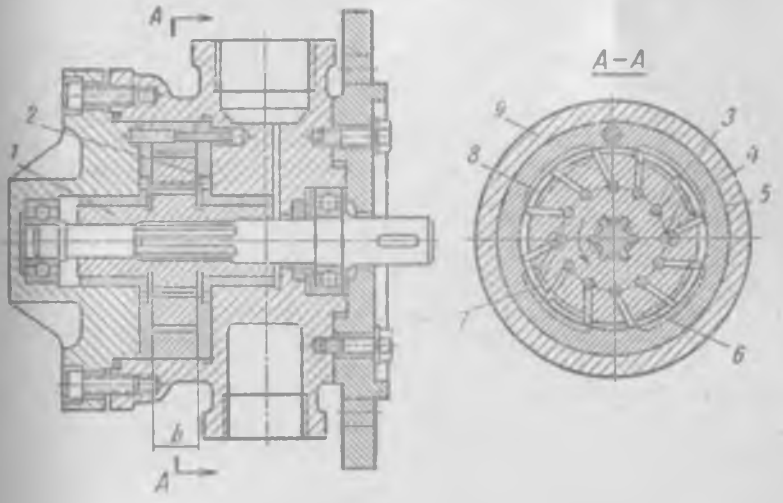


Рис. 99. Пластинчатый насос двойного действия

а участки, приходящиеся на эти окна, выполнены сопрягающими кривыми.

На валу насоса находится ротор *1* с наклонными к радиусам пазами (прорезями), в которых помещаются пластины *3*. В каждом из боковых дисков *2* имеется по четыре окна, из которых окна *6* и *8* соединены литыми каналами корпуса с полостью всасывания, а окна *5* и *7* — с полостью нагнетания.

При вращении ротора *1* без давления или при малом давлении жидкости пластины *3* прижимаются к поверхности статора *4* под действием центробежной силы; при наличии давления на пластину дополнительно действует сила давления жидкости, которая подводится через кольцевые проточки *10* на боковых дисках в пазы ротора под торцы пластин (рис. 100).

Из приведенной схемы следует, что при вращении ротора пластины (лопасти), копируя форму статора, дважды увеличивают за один оборот объем камеры (заштриховано точечной штриховкой) и дважды его уменьшают.

Благодаря концентричности межоконных участков кривых статора относительно центра вращения ротора практически устраняется компрессия жидкости при проходе этих участков пластинами *3*, а также уменьшается пульсация потока, которая в этом случае определяется лишь несимметричностью расходов жидкости пластинами при перемещении их в прорезях ротора, а также сжимаемостью жидкости и деформацией корпуса насоса. Кроме того, благодаря концентричности межоконных участков статора, пластины в периоды, когда они находятся под боковой односторонней гидравлической нагрузкой, не перемещаются в пазах, вследствие чего уменьшается их износ.

Для улучшения динамических качеств насоса, а также повышения равномерности подачи участки статора, сопрягающие указанные межоконные концентричные участки, обычно выполняются так, чтобы было обеспечено постоянное ускорение пластины при движении в пазах ротора и соответственно постоянное ускорение жидкости в каналах.

Обычно эти участки выполняются по архимедовой спирали:

$$\rho = r_1 + \frac{v}{\omega}\alpha, \qquad (232)$$

где ρ и d — полярные координаты профиля:

r_1 — наименьший радиус направляющей статора;

$v = \text{const}$ — скорость перемещения пластины в роторе;

ω — угловая скорость ротора.

Для того чтобы устранить возможность отрыва пластин от статора при копировании ими его профиля, отношение радиусов профиля статора $\frac{r_2}{r_1}$ для числа пластин 8; 12 и 16 не должно превышать соответственно 1,15; 1,27 и 1,34.

Должно быть также обеспечено условие $\frac{l_1}{l_2} \leqslant 0{,}92$, где l_1 — наибольшая длина части пластины, выступающей из ротора, и l_2 — наименьшая длина части пластины, находящейся в пазу ротора. Средняя скорость течения жидкости во всасывающих окнах обычно не превышает 1,5 *м/сек*.

Применяется также профиль, обеспечивающий синусоидальное изменение ускорения пластин. Однако этот профиль допускает меньшее отношение большого r_2 и малого r_1 радиусов статора, чем первый профиль.

Из расчетной схемы, приведенной на рис. 100, *а—в*, видно, что каждая пластина за один оборот ротора нагнетает жидкость 2 раза. Поскольку рабочее давление жидкости действует на диаметрально противоположные стороны ротора (со стороны окон *5* и *7*), подшипники ротора практически разгружены от сил давления жидкости. Для полной уравновешенности радиальных сил давления жидкости на ротор число камер (число пластин) должно быть четным. Распространены насосы с 12 и 16 пластинами.

Плотность контакта между пластинами *3* и статором обеспечивается давлением жидкости, подводимой в пазы ротора под лопасти через кольцевую проточку *10* на крышке корпуса. Боковое уплотнение достигается тем, что бронзовые боковые диски *2* (см. рис. 99) могут быть прижаты к ротору с требуемой плотностью.

Для упрощения изготовления насоса и повышения его к. п. д. один из дисков (диск *а*) часто выполняют плавающим с поджатием



Рис. 100. Расчетные схемы пластинчатого насоса двойного действия

его к торцу статора *b* (рис. 101) давлением жидкости и несколькими спиральными пружинами. Усилие прижима в этом случае повышается с повышением давления. В тот момент, когда насос не работает и в системе отсутствует давление, начальное усилие прижима, необходимое для пуска насоса в ход, обеспечивается пружинами.

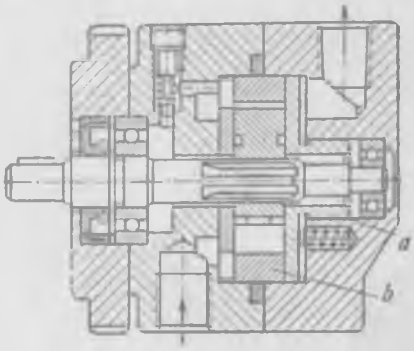


Рис. 101. Пластинчатый насос двойного действия с плавающим диском

Благодаря высоким качествам рассматриваемого насоса его принципиальная схема положена в основу стандартных насосов многих сотен типоразмеров (в США свыше 500 стандартных единиц). Ряд заграничных фирм выпускает эти модифицированные насосы на давления 70, 100, 140 и 175 *кГ/см²* и производительность от 3 до 950 *л/мин*. Весовая отдача, приходящаяся на 1 *л. с.*, у этих насосов доведена до 0,5—0,4 *кГ/л. с.* При последовательной установке двух насосов, рассчитанных на давление 140 *кГ/см²*, давление может быть повышено до 220 *кГ/см²*.

Общий к. п. д. насоса средней мощности при давлении 140 *кГ/см²* равен 0,85 практически на всем рабочем диапазоне

давления. Число оборотов этих насосов от 500 для насосов большой мощности до 1500—3000 в минуту для насосов средней и малой мощности. Миниатюрные пластинчатые насосы ракетных гидросистем выпускаются на расход 1 *л/мин* и менее и работают при скоростях до 30 000 *об/мин*.

Ограничения по давлению обусловлены тем, что при более высоком давлении пластины при проходе зоны всасывания, в которой они не разгружаются давлением, действующим со стороны статорного конца, прижимаются с большим усилием к профильной поверхности статора, в результате чего они быстро изнашиваются. Усилие, с которым пластина прижимается к статору, в этом случае вычисляется по выражению (231).

В новейших конструкциях этого насоса (см. стр. 215) применен ряд конструктивных мер по разгрузке пластин, что позволило повысить рабочее давление.

Расчет производительности. По принципу действия этот насос можно сравнить с поршневым насосом с прямоугольным изогнутым по дуге цилиндром, в котором роль поршня выполняет рабочая часть пластины высотой $h = r_2 - r_1$ (см. рис. 100). Пластина при перемещении по концентричным участкам между окнами *7* и *8* или *6* и *7* вытесняет объем Q', по величине равный произведению площади рабочей части пластины l на окружную скорость v ее центра давления:

$$Q' = vf = vhb.$$

Подставив значения $v = \omega \frac{r_2 + r_1}{2}$ и $h = r_2 - r_1$, получим

$$Q' = \omega \frac{r_2 + r_1}{2} (r_2 - r_1) b = \frac{\omega b}{2} (r_2^2 - r_1^2),$$

где b и h — ширина и высота рабочей части пластины;
r_2 и r_1 — большой и малый радиусы (полуоси) статора;
ω — угловая скорость ротора.

Подставив значение ω и учитывая, что одновременно происходит вытеснение жидкости двумя пластинами, получим приближенное выражение (без учета толщины пластин) для вычисления расхода (производительности) насоса:

$$Q = \omega b (r_2^2 - r_1^2) = 2\pi n b (r_2^2 - r_1^2). \qquad (233)$$

С учетом толщины пластины (см. стр. 207)

$$Q = 2bn \left[\pi (r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1) s z}{\cos \alpha} \right], \qquad (234)$$

где α — угол наклона пластины к радиусу.

Рассматриваемые насосы выпускают как с наклонным к радиусу (см. рис. 99), так и с радиальным расположением пластин (см. рис. 107), причем более распространенными являются насосы

первого типа. Угол α наклона пазов ротора под пластины к радиусу ротора обычно принимают равным 13—15° при диаметре ротора 56—85 *мм* и 7—8° при диаметре 140 *мм*. Благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах, однако наклонное их положение исключает возможность реверса без перемонтажа ротора.

Для насосов с радиальным расположением лопастей выражение (234) примет вид

$$Q = 2bn\left[\pi\left(r_2^2 - r_1^2\right) - (r_2 - r_1)\,sz\right]. \qquad (235)$$

Частота колебаний подачи и давления равна произведению числа пластин на число оборотов, а амплитуда пропорциональна перепаду давления. Неравномерность подачи обусловлена, как было указано, изменением в процессе хода нагнетания объема пластин в результате утапливания их в прорези, а в основном — влиянием сжимаемости жидкости и частично деформацией камеры насоса при переходе ее из полости всасывания в полость нагнетания. Последний процесс сопровождается акустическим эффектом, который повышается с повышением перепада давления.

В насосах двукратного действия, выполненных по схеме, приведенной на рис. 100, каждая пластина при перемещении от центра к периферии забирает жидкость из линии нагнетания, а при перемещении от периферии к центру вытесняет ее обратно. Поэтому для снижения влияния насосного действия пластин на равномерность подачи необходимо, чтобы объем жидкости, вытесняемой в каждый данный момент из прорезей ротора утапливающимися пластинами, был равен объему количества жидкости, требующемуся для заполнения объема, освобождаемого пластинами, перемещающимися от центра. Для обеспечения этого количество пластин должно быть кратным четырем, но не менее восьми. Практически это число пластин выбирают равным 12 или 16. Кроме того, профиль кривой статора должен быть строго симметричен.

Однако опыт показывает, что даже при самом оптимальном выборе параметров наблюдается неравномерность подачи, вызываемая деформацией деталей насоса и сжатием жидкости в рабочих его камерах при переходе их из полости всасывания в полость нагнетания. Для уменьшения влияния последних факторов в некоторых конструкциях этих насосов профиль статора на участках, описанных большим радиусом, выполняется таким образом, что при переносе рабочей камеры из полости всасывания в полость нагнетания осуществляется незначительное сжатие жидкости (преднамеренная компрессия), что способствует снижению пульсации давления жидкости.

Для этого профиль статорного кольца насоса (см. рис. 100) выполняется таким, что при проходе замкнутой камеры объемом q_1 (отмечена точечной штриховкой) через перевальные перемычки, очерченные большим радиусом ($R > r$), происходит некоторое

уменьшение объема камеры до прихода ее к нагнетательному окну, вследствие чего заключенная в ней жидкость будет подвергнута предварительному сжатию. В этом случае в запертой камере создается предварительная компрессия жидкости ($q_1 > q_2$), подбором величины которой может быть обеспечено полное выравнивание давлений в камере и нагнетательном окне. Указанное уменьшение объема камеры достигается смещением центра O_2, из которого описываются образующие профиль статорного кольца дуги кругов радиусом R относительно оси O вращения ротора.

Выбор рабочих параметров насоса. Для обеспечения герметичности насоса расстояние между соседними всасывающим и нагнетательным окнами (размер перевальной перемычки) должно быть несколько больше, чем наибольшее возможное расстояние между концами двух соседних пластин в положении их на этой перемычке.

При выборе разности радиусов r_2 и r_1 профильных участков статора между окнами, определяющих величину рабочей высоты пластин $h = r_2 - r_1$, исходят из того, что увеличение высоты приводит к повышению опрокидывающего момента от давления жидкости, защемляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение — к понижению производительности и объемного к. п. д. насоса. Для насосов небольшой производительности величина h может быть равной или меньше 0,4 полной высоты пластины. Число пластин равно 12—16 (обычно 12 пластин). Толщина пластин 2—2,5 *мм*; ширина статора и ротора (длина пластины) 20—40 *мм*.

В рассматриваемом насосе двухкратного действия всасывание (и соответственно нагнетание) происходит на сравнительно небольшом участке кривой статора, ввиду чего создаются неблагоприятные условия питания насоса.

Время прохождения пластиной зоны всасывания $t = \frac{\alpha}{\omega}$, где α и ω — угол, соответствующий окну всасывания, и угловая скорость вала.

Для улучшения питания жидкость обычно подводят через расположенные друг против друга окна, которые сообщаются между собой каналами в корпусе. Средняя скорость течения жидкости во всасывающих окнах не более 1,5—2 *м/сек*.

Ротор *1* и статор *4* изготовляют из легированных сталей с цианированием, боковые диски *2* — из кремнистой или марганцовистой бронзы, корпус и крышки — из чугуна (см. рис. 99). Подшипники скольжения изготовляются из медносвинцовистых или серебрянокадмиевых сплавов, допускающих удельные давления до 100 *кГ/см²*. Хорошие результаты показали подшипники скольжения с вкладышами, покрытыми серебром толщиной 0,5 *мм*. Такие подшипники допускают удельное давление до 140—150 *кГ/мм²*.

Пластины *3* изготовляют из вольфрамистых (быстрорежущих) сталей и калят до *HRC* 63—65. Применение быстрорежущей стали

обусловлено необходимостью предотвращения термического отпуска конца пластины, контактирующей со статором, который ведет к быстрому ее износу. Износ вызывается тем, что пластина прижимается к статору в зоне всасывания со значительным усилием, которое выдавливает жидкость, находящуюся между пластинами и статором, в результате чего возникает сухое трение и нагревание поверхностного слоя пластины в месте контакта ее со статором до температуры, которая может превышать температуру отпуска стали.

Разгрузка пластин. Для уменьшения силы давления пластины на статорное кольцо ее разгружают путем размещения в каждом пазу ротора двух свободно посаженных пластин (рис. 102, *а*), скошенные концы которых, прилегающие к статорному кольцу по двум кромкам, образуют с ним замкнутую камеру. Эта камера

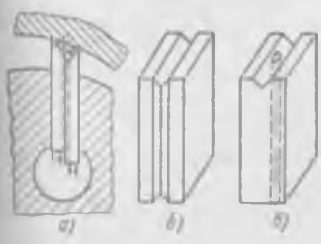


Рис. 102. Схемы разгруженных пластин насосов

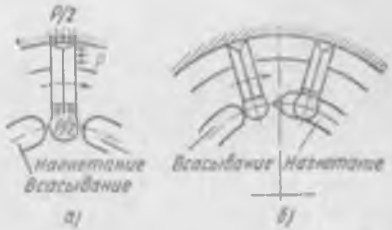


Рис. 103. Схемы разгрузки пластин

соединяется каналом малого сечения (имеющим большое сопротивление) с полостью под пластиной, в результате чего в камере возникает разгружающее давление, величина которого вследствие сопротивления соединяющего канала будет меньше, чем давление в полости под пластиной.

На рис. 102, *б* показана пластина, в которой на внешнем (верхнем) и боковых торцах выполнены канавки, благодаря чему она частично уравновешивается в радиальном направлении от сил давления жидкости на нижний торец пластины.

На рис. 102, *в* показана пластина, на верхнем торце которой, контактирующем со статорным кольцом, выполнена с этой же целью канавка, соединяющаяся при помощи дроссельного отверстия с полостью нижнего торца.

Зачастую насосы выполняются так, что полости камер под пластинами сообщаются на рабочих участках соответственно с всасыванием и нагнетанием и отсекаются от них лишь в промежуточных положениях (рис. 103, *а*). При прохождении этих промежуточных участков, спрофилированных в насосах двукратного действия по радиусу из центра ротора, происходит разгрузка пластины, так как давление в верхней камере, образованной скошенными ее

кромками, и давление в камере под пластиной становится равным среднему арифметическому $\left(\frac{p}{2}\right)$ между давлениями всасывания и нагнетания.

Нетрудно видеть, что в насосах последней схемы пластины, работая одновременно по схеме радиально-поршневого насоса, всасывают и нагнетают жидкость, что компенсирует объем, занимаемый пластинами, поэтому производительность подобных насосов следует рассчитывать по выражению (233).

Для большей надежности контакта пластин со статором при проходе ими зоны всасывания, в которой радиальные силы давления жидкости отсутствуют, пластины обычно нагружаются пру-

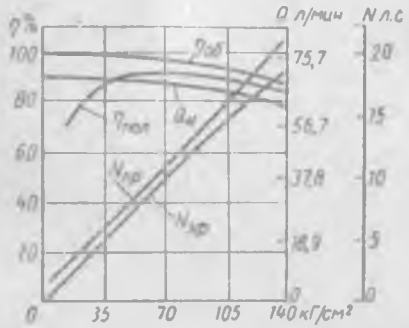


Рис. 104. Характеристика пластинчатого насоса



Рис. 105. Принципиальная схема пластинчатого насоса трехкратного действия

жинами (на схеме не показаны), прижимающими их к статорному кольцу.

Для устранения ударного нагружения пластины радиальной силой давления жидкости в конце прохода разделительной перемычки со стороны нагнетательного окна выполняется щелевидная прорезь (рис. 103, *б*).

Применяются также иные способы разгрузки пластин от радиальных сил.

Срок службы пластинчатых насосов двухкратного действия при работе на рабочем давлении составляет несколько тысяч часов. Опыт показывает, что при этом износ пластин по высоте не превышает 0,1—0,3 *мм* и статора на глубину 0,08—0,1 *мм*. Эти насосы удовлетворительно работают на маслах вязкостью $\nu = 20 \div 30$ *сст* при высоте всасывания до 5 *м*.

На рис. 104 приведена характеристика мощного насоса этого типа. Вязкость масла 72 *сст* при $t = 38°$ С; рабочая температура 54° С. На графике соответственно обозначено: $Q_н$ — фактический расход насоса; $N_{пр}$ и $N_{эф}$ — приводная и эффективная (полезная) мощность насоса; $\eta_{об}$ и $\eta_{пол}$ — объемный и полный к. п. д.

Выпускаются также пластинчатые насосы трехкратного действия (рис. 105). Производительность такого насоса с радиальным расположением пластин вычисляется по выражению [см. также формулу (235)]

$$Q = 3bn\left[\pi\left(r_2^2 - r_1^2\right)\left(r_2 - r_1\right)\right]sz. \qquad (236)$$

Насосы с неподвижными пластинами. Применяются также насосы двухкратного действия с двумя пластинами *1*, размещенными в пазах неподвижного статорного кольца *2* (рис. 106). Фигурный ротор *3* изготовлен так, что две диаметрально противоположные его стороны выполнены в форме дуг круга, описанного из центра ротора *3* радиусом, равным радиусу r_2 расточки статорного кольца *2*, а две другие стороны описаны дугами меньшей кривизны ($r_1 > r_2$). При вращении в направлении, показанном стрелкой, ротор *3*, контактирующий одновременно со статорным кольцом *2* и пластиной *1*, будет засасывать жидкость из двух противоположных камер *e* и нагнетать в камеры *d*.

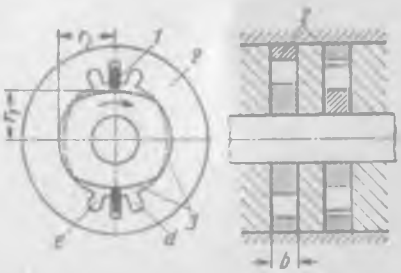


Рис. 106. Схема насоса двойного действия с неподвижными пластинами

Для повышения равномерности подачи и разгрузки вала применяют насосы с двумя посаженными на общий вал и смещенными на 90° роторами.

Максимальная расчетная производительность двухроторного насоса определяется по выражению

$$Q_т = 2bn\left[\pi\left(r_2^2 - r_1^2\right) - \left(r_2 - r_1\right)2s\right], \qquad (237)$$

где r_2 и r_1 — большая и малая полуоси ротора;

b и s — ширина ротора и толщина пластины.

Насосы предназначены для работы с давлением до 100 *кГ/см²* и при числах оборотов до 2500 в минуту. Производительность насосов — до 200 *л/мин*. Описанные насосы пригодны также для работы в качестве гидромоторов.

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГИДРОМОТОРЫ

Пластинчатые машины описанных типов применяют также для работы в качестве гидромоторов, для чего в насосах без принудительного ведения пластин необходимо предусмотреть лишь механизм прижима пластин к статору при пуске мотора.

Гидромоторы однократного (одинарного) действия выпускаются реверсивными как в регулируемом, так и нерегулируемом

исполнении, а моторы двухкратного действия — нерегулируемыми и преимущественно нереверсивными. При известном конструктивном исполнении они допускают реверсирование.

В общем случае теоретический крутящий момент гидромотора может быть определен по выражениям (138) и (143).

Механизм действия пластинчатого гидромотора одинарного действия может быть иллюстрирован схемой на рис. 96. При подаче жидкости под давлением p в верхнюю полость машины на валу ее ротора будет действовать крутящий момент, мгновенное значение которого определится зависимостью

$$M_т = pf\rho = ph b\rho,$$

где $f = hb$ — рабочая площадь пластины;

ρ и h — переменные значения плеча приложения силы давления жидкости и рабочей высоты пластины;

b — ширина ротора (и соответственно пластины).

Минимальное значение момента соответствует положению пластины в момент начала ее контакта с перевальной перемычкой и максимальное — положению на оси симметрии.

С учетом этого, а также принимая во внимание выражения (138) и (228), можем написать максимальное значение момента:

$$M_{\max} = \frac{pbe\,(\pi D - zs)}{\pi}; \qquad (238)$$

минимальное значение момента

$$M_{\min} = \frac{pbe\,(\pi D - zs)}{\pi} \cos\frac{\pi}{z}, \qquad (239)$$

где D — диаметр расточки статора;

s и z — толщина и число пластин.

Неравномерность крутящего момента гидромотора по углу поворота его вала уменьшается с увеличением числа пластин, однако при увеличении их свыше 6—8 это снижение становится столь незначительным, что дальнейшее увеличение числа пластин нецелесообразно.

Для приближенного определения степени неравномерности крутящего момента пластинчатого гидромотора однократного действия с четным числом пластин можно пользоваться выражением

$$\delta = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{\max}} = \frac{500}{z^2}\,\%, \qquad (240)$$

и с нечетным

$$\delta = \frac{125}{z^2}\,\%. \qquad (241)$$

На рис. 107 показан типовой реверсивный гидромотор двухкратного действия с радиальным расположением пластин. Изменение направления вращения вала *1* осуществляется изменением

подачи жидкости в штуцер *4* или *9*. Чтобы обеспечить при реверсировании постоянное прижатие пластин *10* к статорному кольцу *3* и диска *6* к торцу ротора *8*, применено клапанно-золотниковое устройство *5*, с помощью которого жидкость независимо от направления вращения вала подводится через систему каналов в полости *2* и *7*.

Преимуществом гидромоторов двухкратного действия является практическое отсутствие радиальной нагрузки на вал от сил давления жидкости. Кроме того, гидромоторы этого типа отличаются малым моментом инерции, величина которого для моторов малой мощности ($N = 2{,}5$ *квт*) составляет 0,0024 *кГм/сек*^{2}.

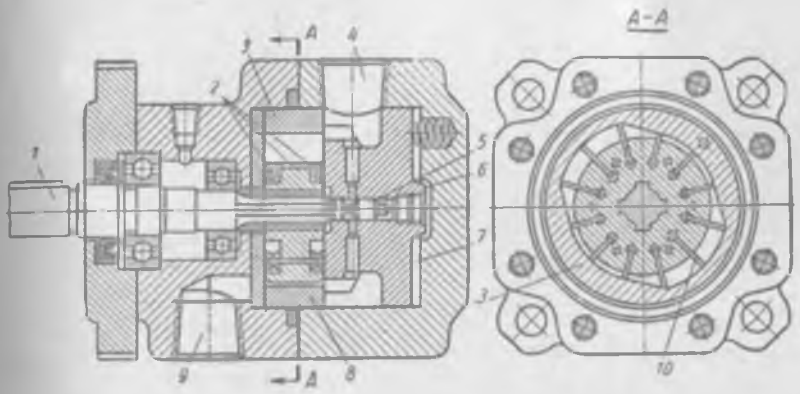


Рис. 107. Пластинчатый гидромотор двойного действия

Величину теоретического крутящего момента пластинчатого гидромотора двухкратного действия с радиальным расположением пластин рассчитывают по формулам (при нулевом противодавлении) $M_т = pb\,(r_2^2 - r_1^2)$ — без учета толщины пластин;

$$M_т = pb\,[(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)]\,sz$$ — с учетом толщины пластин. (242)

Снижение момента, в последнем случае обусловлено противодействующим моментом (торможением), развиваемым пластинами, находящимися в нерабочей полости, вследствие того, что эти пластины, поджимаясь рабочим давлением жидкости к профильной поверхности статора, будут действовать как поршни гидромотора, направление момента которого противоположно направлению момента, развиваемого рабочими пластинами.

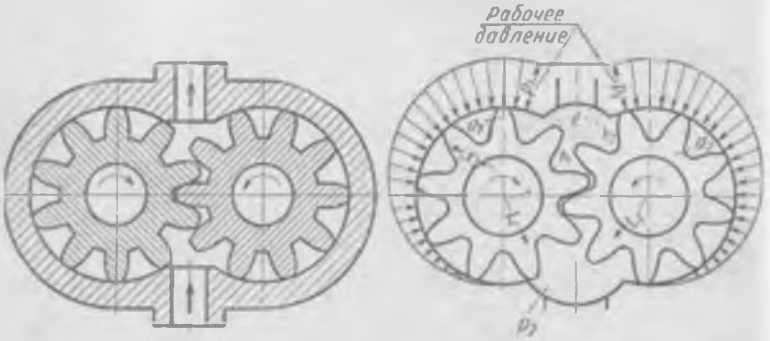
Пульсация (неравномерность) подачи будет зависеть в основном от тех же факторов, что и пульсация подачи насоса.

Выпускаются также высокомоментные гидромоторы многократного (до шестикрат) действия с крутящим моментом 245 *кГм* при давлении 160 *кГ/см*^{2}.

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наиболее распространенным является насос первого типа, который состоит из пары сцепляющихся между собой цилиндрических шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа в зацепление и выхода из него (рис. 108, *а*).

Эти насосы, в частности насосы с шестернями внешнего зацепления, являются наиболее простыми и отличаются надежностью в эксплуатации, малыми габаритами и весом, компактностью и пр. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно равно 100 *кГ/см*² и реже 150—200 *кГ/см*²; созданы



а) *б)*

Рис. 108. Конструктивная (*а*) и расчетная (*б*) схема шестеренного насоса

также насосы, пригодные для работы при давлении 300 *кГ/см*². Производительность насосов низких давлений доходит до 1000 *л/мин*. Насосы отличаются большим сроком службы, который для качественных образцов серийного исполнения составляет не меньше 5000 *ч*.

Шестеренные насосы допускают относительно высокие числа оборотов, а также кратковременные перегрузки по давлению, величину и длительность которых определяют в основном размеры подшипников. Максимальные числа оборотов составляют 2200 и 4000 в минуту. Для насосов небольших расходов допускаются более высокие числа оборотов. Например, одна из иностранных фирм выпускает шестеренные насосы на подшипниках скольжения с числом оборотов 12 000 и 18 000 в минуту.

Весовая отдача авиационных шестеренных насосов, под которой понимается вес, приходящийся на единицу мощности, составляет 0,8—1,3 *кг/л. с.* и в отдельных конструкциях доходит до

0,5 *кг/л. с.* при давлении 210 *кГ/см²*. Объемный к. п. д. шестеренных насосов современных образцов при номинальных режимах работы доведен до 0,95—0,96, общий к. п. д. — до 0,87—0,9.

В насосах с конструктивно улучшенными узлами радиальной и торцовой герметизации объемный к. п. д. достигает при номинальном давлении 100 *кГ/см²* значения 0,98, а механический к. п. д. — значения 0,94.

Производительность шестеренного насоса

При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится в камеру нагнетания *е* (отмечено точечной штриховкой), образованную корпусом насоса и зубьями a_1, b_1, b_2 и a_2 (рис. 108, *б*; см. также рис. 109). Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2, находящимися в зацеплении, в результате жидкость в количестве, равном разности объемов, описываемых этими двумя парами зубьев, вытесняется в нагнетательную камеру *е*.

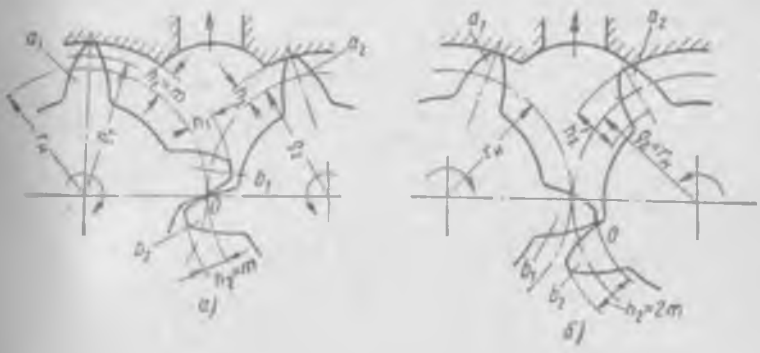


Рис. 109. Расчетные схемы шестеренного насоса

Механизм подачи насоса может быть иллюстрирован схемами (рис. 109, *а* и *б*), на которых изображены лишь зубья, образующие в данный момент рабочую камеру насоса. Принимаем также, что продолжительность зацепления шестерен (коэффициент перекрытия) равна единице ($\varepsilon = 1$) и что шестерни имеют равные числа зубьев, а зацепление нормальное эвольвентное.

Мгновенная подача (расход) насоса будет зависеть от текущего положения точки зацепления *O*, которая при повороте шестерен на угол $\beta = \frac{2\pi}{z}$, где z — число зубьев, переместится из положения, соответствующего началу вступления очередной пары зубьев в зацепление, по профилю одного зуба от его основания до вершины, а второго — от вершины до основания, пройдя при этом

путь по высоте каждого зуба, равный $2m$, где m — модуль зацепления.

Из рис. 109, *а* следует, что текущая подача в общем случае будет равна

$$Q_1 = q_1 + q_2 = b\omega\rho_1 h_1 + b\omega\rho_2 h_2, \qquad (243)$$

где q_1 и q_2 — мгновенные объемы, вытесняемые соответственно рабочими зубьями (вытеснителями) левой и правой шестерен;

h_1 и h_2 — текущие рабочие высоты соответственно зубьев a_1 и a_2 (проекции расстояний от точки зацепления до вершин зубьев на оси симметрии последних);

ρ_1 и ρ_2 — текущие расстояния от осей вращения шестерен до центров давления нескомпенсированных поверхностей зубьев a_1 и a_2, высоты которых равны h_1 и h_2;

ω и b — угловая скорость и ширина шестерен.

Если принять во внимание, что при положении точки зацепления на оси симметрии (см. рис. 109) значения

$$\rho_1 = \rho_2 = r_н + \frac{m}{2} \quad \text{и} \quad h_1 = h_2 = m,$$

где $r_н$ и m — радиус начальной (длительной) окружности и модуль зацепления, выражение (243) для этого случая (максимальный мгновенный расход) примет вид

$$Q_1 = 2mb\omega\left(r_н + \frac{m}{2}\right). \qquad (244)$$

При повороте шестерен изменятся как положение точки зацепления O, так и величины рабочих (нескомпенсированных) высот зубьев h_1 и h_2, а также параметров ρ_1 и ρ_2. Например, при повороте шестерен в положение, соответствующее концу зацепления рассматриваемой пары зубьев b_1 и b_2 (рис. 109, *б*) мгновенные значения этих параметров будут равны

$$h_1 = 0 \quad \text{и} \quad \rho_1 = r_н + m; \quad h_2 = 2m \quad \text{и} \quad \rho_2 = r_н.$$

Следовательно, величина q_1 в конце зацепления будет равна нулю, в соответствии с чем мгновенная подача в этом положении зубьев (минимальное значение мгновенной подачи)

$$Q_2 = q_2 = 2b\omega r_н m. \qquad (245)$$

Нетрудно видеть, что этому положению зацепляющихся зубьев соответствует минимальное значение мгновенной подачи.

Эта же подача соответствует для принятого условия $\varepsilon = 1$ началу зацепления очередной пары, с той лишь разницей, что

$$h_1 = 2m \quad \text{и} \quad \rho_1 = r_н + m; \quad h_2 = 2m \quad \text{и} \quad \rho_2 = r_н.$$

При перемещении точки зацепления этой пары зубьев к оси симметрии подача вновь повысится до максимального значения [см. выражение (244)].

Таким образом, мгновенная подача для любого промежуточного положения точки зацепления будет находиться в интервале Q_1 и Q_2, причем характер изменения подачи по углу поворота в пределах угла $\beta = \frac{2\pi}{z}$ определится законом перемещения точки зацепления O и соответственно с этим — законом изменения параметров ρ_1 и ρ_2.

Разность между максимальным значением мгновенной подачи Q_1, соответствующей положению точки зацепления на оси симметрии, и минимальной подачи, соответствующей концу зацепления пары зубьев или началу зацепления очередной пары, равна амплитуде колебания подачи:

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = m^2 b\omega. \qquad (246)$$

Среднее значение подачи (расхода) насоса в единицу времени может быть приближенно вычислено по выражению

$$Q_{ср} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \frac{1}{2}\left[2mb\omega\left(r_н + \frac{m}{2}\right) + 2b\omega r_н m\right] = 2\pi n b m\,(d_н + m),$$

или, учитывая, что $d_н = mz$, получим

$$Q_{ср} = 2\pi n b m^2 (z + 1), \qquad (247)$$

где z — число зубьев;

$n = \frac{\omega}{2\pi}$ — число оборотов шестерен;

$d_н = 2r_н$ — диаметр начальной окружности.

Последнее выражение для распространенных насосов с числом зубьев $z = 8 \div 15$ и углом зацепления 20° с достаточной точностью (2—3%) характеризует расчетную подачу.

Если число зубьев ведомой шестерни не равно числу зубьев ведущей, то при расчетах следует исходить из данных ведущей шестерни.

Из приведенного следует, что производительность шестеренного насоса определяется лишь параметрами зацепления и не зависит от объемов впадины и зуба. При сохранении условий зацепления любое уменьшение толщины последнего будет сопровождаться лишь увеличением вредного пространства без изменения расчетной производительности насоса.

Для расчета производительности шестеренных насосов предложен ряд иных теоретических формул, которые учитывают такие параметры, как угол зацепления, коррекцию и прочие факторы, однако все они, в отличие от приведенной выше формулы, мало пригодны для практического пользования и не обеспечивают требуемой точности расчета.

В случае необходимости точного определения теоретической (геометрической) производительности пользуются измерением (прокачкой) при нулевом перепаде и малой скорости (см. стр. 301).

Для приближенных расчетов производительности насоса с шестернями равных размеров применяют также упрощенную формулу, полученную при допущении, что насос за каждый оборот подает количество жидкости, равное сумме объемов впадин (камер) обеих шестерен за вычетом объемов радиальных зазоров в зацеплении, причем принимается, что объемы впадин и зубьев равны между собой:

$$Q = qn = 2\pi d_н m b n, \qquad (248)$$

где $d_н$ — диаметр начальной окружности ведущей шестерни;
m и b — соответственно модуль зацепления и ширина шестерни;
n — число оборотов.

Сравнение данных практических измерений с данными расчета по последнему выражению показывает, что данные измерений превышают расчетные. Последнее свидетельствует о том, что принятое в приведенном выражении условие равенства объема жидкости, вытесняемой из впадин шестерен, объему рабочей части их зубьев не соответствует действительности. Данные измерений, проведенных с насосами, имеющими число зубьев $z = 8 \div 16$, оказались близкими к расчетным при условии замены в выражении (248) значения 2π коэффициентом 6,5. В результате получена следующая формула, рекомендуемая для шестерен с числом зубьев $z = 8 \div 16$:

$$Q = 6{,}5 d_н m b n. \qquad (249)$$

Данные расчетов по этой формуле практически совпадают с результатами расчетов по приведенному выражению (247) и достаточно точно с данными опытов.

Применяется также эмпирическая формула

$$Q_{тн} = 10^{3} \cdot 2\pi m^2 b n\,(z + 2k + 0{,}276)\ л/мин,$$

где m — модуль зацепления в *см*;
z и k — число зубьев и коэффициент корригирования; для принятого метода корригирования $k = 0{,}5$.

Применяют также формулу

$$Q = b\omega\left(d_н m + m^2 - \frac{l^2}{12}\right), \qquad (250)$$

где l — длина линии зацепления.

Пульсация потока жидкости. Мгновенная подача жидкости шестеренным насосом является периодической функцией с периодом, равным $\beta = \frac{2\pi}{z}$. Форма периодической кривой зависит от ряда факторов и в первую очередь от коэффициента перекрытия ε.

Пульсация потока жидкости, подаваемой насосом при нулевом давлении и отсутствии компрессии жидкости во впадинах, за один оборот происходит с частотой, равной числу зубьев ведущей шестерни, т. е. пульсация подачи повторяется при повороте шестерни на угол, соответствующий одному шагу.

Расчетное значение амплитуды колебания подачи, равное разности между наибольшим и наименьшим мгновенными ее значениями, можно определить для прямозубых шестерен по выражению

$$a = Q_1 - Q_2 = \frac{\pi^2}{z^2} \varepsilon \omega^2 r_0^2 b, \qquad (251)$$

где b — ширина шестерни;

r_0 — радиус основной окружности шестерни;

ε — коэффициент перекрытия;

z и ω — число зубьев и угловая скорость ведущей шестерни.

Коэффициент неравномерности (отношение амплитуды пульсации к среднему значению потока) потока шестеренного насоса с цилиндрическим эвольвентным зацеплением можно определить по выражению

$$\delta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_{ср}} = 1{,}25 \frac{\cos^2 \alpha}{z}, \qquad (252)$$

где z — число зубьев ведущей шестерни;

α — угол зацепления.

Приближенное соотношение для определения коэффициента δ неравномерности (для шестерен с коэффициентом перекрытия $\varepsilon = 1$) может быть получено также из выражений (244) и (245):

$$\delta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_{ср}} 100 = \frac{2}{z+1} 100\%. \qquad (253)$$

Разность $Q_1 - Q_2$ характеризует максимальное значение амплитуды колебания подачи для этого случая.

Для шестеренных насосов с $\varepsilon > 1$ неравномерность подачи может быть вычислена по эмпирическому выражению

$$\delta = \frac{2{,}2}{z + 1{,}1}.$$

Фактическая неравномерность подачи значительно превышает расчетную вследствие обратного потока рабочей жидкости в камеры насоса при переходе их из полости всасывания в полость нагнетания, причем эта дополнительная пульсация в зависимости от полноты заполнения этих камер жидкостью под давлением всасывания может значительно превышать расчетную.

Опыт и подсчеты показывают, что неравномерность подачи шестеренных насосов значительно превышает неравномерность насосов прочих типов.

На рис. 110, *а* показана кривая, характеризующая неравномерность подачи для $\varepsilon = 1$. Заштрихованная площадь характеризует подачу по углу поворота шестерен.

Степень неравномерности подачи жидкости увеличивается с увеличением коэффициента перекрытия и уменьшается с увеличением числа зубьев. Однако при большом числе зубьев затрудняется отвод жидкости, запертой во впадинах. С увеличением угла зацепления степень неравномерности уменьшается.

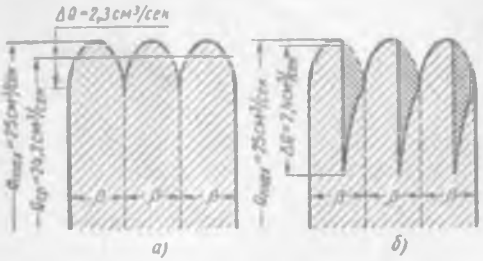


Рис. 110. Графики пульсации потока шестеренного насоса

В качестве иллюстрации на рис 110, *б* показана кривая колебания подачи насоса, шестерни которого имеют высокий коэффициент перекрытия ($\varepsilon = 1{,}36$). Кривая отличается от рассмотренной выше тем, что в момент вступления в зацепление очередной пары зубьев она обрывается.

Площадки, заштрихованные крестом, характеризуют запирание жидкости во впадине в момент прихода в зацепление очередной пары зубьев.

В том случае, если запертая жидкость используется (отводится в камеру нагнетания), неравномерность подачи уменьшается, приближаясь к значению, показанному на рис. 110, *а*.

Пульсация потока жидкости вызывает пульсацию давления, причем, так как жидкость обладает высоким модулем упругости, амплитуды пульсации давления могут значительно превысить при известных условиях амплитуды пульсации потока.

Выбор параметров насоса

Для предварительного выбора модуля зацепления m при окружной скорости шестерни $V = 10 \div 20$ *м/сек* и отношении $\frac{b}{m}$, где b — ширина шестерни, в пределах 6—10 можно пользоваться выражением

$$m = (0{,}24 \div 0{,}44)\sqrt{Q_н} \quad (мм), \tag{254}$$

где $Q_н$ — фактическая производительность насоса в *л/мин*.

Для уменьшения габаритов насоса число зубьев желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно малым. При уменьшении числа зубьев снижается также возможность запирания жидкости во впадинах, однако при этом понижается

прочность зубьев из-за подрезания ножек, а также ухудшаются зацепление и режим работы насоса и, в частности, увеличивается амплитуда пульсации расхода.

Для устранения подрезания (ослабления) ножек зубьев и заострения вершины, а также исправления зацепления, наблюдающихся при малом числе зубьев, производят специальную коррекцию (корригирование) зацепления, путем увеличения угла зацепления.

Ширина шестерни (длина зуба) обычно не превышает десяти модулей. Практикой установлено, что отношение ширины b шестерни к ее диаметру d в насосах высоких давлений составляет для насосов с подшипниками качения $\frac{b}{d} = 0{,}5 \div 0{,}6$ и для насосов с подшипниками скольжения $\frac{b}{d} = 0{,}4 \div 0{,}5$.

При меньших значениях этого отношения объемный к. п. д. насоса понижается, а при больших возникают затруднения в обеспечении герметичности в месте контакта сцепляющихся зубьев.

Поскольку ошибки изготовления по ширине зуба могут вызвать значительные утечки и снижение объемного к. п. д. за счет междузубовых перетечек, целесообразно применять, и в особенности при высоких требованиях к герметичности, шестерни небольшой ширины, которая в некоторых миниатюрных насосах доводится до 1,5—5 *мм*.

При узких шестернях деформации в зоне контакта зубьев, обусловленные высокими удельными нагрузками, способствуют обеспечению герметичности по линии зацепления зубьев.

Объемные потери мощности

Объемные потери обусловлены в основном утечками жидкости через радиальный зазор между дуговой поверхностью корпуса и внешней цилиндрической поверхностью шестерни, а также через торцовый зазор между боковыми стенками корпуса и торцами шестерен. Кроме этого, при дефектах профиля зубьев и их монтажа утечки жидкости могут происходить по линии контакта зубьев, находящихся в зацеплении, а также по более сложным каналам.

Жидкость, протекающая по пути радиального зазора, последовательно проходит через все впадины зубьев, отделяющих полость нагнетания от полости всасывания, поэтому давление во впадинах изменяется в зависимости от удаленности их от полостей нагнетания и всасывания. Характер изменения давления для концентричного положения шестерен в колодцах будет примерно линейным (см. рис. 108, *б*) и для иного положения — степенным; для практических расчетов можно исходить из линейного закона изменения давления между полостями нагнетания и всасывания.

Основным каналом утечек в насосе с некомпенсированным торцовым зазором является утечка через этот зазор, которая составляет около 75—80% всех утечек в насосе.

Потери на всасывании шестеренного насоса определяются в основном полнотой заполнения жидкостью его рабочих камер (впадин между зубьями). Частичное заполнение камер жидкостью приводит к понижению объемного к. п. д. насоса, а также к возникновению пульсаций давления в гидравлической магистрали, которые обусловлены тем, что при соединении такой камеры с полостью нагнетания возникает обратный поток жидкости из последней в камеру, вызывающий гидравлический удар. Опыты показывают, что давление жидкости в рабочей камере насоса при этих ударах может значительно превышать рабочее давление в результате чего насос может выйти из строя.

Для того чтобы смягчить гидравлический удар, необходимо обеспечить постепенное заполнение рабочих камер жидкостью и сжатие ее до величины рабочего давления до соединения камер с нагнетательной полостью. Для этого на цилиндрической поверхности колодцев под шестерни со стороны полости нагнетания прорезывают узкие (0,5—0,6 *мм*) щели, через которые жидкость под давлением поступит в камеру, до того, как последняя соединится с полостью нагнетания.

Для надежного заполнения рабочих камер жидкостью при проходе их через полость всасывания необходимо обеспечить соответствующее давление в последней. Опыт показывает, что минимальное абсолютное давление в полости всасывания должно быть не ниже 300—400 *мм рт. ст.* Это достигается повышением давления в баке выше атмосферного путем заполнения его газом под давлением, а также применением насосов подпитки и прочих средств. Площади каналов всасывания в корпусе насоса и подводящих труб должны быть такими, чтобы скорость движения жидкости в них не превышала 1,5—2 *м/сек*; длина труб должна быть возможно малой.

Нагрузка подшипников

Наиболее нагруженным узлом шестеренного насоса являются его подшипники, на которые действуют радиальные силы от давления жидкости на шестерни и механические силы, обусловленные реакцией от вращающего момента.

При приближенных расчетах зачастую допускают, что статическая нагрузка L_r на шестерни от давления жидкости представляет собой произведение проекции боковой площади f шестерни на величину перепада давления Δp:

$$L_r = f\Delta p = bd\Delta p, \qquad (255)$$

где b и d — ширина и диаметр окружности головок шестерни;

$\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления.

Подобное допущение дает некоторое завышение нагрузки по сравнению с действительной, поскольку на поверхность шестерни действует не полное рабочее давление, а некоторое среднее его значение. Кроме того, это давление действует на дуге $\sim 270°$ по окружности, в результате чего нагрузка на шестерню частично уравновешивается. Нетрудно видеть (см. рис. 108, *б*), что некоторая часть цилиндрической поверхности шестерен, непосредственно омываемая жидкостью со стороны нагнетательной и всасывающей полостей, находится под давлением в этих полостях. На поверхности же впадин, отделенных от этих полостей зубьями, действует давление, снижающееся по некоторому закону от максимальной величины, равной давлению жидкости p_1 в полости нагнетания, до величины давления p_2 в полости всасывания. При концентричном положении шестерен относительно колодцев корпуса эта зависимость будет степенчато-линейной и при эксцентричном — степенной.

Испытания показали, что вследствие сужающейся по потоку утечек конусностью развертки радиальной щели распределение давления в закрытых впадинах не следует линейному закону, а будет более близким к выходному давлению насоса. Учитывая это, статическую нагрузку обычно рассчитывают по приближенному эмпирическому выражению

$$L_r = 0{,}8\Delta pbd. \tag{256}$$

Помимо указанной нагрузки, на шестерни будут действовать силы, обусловленные вращающим моментом, причем сила реакции от вращающего момента увеличивает радиальную нагрузку на подшипники ведомой шестерни и уменьшает ее на подшипники ведущей.

Величина равнодействующей радиальных сил, действующих на ведомую шестерню, с учетом сил реакции от вращающего момента вычисляется обычно по выражению

$$L_R = 0{,}85\Delta pbd. \tag{257}$$

Жесткость валов должна быть такой, чтобы деформация их (с учетом деформации подшипников) была меньше соответствующих радиальных зазоров между шестернями и корпусом насоса, так как прогиб валов может вызвать задиры корпуса, а также нарушить условия нормального зацепления.

При расчете приводных валиков на скручивание следует иметь в виду, что из-за пульсации давления и возможных гидравлических ударов мгновенная действительная нагрузка может значительно превышать нагрузку, вычисленную по среднему крутящему моменту. Поэтому при расчетах валиков насоса предусматривают запас (20—25%) прочности в сравнении с расчетом по среднему крутящему моменту.

ВЛИЯНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ

Заполнению рабочих впадин шестеренного насоса будут препятствовать центробежные силы, действующие на жидкость во впадинах. Давление $p_ц$ в точке на радиусе окружности головок (выступов), развиваемое центробежной силой жидкости, находят по выражению (см. также стр. 77)

$$p_ц = \gamma \frac{u_в^2 - u_н^2}{2g} \approx \gamma \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \frac{1}{g} m^2 z$$

или

$$p_ц = \frac{\gamma}{2g} (r_в^2 - r_н^2)\, \omega^2, \qquad (258)$$

где $u_в = \omega r_в$ и $u_н = \omega r_н$ — окружные скорости на окружностях головок и впадин (ножек);

$r_в$ и $r_н$ — радиусы окружностей головок и впадин (ножек);

ω — угловая скорость шестерен;

γ — объемный вес жидкости;

g — ускорение силы тяжести.

Под действием этой силы давление жидкости во впадинах, находящихся в камере всасывания, может значительно понизиться, что приведет к выделению из жидкости воздуха и к нарушению полноты заполнения впадин жидкостью.

С учетом последнего фактора окружную скорость $u_в$ ограничивают для распространенных вязкостей жидкостей (10—50 *сст*) величиной 5—6 *м/сек*.

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ ПИТАНИЯ НАСОСА

Заполнение впадин шестеренного насоса можно улучшить путем выполнения входного канала в виде диффузора (рис. 111, *а*),

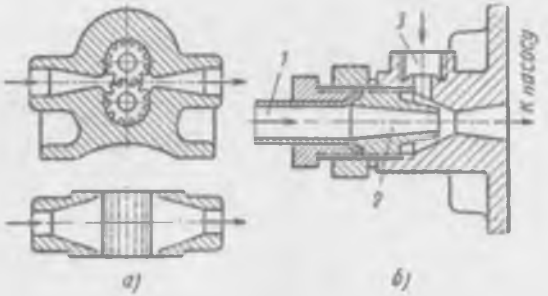


Рис. 111. Устройства для улучшения питания насосов жидкостью

входная часть которого в поперечном направлении плавно расширяется до размера ширины шестерен.

Для улучшения питания насоса жидкостью можно использовать энергию потока сливной магистрали, применив эжектор (рис. 111, *б*). С помощью этого устройства можно повысить статическое давление на входе в насос, используя энергию скоростного напора жидкости, выходящей из сопла (см. стр. 47). Сливная магистраль *1* системы соединена с эжекторным устройством *2*, с помощью которого во всасывающий канал насоса поступает некоторое дополнительное количество жидкости через канал *3*, соединенный с баком.

Компрессия жидкости во впадинах шестерен

При известных условиях часть жидкости может быть заперта (защемлена) во впадинах между зацепляющимися зубьями, в результате чего в этих впадинах возникает при вращении шестерен высокое давление (компрессия) жидкости, которое вызовет дополнительную нагрузку подшипников, приведет к нагреванию жидкости и к повышению шума.

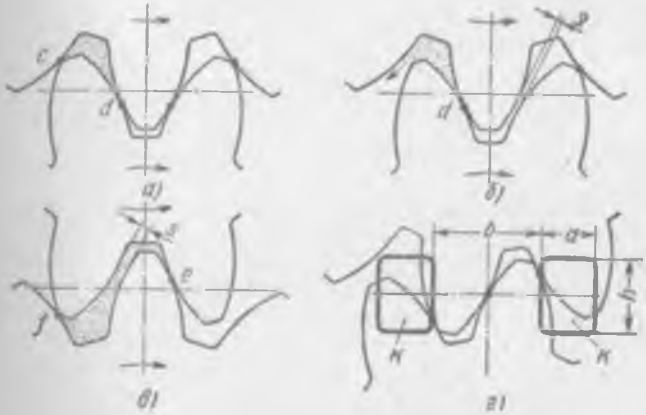


Рис. 112. Схемы, иллюстрирующие запирание жидкости во впадинах шестерен

Компрессия жидкости во впадинах может возникнуть при плотном замыкании одной или нескольких впадин зацепляющимися зубьями. В частности, если зуб, входящий во впадину при повороте шестерен, плотно контактирует с сопрягаемыми поверхностями впадины по двум точкам *c* и *d*, произойдет запирание (блокирование) в ней некоторого объема жидкости (на рис. 112, *а* отмечено точечной штриховкой). Поскольку этот объем при повороте шестерен уменьшается, во впадине могут развиваться при известной плотности контакта в точке *c* и герметичности соединения по торцам шестерен большие давления.

На схеме, показанной на рис. 112, *а*, видно, что замкнутый объем достигает наименьшего значения при положении зуба, симметричном относительно межцентровой линии.

Очевидно, если уменьшив толщину зуба, устранить контакт в точке *с*, обеспечив зазор *s* по нормали к профилю (рис. 112, *б*), блокирования жидкости в этой впадине не произойдет. Однако при большом значении коэффициента перекрытия ($\varepsilon > 1$) и плотном контакте второй пары зацепляющихся зубьев компрессия будет наблюдаться (в меньшей степени) и в последнем случае. Из рис. 112, *в* видно, что при плотном контакте двух пар сцепляющихся зубьев в точках *е* и *f* образуется замкнутая полость (отмечена точечной штриховкой), состоящая из двух соединенных зазором *s* впадин зацепляющихся зубьев ведущей и ведомой шестерен. Нижняя часть этой полости при повороте шестерен в направлении, указанном стрелкой, будет уменьшаться, а верхняя — увеличиваться, в результате объем замкнутой полости изменяется, достигая минимального значения в положении, когда геометрический центр замкнутой площади совпадает с осевой линией (рис. 112, *г*).

Запертый объем обычно разгружается с помощью глухих канализационных канавок *k* небольшой глубины, выполненных на боковых крышках насоса, через одну из которых запертый объем, уменьшающийся при вращении шестерен, соединяется с полостью нагнетания и увеличивающийся — с полостью всасывания. Расположение этих канавок относительно оси симметрии должно быть таким, чтобы при любом положении шестерен полости всасывания и нагнетания не соединялись между собой и чтобы было обеспечено некоторое положительное перекрытие. Для этого отсечка замкнутой камеры с уменьшающимся при вращении шестерен объемом от полости нагнетания должна происходить в тот момент, когда этот объем близок к наименьшему значению, и соединение этой камеры с полостью всасывания — когда объем ее будет больше минимального значения. Канавки рекомендуется располагать так, чтобы отсеченное межзубовое пространство соединялось с зоной нагнетания лишь на время уменьшения своего объема, а в последующий период, когда объем увеличивается, связывалось для предотвращения кавитации с зоной всасывания.

Расстояние *b* между канавками определяется кратчайшим расстоянием между профилями двух соседних зубьев или шагом по основной окружности. Для нормального зацепления ($\alpha = 20°$) это расстояние

$$b = 2{,}8\frac{m^2 z}{d_н},$$

где $d_н$ — диаметр начальной окружности (расстояние между центрами шестерен с одинаковым числом зубьев).

Длина канавки

$$h = 3\,m\sqrt{1 - 0{,}94\frac{m^2z^2}{d_н^2}}.$$

Практически принимаем $h = 1{,}2\ m$.

Ширина канавки при числе зубьев от 10 до 17

$$a \approx (1{,}2 \div 1{,}5)\,m.$$

Глубину канавки выполняют равной 1 *мм* при модуле зацепления $m = 2$ *мм*; при модуле зацепления $m = 8$ *мм* глубину канавки принимают равной 6—8 *мм*.

При расчете сечения канализационных канавок, предназначенных одновременно и для подвода жидкости в межзубовое пространство из камеры всасывания, скорость течения жидкости следует принимать не более 4—5 *м/сек*.

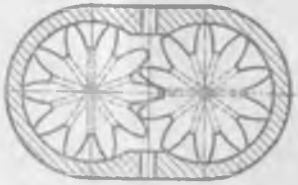


Рис. 113. Схема разгрузки шестерен насоса от одностороннего радиального давления жидкости

Разгрузку вала от действия одностороннего радиального давления жидкости, возникающего вследствие запирания жидкости, часто выполняют путем применения непересекающихся между собой радиальных сверлений в шестернях, которые обеспечивают равенство давлений в диаметрально противоположных межзубовых впадинах шестерен (рис. 113).

Насосы с автоматическим регулированием величины торцовых зазоров

В современных насосах, предназначенных для работы при высоких давлениях (более 100 *кГ/см*^{2}), применяют устройства для автоматического уплотнения шестерен по их торцам (рис. 114). Для этой цели служат две подвижные плавающие втулки *3* и *7* из антифрикционного материала, которые давлением жидкости прижимаются к торцовым поверхностям шестерен *6* и *4*. При работе насоса с нулевым давлением втулки поджимаются к шестерням пружинами *1*. Втулки посажены в колодцы корпуса с минимальным радиальным зазором.

Насосы с подобными устройствами отличаются большим сроком службы и имеют высокий объемный к. п. д., величина которого для насоса средней мощности ($Q = 60$ *л/мин* и $p = 120 \div 150$ *кГ/см*^{2}) достигает 0,94—0,96; механический к. п. д. подобного насоса равен 85%. В отдельных случаях эти насосы удовлетворительно работают при давлениях 200 *кГ/см*^{2} и выше. Некоторые иностранные фирмы выпускают подобные насосы на максимальное давление $p = 280$ *кГ/см*^{2}.

Утечки жидкости отводятся по каналу *5* во всасывающую полость насоса; клапан *2* создает незначительное противодавление и тем самым препятствует проникновению в насос воздуха.

Плавающие втулки *3* и *7* должны быть рассчитаны так, чтобы они поджимались к торцам шестерен с усилием, обеспечивающим надежное уплотнение; однако это усилие не должно быть излишне высоким, так как это увеличивает трение и понижает механический к. п. д. насоса.

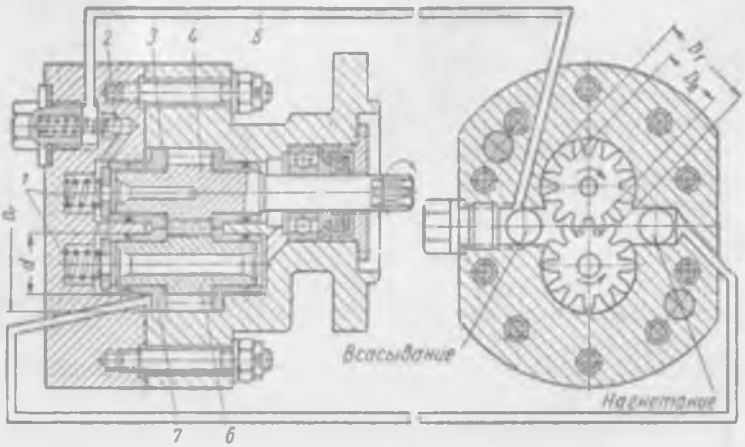


Рис. 114. Схема насоса с плавающими торцовыми втулками

Усилие, с которым втулки прижимаются к торцу шестерни, рассчитывают по выражению

$$P = P_{пр} + pf_1 = P_{пр} + \frac{\pi (D_в^2 - d^2)}{4} p, \qquad (259)$$

где $D_в$ и d — диаметры буртика (или диаметр головок шестерни) и внешней поверхности втулки; $D_в$ в схеме, приведенной на рис. 114, равен диаметру плавающих втулок *3* и *7*;

$P_{пр}$ — усилие затяжки пружины *1*.

Усилию P противодействует усилие давления жидкости на плавающую втулку в торцовом зазоре шестерни, величину которого рассчитывают на основании экспериментальных данных. Отношение условной площади f_2, на которую действует жидкость в направлении отжима втулки, к площади f_1, на которую действует прижимающее давление, должно быть не менее

$$a = \frac{f_2}{f_1} \geqslant 12 \div 1{,}3, \qquad (260)$$

где

$$f_1 = \frac{\pi (D_в^2 - d^2)}{4};$$

$$f_2 = \frac{\pi (D_в^2 - D_ц^2)}{4};$$

$D_в$ — диаметр окружности впадин шестерни;
d — внешний диаметр шейки втулок *3* и *7*.

Усилие $P_{пр}$ должно обеспечивать начальный контакт (прижим) плавающих втулок с шестернями при нулевом давлении. Это усилие выбирают практически равным $P_{пр} = 5 \div 8$ *кГ*.

В описанной выше конструкции насоса (см. рис. 114) плавающие втулки одновременно служат подшипниками скольжения для цапф шестерен, однако при высоких давлениях жидкости применяют игольчатые подшипники (рис. 115).

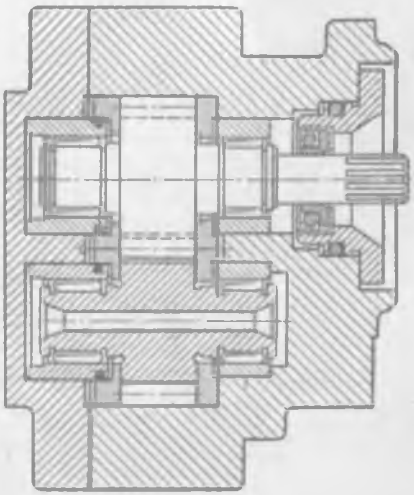


Рис. 115. Шестеренный насос с плавающими втулками и игольчатыми подшипниками

Многоступенчатые и многошестеренные насосы

Для повышения давления жидкости применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Путем последовательного или параллельного соединения в одном корпусе нескольких пар шестерен можно либо повысить давление, либо обеспечить несколько автономных ступеней расхода или увеличить расход.

На рис. 116, *а* показаны конструкция и схема трехступенчатого шестеренного насоса с последовательным соединением. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет переливной клапан, отрегулированный на соответствующее давление.

Применением двух- и трехступенчатого насоса можно практически удвоить и утроить давление, однако при этом понижается общий к. п. д. агрегата, так как первые ступени должны быть рассчитаны на превышение потребной производительности, необходимое для обеспечения надежного (с запасом) питания последующих ступеней.

Для повышения расхода или получения нескольких ступеней его применяют многошестеренные насосы с тремя (рис. 116, *б*) и

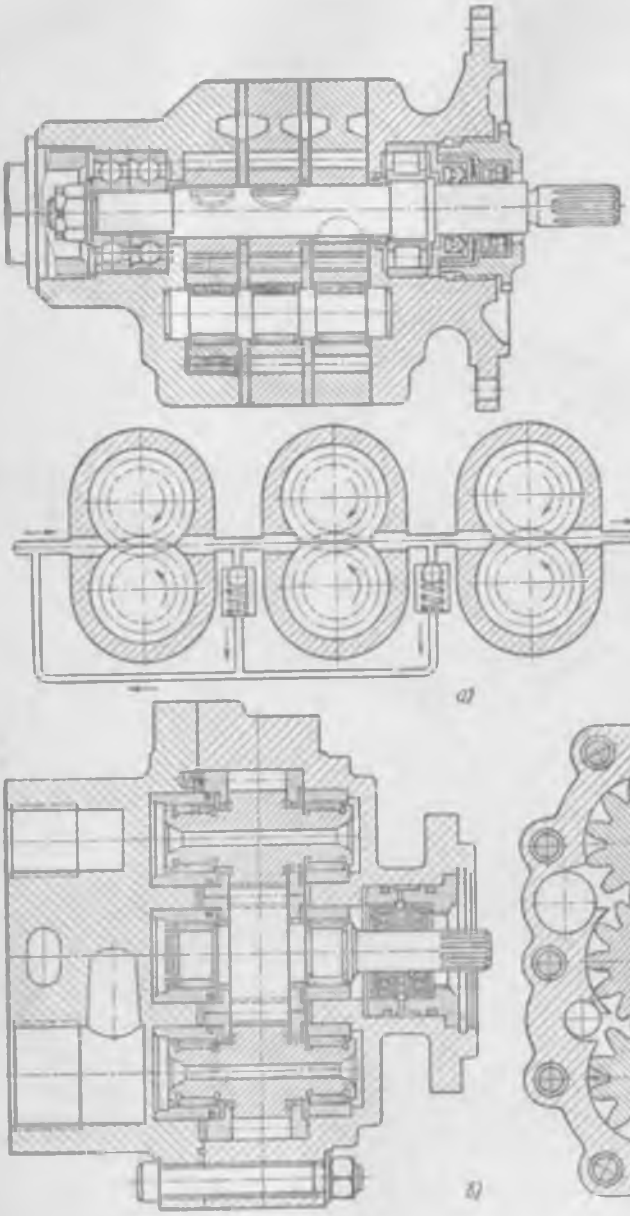


Рис. 116. Многошестеренные насосы

более шестернями (до семи шестерен), размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Вопросы конструирования и изготовления. Шестерни насосов небольших размеров обычно выполняют за одно целое с осями (см. рис. 115). Подобная конструкция обладает преимуществом для шестерен малого размера, в которых размещение шпоночного или иного соединения шестерни с валиком представляет известные трудности.

Заслуживает внимания насос со шлицевым соединением приводного валика с валом ведущей шестерни (рис. 117, *а*), благодаря

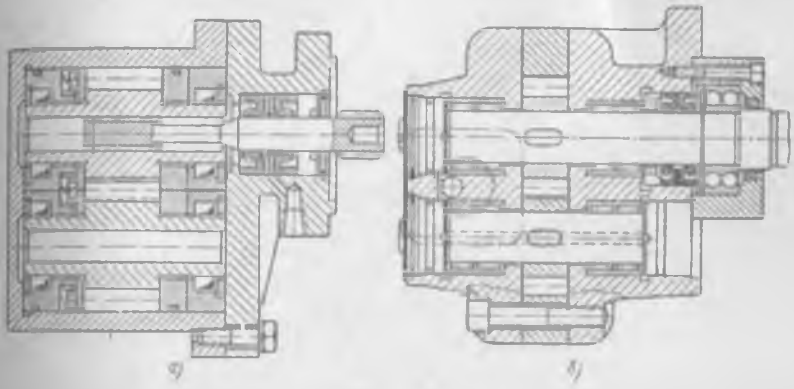


Рис. 117. Шестеренные насосы с шлицевым и шпоночным соединением шестерен с валиками

которому последняя в значительной мере разгружена от сил, обусловленных несоосностью установки насоса на приводной коробке.

При достаточно большой разнице в диаметрах валов и шестерен последние выполняют отдельно и крепят на валах при помощи шпоночного (рис. 117, *б*) или шлицевого соединения.

Числа зубьев ведомой и ведущей шестерен обычно равны; в некоторых случаях число зубьев одной из шестерен выбирается на один зуб больше, чем парной шестерни, благодаря чему улучшаются условия износа профилей зубьев.

Насосы с косозубыми (спиральными) и шевронными шестернями

Прямозубое зацепление характеризуется прямолинейным контактом рабочих поверхностей (профилей) зубьев по всей их ширине (длине зуба), при неточном изготовлении которых возникает толчкообразное движение ведомой шестерни и шум, а также наблюдается быстрый износ рабочих поверхностей.

Эти недостатки устранены в косозубых (спиральных) и шевронных (рис. 118, *а* и *б*) шестернях. Вход в зацепление зубьев и выход

из него в этих шестернях происходит постепенно, благодаря чему уменьшается влияние погрешностей в профиле зуба и достигается плавная и относительно бесшумная работа.

В насосах с косозубыми шестернями (рис. 118, *а*) пульсация подачи и крутящего момента, а также запирание жидкости во впадинах значительно ниже, чем в насосах с цилиндрическими шестернями. Для снижения пульсации необходимо обеспечить условие, чтобы произведение $b \operatorname{tg} \varphi$ равнялось t, $2t$, $3t$ и т. д., где

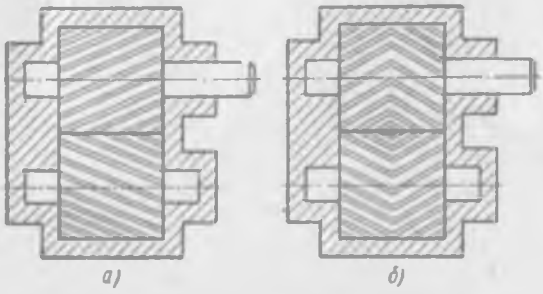


Рис. 118. Схемы насосов с косозубыми и шевронными шестернями

φ — угол наклона зубьев и b — ширина шестерни. Угол φ выбирают таким, чтобы сдвиг зубьев по окружности на торцах шестерен составлял половину шага. Практически этот угол обычно не превышает 7—10°.

При работе косозубых шестерен возникают осевые усилия, которые прижимают шестерни к торцам корпуса. Этот недостаток устранен в насосах с шевронными шестернями (рис. 118, *б*). Угол наклона зубьев φ последних обычно равен 20—25°.

Расчетная производительность шестеренных насосов с косозубыми и шевронными шестернями может быть приближенно определена по выражению (249).

ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМОТОРЫ

Шестеренные машины в практике часто используют в качестве гидромоторов.

Из схемы, представленной на рис. 119, видно, что жидкость, подводимая от источника давления в полость *а* шестеренной машины, действуя на зубья шестерен, образующие замкнутую камеру, развивает крутящий момент, величина которого равна произведению площади рабочей части профиля зубьев на расстояние от центра давления этой площади до оси шестерен и на рабочее давление жидкости.

Среднее расчетное значение крутящего момента $M_т$ получим, подставив в формулу (138) значение расхода из выражения (247):

$$M_т = \Delta p b m (d_н + m)$$

или

$$M_т = \Delta p b m^2 (z + 1). \qquad (261)$$

Колебания момента будут подобны как по величине, так и по характеру колебаниям подачи насоса.

Средний расчетный крутящий момент шестеренного гидромотора (с коэффициентом корригирования зацепления $k = 0{,}5$)

$$M = \frac{p m^2 b}{100} (z + 1) \ кГм,$$

где p — давление жидкости в $кГ/см^2$;

m и b — модуль и ширина шестерен в $см$.

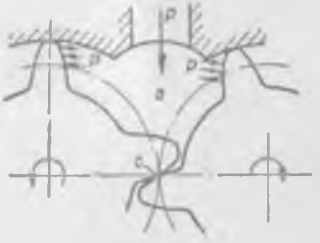


Рис. 119. Расчетная схема шестеренного гидромотора

Момент можно также рассчитывать по выражению (138).

Подставляя значения $Q_{ср}$ [см. выражение (247)] в выражение (141), получим уравнение средней расчетной мощности мотора

$$N_т = \Delta p Q_{ср} = 2\pi \Delta p n b m (d_н + m)$$

или

$$N_т = 2\pi \Delta p n b m^2 (z^2 + 1). \qquad (262)$$

При изготовлении шестеренных моторов следует максимально уменьшать зазоры в подшипниках и гарантировать радиальный зазор между корпусом и шестернями (особенно со стороны, противоположной рабочей полости мотора) при нагружении шестерен давлением. Целесообразно также применять разгрузку подшипников от радиальных усилий давления жидкости на шестерни, как это показано на рис. 113, что уменьшает трение и облегчает пуск мотора под нагрузкой.

Шестеренные моторы удовлетворительно работают в диапазоне числа оборотов от 100 до 10 000 в минуту.

НАСОСЫ С ШЕСТЕРНЯМИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 120, *а*) отличаются компактностью и малыми габаритами в сравнении с насосами с шестернями внешнего зацепления той же производительности. Преимуществом этих насосов является также симметричное расположение приводного вала относительно корпуса.

Принцип действия этих насосов аналогичен насосам с шестернями внешнего зацепления. Жидкость, заполняющая междузубо-

вые впадины шестерен, переносится в полость нагнетания, где и выдавливается зацепляющимися зубьями через серпообразные окна в боковых крышках корпуса (рис. 120, *а*) или через радиальные сверления в донышках впадин внешней (кольцевой) шестерни (рис. 121). Для отделения (уплотнения) полостей всасывания и



Рис. 120. Схемы насосов с шестернями внутреннего зацепления

нагнетания применен серпообразный разделительный элемент *а* (рис. 120, *а*).

Производительность такого насоса можно определять по выражению (247), причем все входящие в него параметры должны быть взяты по ведущей шестерне (с внутренними зубьями). Число зубьев внутренней шестерни (с внешними зубьями) обычно на 2—3 зуба

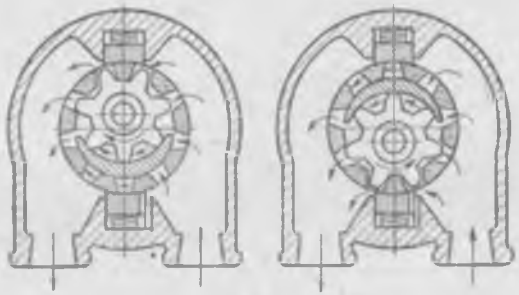


Рис. 121. Схемы насоса с шестернями внутреннего зацепления с питанием через радиальные сверления внешней шестерни

меньше, чем кольцевой шестерни. Насосы пригодны для работы при числах оборотов до 5000 в минуту и давлении до 70 *кГ/см²*.

Применяются также насосы с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зуба (см. рис. 120, *б*), в которых отсутствует разделительный элемент. Внутренняя шестерня этих насосов имеет на один зуб меньше, чем внешняя (кольцевая) шестерня, ввиду этого скорость относительного скольжения вращаю-

щихся элементов весьма мала, что обеспечивает большой срок службы и плавную работу насоса. Межзубовые впадины сообщаются с всасывающими и нагнетательными каналами с помощью серпообразных окон или радиальных сверлений во впадинах кольцевой шестерни. Кольцевая шестерня своей внешней поверхностью вращается в подшипнике скольжения. Уплотнение по торцам шестерен обеспечивается с помощью подвижных в осевом направлении втулок (см. стр. 233). Схема действия такого насоса показана на рис. 122. Насосы пригодны для работы при давле-



Рис. 122. Схемы, иллюстрирующие работу насоса с шестернями внутреннего зацепления

ниях до 140 *кГ/см*². Число оборотов 1800 в минуту для малых (до 100 *л/мин*) и 1200 — для больших (150 *л/мин*) подач. Подобные машины пригодны также для работы в качестве гидромоторов.

ВИНТОВЫЕ НАСОСЫ

Винтовой насос представляет собой одну или несколько пар зацепляющихся винтов, плотно посаженных в расточки корпуса. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости, который вытесняется по впадине вдоль оси вращения. Поскольку выступы нарезки винтов в этих насосах, выполняющие роль поршней, движутся непрерывно в одном направлении, расчетная пульсация подачи в насосе (при полном заполнении насоса и нулевом давлении) практически отсутствует.

Однако при работе под давлением наблюдается пульсация подачи, обусловленная обратным потоком при переходе рабочей камеры из полости всасывания в полость нагнетания. Как показали испытания, коэффициент неравномерности (пульсации) винтового насоса при давлении 60 *кГ/см*² находится в пределах $\delta = 6 \div 7\%$.

Винтовые насосы и гидромоторы отличаются надежностью, компактностью и относительной бесшумностью в работе. Насосы выпускаются в двух- и трехвинтовом исполнении.

Трехвинтовой насос. В практике распространены трехвинтовые насосы (рис. 123). Насос состоит из трех винтовых роторов, средний из которых является ведущим, а два боковых — ведомыми.

Нарезка винтов обычно двухзаходная с углом подъема винтовой линии ~47°, профиль — циклоидальный. Ведомые винты (замыкатели) вращаются под действием давления жидкости на их нитки, а следовательно, их функции сводятся лишь к герметизации гидромашины, благодаря чему они не нагружены крутящим моментом и отличаются большой долговечностью. Насосы допускают высокие числа оборотов, доходящие до 18 000 в минуту, и выпускаются на расход до 15 000 *л/мин* с приводной мощностью до 2000 *л. с.*

Трехвинтовые насосы пригодны для работы при давлении до 200 *кГ/см*². По сообщениям же иностранной печати, некоторые

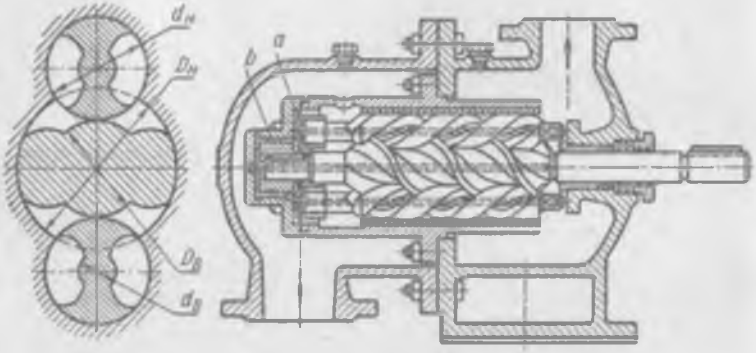


Рис. 123. Трехвинтовой насос

фирмы выпускают винтовые насосы на давление 350 *кГ/см*². Объемный к. п. д. насоса в зависимости от литража и прочих параметров составляет 0,75—0,95.

Производительность насоса. При вращении винтов жидкость, заполняющая их впадины, перемещается поступательно на величину одного шага за один оборот ведущего винта. В соответствии с этим производительность трехвинтового насоса за один оборот ведущего винта равна объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винтов в пределах одного шага. Этот объем равен $(F - f)\,t$. Следовательно, расчетная производительность при числе оборотов n в минуту равна

$$Q = (F - f)\,tn, \qquad (263)$$

где F и f — площадь поперечного сечения расточек корпуса под винты и площадь сечения винтов;

t — шаг винта; обычно принимают $t = \frac{10}{3} d_н$, где $d_н$ — наружный диаметр ведомых винтов.

Для трехвинтовых насосов площадь сечения потока принимают $(F - f) = 2{,}4\,d^2_н$.

В качестве исходной величины при расчетах трехвинтовых насосов принимают диаметр $d_н$ наружной окружности ведомых винтов, через который выражают все прочие размеры. Наиболее рациональными соотношениями между отдельными параметрами винтов можно принять

$$D_в = d_н;\ D_н = \frac{5}{3} d_н;\quad d_в = \frac{1}{3} d_н;\ t = \frac{10}{3} d_н; \qquad (264)$$

где $D_в'$ и $D_н$ — внутренний и наружный диаметры нарезки ведущего винта.

Для обеспечения герметичности необходимо создать постоянное перекрытие между камерами всасывания и нагнетания; для этого минимальная длина винтов должна быть равна $L \approx 1{,}25t$. При этой длине обеспечивается одно перекрытие канала (впадины) винта. Для получения более высоких давлений предусматривают несколько перекрытий, в соответствии с чем длина винта увеличивается, причем для давлений 150—200 *кГ/см²* она принимается равной $L = (6—8)\ t$.

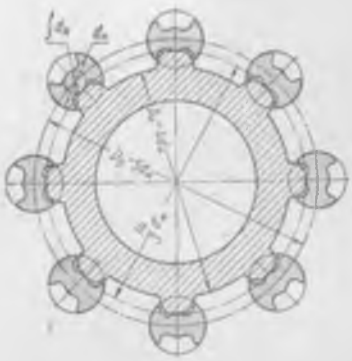


Рис. 124. Винтовой насос с четырьмя парами замыкателей

Для компенсации осевых сил, которые при высоких перепадах давлений могут достигать больших значений, применяют гидравлическую разгрузку. Для этого у торцов винтов предусматривают разгрузочные поршни *а* и *b* (см. рис. 123), под которые подводят жидкость с рабочим давлением, что создает на винтах усилия, обратные по знаку основным.

Применяют также винтовые насосы с несколькими (тремя и четырьмя) парами замыкателей. Размеры деталей насоса с четырьмя парами замыкателей указаны на рис. 124.

Двухвинтовой насос. Двухвинтовые насосы (рис. 125, *а*) обычно выпускаются на относительно небольшие расходы (20—40 *л/мин*) при давлении до 100 *кГ/см²*. Винты обычно однозаходные с прямоугольной резьбой и профилированной образующей. Винты гидростатически разгружены от осевых сил с помощью каналов *а* и *b*.

Расчетная производительность двухвинтового насоса

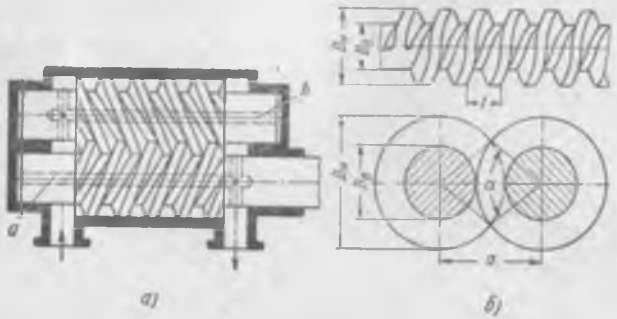
$$Q = Ftn \qquad (265)$$

где t — шаг винта (рис. 125, *б*);
n — число оборотов;
F — площадь сечения канавки винта.

Значение F определяют по выражению (см. рис. 125, *б*)

$$F = \frac{\pi (D_н^2 - D_в^2)}{4} - \frac{D_н^2}{4}\left(\alpha \frac{\pi}{180} - \sin\alpha\right), \qquad (266)$$

где $D_н$ и $D_в$ — внешний и внутренний диаметры винта;
η — угол пересечения винтов.



а) *б)*

Рис. 125. Конструктивные и расчетные схемы двухвинтового насоса

Значение α определяют из выражения

$$\cos\frac{\alpha}{2} = \frac{\frac{a}{2}}{\frac{D_н}{2}} = \frac{a}{D_н}, \qquad (267)$$

где $a = \frac{D_н + D_в}{2}$ — расстояние между осями винтов.

Расчетная производительность двухвинтового насоса может быть также определена с достаточной точностью по формуле

$$Q = \frac{\pi}{4}(D_н^2 - D_в^2)\, tn.$$

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ И НАСОСЫ СВЕРХВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

В практике применения гидроприводов часто возникает потребность в устройствах, преобразующих величины давлений и расходов. Подобные устройства получили название гидравлических преобразователей (гидротрансформаторов).

В общем случае гидравлическим преобразователем объемного типа называют устройство, изменяющее (повышающее или понижающее) расход и давление жидкости в гидросистеме при условии обязательного разобщения (разделения) магистралей высокого и низкого давлений.

Преобразователь состоит из двух ступеней: моторной и насосной. К первой из них подводится рабочая жидкость гидросистемы, а вторая подает жидкость с преобразованным давлением или расходом к исполнительным механизмам.

Коэффициент усиления гидравлического преобразователя давления, под которым понимают отношение выходного давления к входному, находится в пределах от 3 : 1 до 100 : 1 и выше (для преобразователей с машинами прямолинейного движения).

Применяются гидропреобразователи роторного типа в виде двух роторно-поршневых машин (рис. 126, *а*) или машин возвратно-

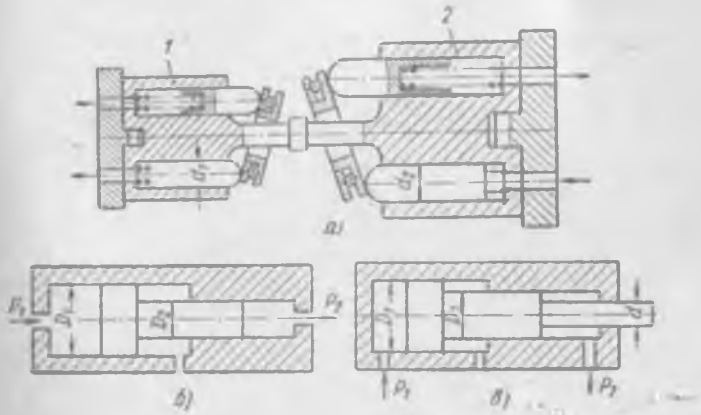


Рис. 126. Схемы преобразователей давления вращательного и поступательного типов

поступательного типа в виде спаренных силовых цилиндров (рис. 126, *б*).

Роторно-поршневой преобразователь (трансформатора) (см. рис. 126, *а*), состоит из двух связанных валами *1* и *2* машин с разными рабочими объемами. При использовании машины *1* в качестве гидромотора расчетная подача (утечками пренебрегаем) насоса *2* в единицу времени будет превышать расход гидромотора в отношении

$$i = \frac{n_2 q_2}{n_1 q_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \text{ или } Q_2 = iQ_1,$$

где q_2 и q_1 — рабочие объемы или расчетная производительность за один оборот машины *2* (насоса) и машины *1* (гидромотора);

$n_2 = n_1 = n$ — число оборотов валов гидромашин;

Q_2 и Q_1 — расчетные подачи машины.

Соответственно расчетное давление насоса *2* при условии равенства мощностей машин будет ниже давления источника

питания гидромотора *1* в отношении (механическими потерями пренебрегаем)

$$\frac{p_2}{p_1}=\frac{q_1}{q_2}=\frac{Q_1}{Q_2}.$$

При использовании же машины *2* в качестве гидромотора подача Q_1 насоса *1* будет меньше расхода Q_2 гидромотора в отношении $i=\frac{Q_1}{Q_2}$, а давление p_1, развиваемое насосом *1* больше давления p_2 гидромотора *2* при условии равенства мощностей машин в отношении (механическими потерями пренебрегаем) $\frac{p_1}{p_2}=\frac{Q_2}{Q_1}$.

Особенно широко распространены преобразователи давления в виде двух спаренных силовых цилиндров (см. рис. 126, *б*), применение которых особенно целесообразно в тех случаях, когда необходимо развить большие давления при малых расходах жидкости.

Принципиальная схема преобразователя, повышающего давление одинарного действия, приведена на рис. 126, *б*. Давление p_1 подводимой жидкости действует на площадь $F_1=\frac{\pi D_1^2}{4}$ сечения цилиндра, выходное же давление действует лишь на площадь $F_2=\frac{\pi D_2^2}{4}$ штока.

Коэффициент усиления давления равен (при пренебрежении трением)

$$i=\frac{F_1}{F_2}=\frac{D_1^2}{D_2^2}=\frac{p_2}{p_1}, \qquad (268)$$

где D_1 и F_1 — диаметр и площадь сечения цилиндра;
D_2 и F_2 — диаметр и площадь сечения штока;
p_1 и p_2 — входное и выходное давление жидкости.

Практически коэффициент усиления подобного гидравлического преобразователя давления, находится в пределах от 2 : 1 до 1000 : 1.

На рис. 126, *в* приведена схема преобразователя с дифференциальным поршнем, с помощью которого можно получить требуемую для высоких давлений небольшую эффективную площадь при одновременном обеспечении жесткости и прочности конструкции преобразователя.

В этом случае

$$i=\frac{D_1^2}{D_2^2-d^2}=\frac{p_2}{p_1}, \qquad (269)$$

где d — диаметр хвостовика штока.

Распространенная схема преобразователя дифференциального типа представлена на рис. 127, *а*. Если пренебречь трением и весом

подвижного цилиндра *1*, давление p_2 на выходе определится из выражения (268):

$$p_2 = p_1 \frac{F_1}{F_2} = p_1 \frac{D_1^2}{D_1^2}, \qquad (270)$$

где D_2 и D_1 — площадь штока *2* и подвижного цилиндра *1*.

Управление преобразователем обычно осуществляется ручным переключением с помощью четырехходового золотника.

Применяют также преобразователи с автоматическим переключением (рис. 127, *б*). Преобразователь состоит из нагруженного пружиной *2* поршня *3* с шариковым обратным клапаном *4*, через который система заполняется жидкостью. Поскольку кольцевая камера *6* соединена с атмосферой,

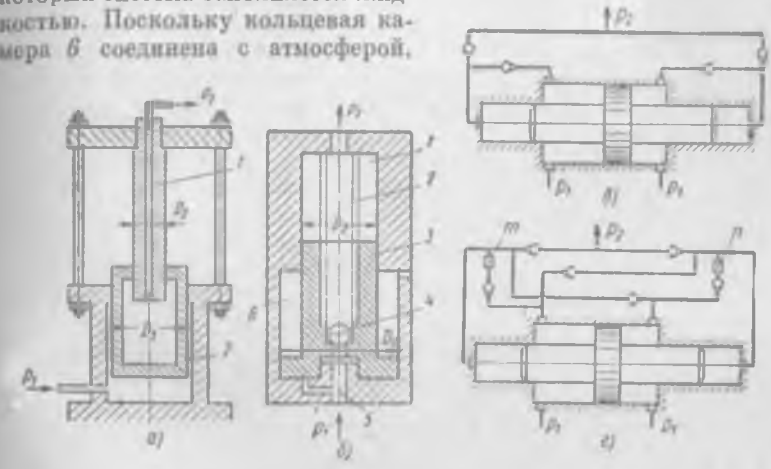


Рис. 127. Схемы преобразователей давления

поршень *3* будет находиться под неуравновешенным давлением жидкости, действующей на верхнюю (со стороны камеры *1*) и нижнюю (со стороны камеры *5*) поверхности; в результате при $p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} > P_{пр} + \frac{\pi D_2^2}{4} p_2$, где $P_{пр}$ — усилие пружины *2*, клапан сядет в свое гнездо и поршень *3* будет перемещаться вверх, выдавливая жидкость из камеры *1*. В этом случае коэффициент определится также из выражения (268).

Для устранения холостого хода, который имеется в преобразователях одинарного действия, применяют преобразователи двойного (непрерывного) действия (рис. 127, *в*). Питание полостей низкого давления P_1 осуществляется распределительным золотником, приводимым поршнем в конце каждого хода. Полости цилиндров высокого давления заполняются через обратные клапаны *1* и *2*. Преобразователи этого типа строят на производительность до 110 *л/мин* с усилением давления от 3 : 1 до 7 : 1.

Путем изменения монтажа схемы можно получить преобразователь с двумя коэффициентами усиления давления (см. рис. 127, *г*). Для этого, кроме ряда обратных клапанов, применены также запорные клапаны *m* и *n*.

Применяют также преобразователи, понижающие давление и соответственно повышающие при всех прочих равных условиях расход жидкости. В частности, для питания тормозов авиаколес обычно требуется относительно низкое в сравнении с давлением общей гидросистемы давление, а для обеспечения быстродействия требуется большой расход жидкости.

Схема подобного понизителя показана на рис. 128. Жидкость под высоким давлением подводится из гидросистемы в цилиндр *1* малого сечения и вытесняется в магистраль потребителя жидкости низкого давления из цилиндра *5* большого сечения.

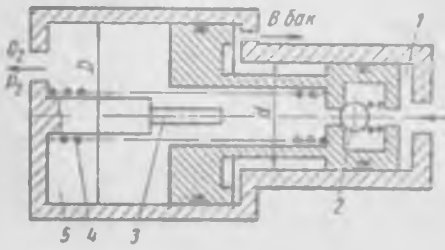


Рис. 128. Схема понизителя давления

Для возвращения поршней в исходное положение после прекращения питания цилиндра *1* (при $p = 0$) применена пружина *4*.

Коэффициент понижения давления (редукции) определится из соотношения (трением и усилием пружины пренебрегаем)

$$i = \frac{d^2}{D^2} = \frac{p_2}{p_1}; \quad p_2 = p_1 \frac{d^2}{D^2},$$

где d и D — диаметры цилиндров малого и большого сечения.

Соответственно расходы жидкости Q_2, вытесняемой из цилиндра *2* большого сечения, и жидкости Q_1, подаваемой в цилиндр *1* малого сечения, определятся из соотношения $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{d^2}{D^2}$; $Q_2 = Q_1 \frac{D^2}{d^2}$.

Для компенсации возможной утечки жидкости из замкнутой магистрали, соединенной с полостью цилиндра большого сечения, применен шариковый клапан *2*, который в конце хода поршня влево отжимается штырем *3* и открывает проход жидкости из магистрали высокого давления p_1 в количестве, необходимом для восполнения утечек. Как только давление p_2 в полости цилиндра большого сечения превысит расчетное значение, условие равновесия поршня будет нарушено, и он сместится вправо на величину, позволяющую клапану *2* сесть в свое гнездо.

Насосы сверхвысоких давлений. На базе рассмотренных преобразователей построен ряд насосов сверхвысоких давлений. Принципиальная схема преобразователя давления, применяемого в качестве насоса сверхвысокого давления, показана на рис. 129, *а*. Высокое давление создается с помощью плунжера *3*, связанного

с поршнем *1* приводного силового цилиндра (гидродвигателя). Величина коэффициента усиления достигает в подобных преобразователях (насосах) значений $i = \frac{D^2}{d^2} = \frac{p_2}{p_1} = 100 : 1$ и выше.

Преобразователь (насос) снабжен питающим (всасывающим) *6* и нагнетательным *4* клапанами, причем для повышения надежности обычно применяют по два последовательно расположенных клапана на линиях нагнетания и питания. Клапаны обычно снабжаются устройствами для автоматического отвода воздуха, присутствие которого резко ухудшает режим работы насоса.

Поскольку нагнетание жидкости одноцилиндровым насосом происходит лишь при движении плунжера в одну сторону, подача жидкости будет прерывистой, что во многих случаях нежелательно, а иногда и недопустимо.

Для выравнивания подачи применяют насосы — преобразователи двойного действия (рис. 129, *б*). Преобразователь состоит из силового цилиндра (гидравлического двигателя *7*), приводящего в движение плунжеры *5* насосной части, каждый цилиндр которой снабжен дублированными нагнетательными *1* и всасывающими (питающими) *3* клапанами. При подаче от источника питания в соответствующую полость гидравлического двигателя *7* жидкость одновременно поступает в смежную полость цилиндра *4* насоса, обеспечивая надежное заполнение этой полости жидкостью, ввиду чего выражение (268) для вычисления коэффициента усиления будет справедливым и для данного случая.

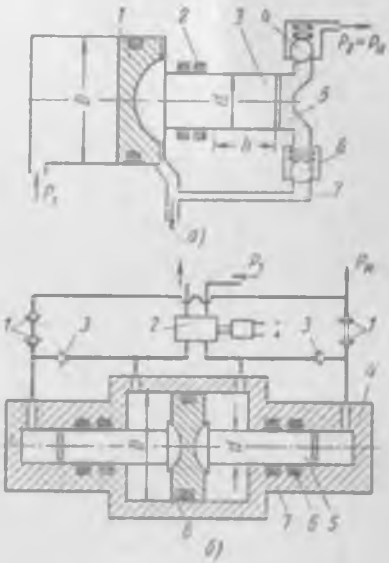


Рис. 129. Схемы насосов сверхвысоких давлений с гидравлическим приводом

Очевидно, что насос с этой системой питания пригоден лишь для случаев, когда нагнетаемая им жидкость является рабочей средой гидродвигателя.

Реверс движения плунжеров осуществляется с помощью электромагнитного распределителя *2*, управляемого от концевых выключателей (на схеме не показаны), на которые воздействует в конце ходов поршень *8* силового цилиндра. Применяются также схемы, в которых распределитель переключается непосредственно поршнем силового цилиндра.

Насосы такого типа широко применяются при давлениях 3000 *кГ/см²* и выше и расходе 20—40 *л/мин*; число рабочих ходов обычно составляет 120—150 двойных ходов в минуту. При давлениях порядка 2000 *кГ/см²* диаметр d плунжера не превышает 50—60 *мм* и его ход — 200 *мм*. Диаметр D приводного силового цилиндра равен 200—250 *мм*. При более высоких давлениях диаметр плунжера обычно не превышает 15—20 *мм* и ход — 100—120 *мм*.

Применяются также одно- и многоцилиндровые насосы с приводом от электродвигателя через понижающий редуктор и кривошипный механизм. Принципиальная схема типового одноцилиндрового насоса с таким приводом показана на рис. 130. Насос представляет собой жесткую плунжерную конструкцию с клапанным распределением. Для восприятия боковых сил применяют направляющие буксы. Подача такого насоса происходит по синусоидальному закону. Для выравнивания и увеличения подачи применяют двухплунжерные насосы с приводом от общего электродвигателя.

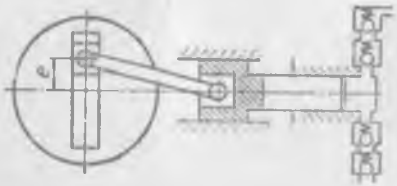


Рис. 130. Схема насоса сверхвысокого давления с кулисным приводом

Насосы с кривошипным приводом обычно применяются при давлениях до 3000 *кГ/см²*.

Производительность (подача) насоса регулируется изменением числа ходов его плунжера при постоянном рабочем объеме или изменением величины хода плунжера при постоянном числе ходов, что достигается с помощью регулирования длины хода поршня приводного гидравлического двигателя насоса (рис. 129) или с помощью регулирования величины кривошипа e (рис. 130).

Объемные характеристики насоса. Основными факторами, влияющими на объемные характеристики насоса сверхвысокого давления, являются сжимаемость жидкости и упругость рабочих камер насоса, а также размеры вредного пространства.

В первую очередь объемные характеристики насоса зависят от сжимаемости рабочей жидкости (см. стр. 35), и особенно при больших размерах вредного пространства, под которым для одноцилиндрового насоса понимается объем жидкостной камеры, включая каналы до нагнетательного клапана в конце рабочего хода плунжера (на рис. 129, *а* отмечено точечной штриховкой).

Это влияние обусловлено тем, что при рабочем ходе плунжера некоторая часть хода расходуется на сжатие вытесняемой плунжером жидкости, а также жидкости, заключенной во вредном пространстве для повышения ее давления с начального p_0 до $p_н$ на выходе из насоса. При известных условиях потребный для этого ход плунжера может составить значительную часть полного хода.

Поэтому теоретический объемный к. п. д. насоса, под которым здесь будем понимать отношение фактически вытесняемого объема жидкости в среду с давлением $p_н$ к описанному плунжером объему, будет зависеть при всех прочих одинаковых условиях от отношения пути перемещения плунжера, требующегося для сжатия жидкости в цилиндре и во вредном пространстве до давления $p_н$, к полной величине его перемещения. Очевидно, чем больше отношение этого объема сжатия к объему, описываемому поршнем за один ход, тем бóльшая часть последнего будет потеряна на повышение давления.

Обозначим через b объем, описываемый плунжером насоса за один ход, и через c — объем вредного пространства насоса. Пренебрегая утечками и считая насос абсолютно жестким, а заполнение цилиндра жидкостью при ходе всасывания поршня полным, находим объем сжатия жидкости, необходимый для повышения ее давления в камере насоса объемом $(b + c)$ с начального p_0 до давления нагнетания $p_н$:

$$\Delta q = (p_н - p_0)\,\beta\,(b + c), \quad (271)$$

где β — среднее значение коэффициента сжатия для рассматриваемого диапазона давлений (см. стр. 35).

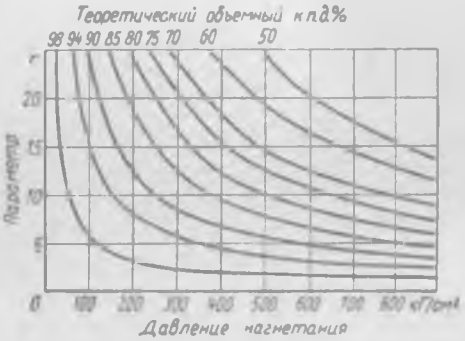


Рис. 131. Кривые зависимости теоретического объемного к. п. д. насоса от параметра r и давления жидкости

Для случая, когда начальное давление p_0 жидкости в камере насоса равно атмосферному или близко к нему, последнее выражение может быть представлено в виде

$$\Delta q = p_н\,\beta\,(b + c). \quad (272)$$

В соответствии с этим объем жидкости, вытесняемой поршнем за один ход в среду с давлением $p_н$, составит

$$q = b - \Delta q = b - p_н\beta\,(b + c). \quad (273)$$

Теоретический объемный к. п. д. подобного насоса без учета влияния прочих факторов определится по формуле

$$\eta_{об} = \frac{q}{b} = 1 - p_н\beta\,\frac{b + c}{b}. \quad (274)$$

Введя в это уравнение параметр $r = \frac{b + c}{b}$, можем написать

$$\eta_{об} = 1 - p_н\beta r. \quad (275)$$

На рис. 131 приведены кривые, характеризующие влияние параметра r на величину теоретического объемного к. п. д., вы-

численную по приведенной формуле в зависимости от давления для жидкости на водной основе (см. стр. 55).

Из графика следует, что при $r = 14$ теоретический объемный к. п. д. при вытеснении жидкости в среду с давлением $p_н = 900$ *кГ/см²* равен 50%, или иначе вытесненный в эту среду объем составит лишь половину объема, описанного плунжером.

При построении рассмотренных кривых сжатие жидкости принималось по изотермному процессу (при постоянной ее температуре). Поскольку в действительности сжатие жидкости будет сопровождаться повышением температуры, понижение коэффициента β (см. рис. 19) и соответственно понижение теоретического объемного к. п. д. в действительности будет еще более значительным.

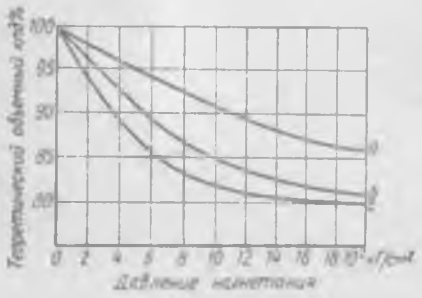


Рис. 132. Зависимость теоретического объемного к. п. д. $\eta_{об}$ насоса от давления жидкости для различных значений среднего коэффициента сжимаемости:

1 — жидкости на водной основе ($\beta = 2 \cdot 10^{-5}$ *см²/кГ*); *2* — метилового спирта ($\beta = 2{,}65 \times 10^{-5}$ *см²/кГ*); *3* — хлористого этила ($\beta = 2{,}8 \cdot 10^{-5}$ *см²/кГ*)

На рис. 132 приведены расчетные кривые, характеризующие влияние на величину объемного к. п. д. сжимаемости жидкости. Расчеты выполнены для насоса с плунжером диаметром 11 *мм* и ходом поршня 75 *мм;* объем камеры насоса равен 26,8 *см³* и объем, описываемый плунжером за один ход, 7,4 *см³* ($r = 3{,}6$).

Из приведенного следует, что при работе в условиях высоких давлений следует применять жидкости с высоким объемным модулем упругости (см. стр. 37).

Влияние способа регулирования производительности. Объемные характеристики насоса зависят также от способа регулирования его производительности (подачи), которое в основном осуществляется изменением величины хода его плунжера.

В схемах с гидравлическим приводом (см. рис. 129) это достигается ограничением величины обратного хода плунжера при сохранении крайнего (утопленного) его положения и в схемах с приводом от электродвигателя (см. рис. 129) — изменением величины хода плунжера относительно центра вращения кривошипа. При регулировании подачи насоса, объем вредного пространства увеличится на величину $\frac{b}{2m}$, где $m = \frac{h_{max}}{h_{рез}}$ — коэффициент, характеризующий уменьшение хода плунжера с максимального h_{max} до некоторого заданного значения $h_{рез}$, соответствующего новому расходу (подаче).

Поэтому от способа регулирования будет зависеть и величина параметра r. Например, при уменьшении длины хода плунжера в 2 раза $\left(m = \frac{h_{max}}{h_{рег}} = 2\right)$ описываемый им объем, также уменьшится в 2 раза $\left(\text{будет равен } \frac{b}{2}\right)$ при регулировании как по первой, так и по второй схеме. Однако изменение параметра r будет при этом различным: при регулировании по первой схеме он повысится до величины

$$r = \frac{c + \frac{b}{2}}{\frac{b}{2}} = 1 + \frac{2c}{b} \tag{276}$$

и при регулировании по второй схеме — до величины

$$r = \frac{\left(c + \frac{b}{4}\right) + \frac{b}{2}}{\frac{b}{2}} = 1\frac{1}{2} + \frac{2c}{b}, \tag{277}$$

т. е. в зависимости от схемы регулирования будет по-разному меняться также и теоретический объемный к. п. д. насоса.

На рис. 133 показаны кривые, характеризующие влияние на теоретический объемный к. п. д. величины хода плунжера при регулировании по первой схеме. Расчеты произведены для жидкости со средним коэффициентом сжимаемости при давлении 1000 $кГ/см^2$, равным $\beta = 5{,}4 \cdot 10^{-5}$ $см^2/кГ$ (без учета деформации насоса). Очевидно, влияние сжимаемости жидкости на теоретический объемный к. п. д. при регулировании по второй схеме будет еще более значительным.

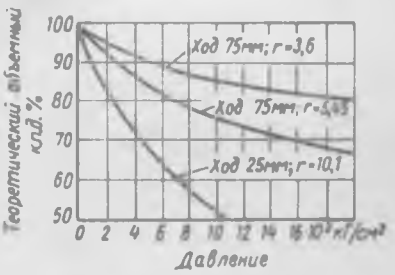


Рис. 133. Зависимость теоретического объемного к. п. д. насоса от давления жидкости для различных значений хода плунжера

Влияние прочих факторов. На величину теоретического объемного к. п. д. насоса влияют также жесткость его жидкостной камеры и присутствие в жидкости воздуха в нерастворенном состоянии.

Нетрудно видеть, что при повышении давления с атмосферного до $p_н$ объем камеры вредного пространства насоса увеличится вследствие деформации ее деталей на величину

$$\Delta q_н = \delta p_н, \tag{278}$$

где δ — коэффициент, характеризующий изменение единицы объема камеры при изменении давления на 1 $кГ/см^2$.

Аналогичным будет и влияние наличия в жидкости нерастворенного воздуха (газа), при котором коэффициент сжимаемости жидкости и в особенности при низких давлениях будет более высоким, чем чистой жидкости.

Допустим, что при начальном давлении (в начале рабочего хода плунжера) p_0 в единице объема жидкости содержится нерастворенный воздух в объеме v_0. При этом содержание воздуха в жидкости объемом $(b + c)$ при давлении p_0 составит

$$w_0 = v_0 (b + c). \tag{279}$$

При сжатии этого воздуха до давления $p_н$ объем его уменьшится до величины (принимаем, что процесс сжатия пузырьков воздуха происходит по изотермному циклу)

$$w_н = v_0 (b + c) \frac{p_0}{p_н}. \tag{280}$$

Разность $\Delta w = w_0 - w_н$ определяет объемную потерю насоса, обусловленную сжатием воздуха до давления $p_н$:

$$\Delta w = v_0 \left(b + c\right) \left(1 - \frac{p_0}{p_н}\right). \tag{281}$$

Поскольку величина p_0 мала в сравнении с $p_н$, можем принять

$$\Delta w = v_0 (b + c). \tag{282}$$

С учетом потерь, обусловленных деформацией камеры и сжатием жидкости и воздуха, объем вытесняемой жидкости в среду с давлением $p_н$ (без учета утечек) составит

$$q' = b - \Delta q - \Delta q_к - \Delta w = b \left[(b + c)(\beta p_н + v_0) + c\delta p_н\right]. \tag{283}$$

В соответствии с этим теоретический объемный к. п. д. для этого случая определится:

$$\eta_{об} = \frac{q'}{b} = 1 - \left[\frac{b + c}{b}\left(\beta p_н + v_0\right) + \frac{c}{b}\delta p_н\right]. \tag{284}$$

Очевидно, при известных соотношениях рассмотренных параметров теоретический объемный к. п. д. насоса может понизиться до нуля. Это наступит (без учета утечек жидкости через зазоры) при такой величине хода плунжера, когда описываемый им объем b_{min} будет равен или меньше суммы объемов сжатия жидкости и газа во вредном пространстве и объема расширения камеры этого пространства при давлении $p_н$.

На основании приведенных выражений можем записать

$$b_{min} = c\left[p_н (\beta + \delta) + v_0\right], \tag{285}$$

где b_{min} — значение рабочего объема насоса, при котором подача его равна нулю.

При расчетах объемных и механических потерь в насосе необходимо учитывать изменение вязкости жидкости в функции давления (см. рис. 9).

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАСОСОВ

Производительность (подача) насосов регулируется обычно путем линейного или углового смещения элементов, с помощью которых изменяется рабочий объем насоса. В частности, аксиально-поршневые насосы (см. стр. 166) регулируются изменением угла наклона блока цилиндров относительно ведущего диска [см. выражение (199)]. В радиально-поршневых и пластинчатых насосах (см. стр. 138) регулирование осуществляется изменением величины эксцентрицитета [см. выражения (152) и (228)].

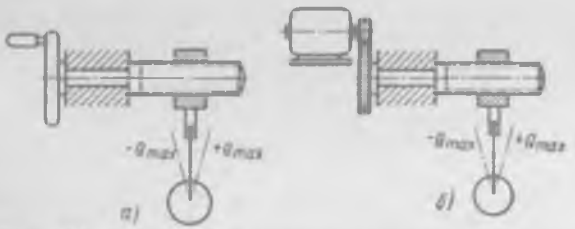


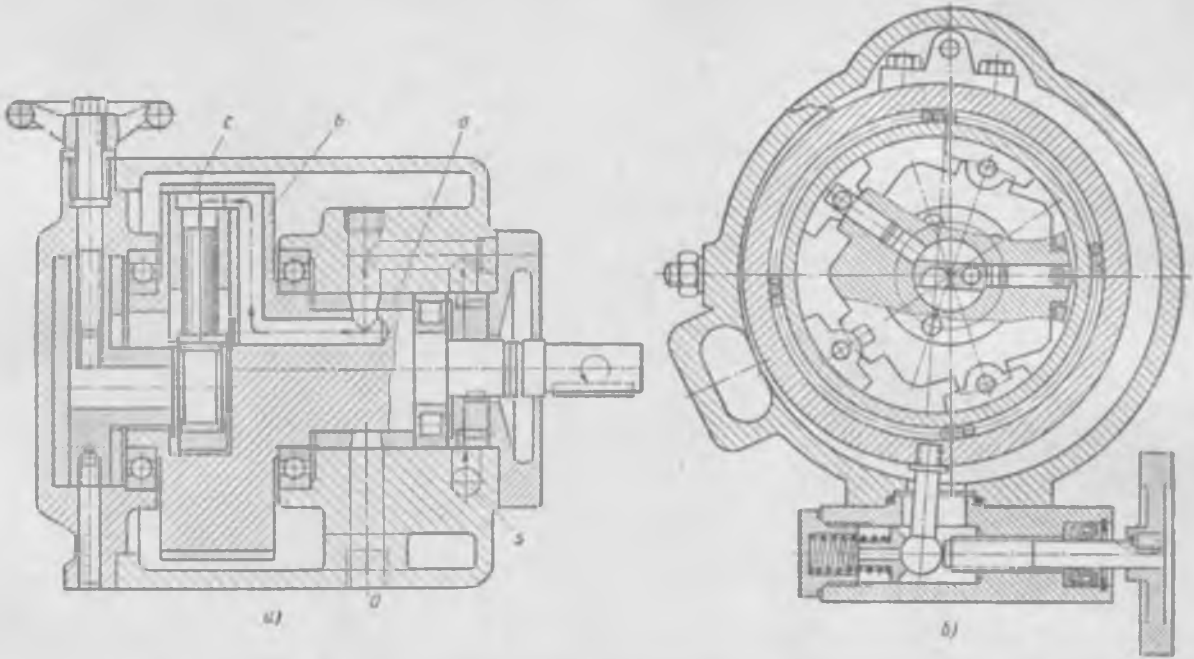
Рис. 134. Ручной (*а*) и электромеханический (*б*) механизмы регулирования производительности насоса

Для изменения производительности применяются различные устройства, смещающие и фиксирующие регулируемый элемент. Наиболее простыми из них являются ручной (рис. 134, *а*) или электромеханический (рис. 134, *б*) механизмы регулирования.

Радиально-поршневые насосы с механизмами ручного регулирования показаны на рис. 135.

Когда требуется обеспечить реверс насоса или обеспечить движение в одном направлении при двух скоростях либо движение в двух направлениях с одной скоростью перемещения в каждом направлении, применяют устройства с двумя силовыми цилиндрами *а* и *b* (рис. 136, *а*), которые в большинстве случаев размещаются в корпусе насоса. Ход поршней ограничивается механическим (винтовым) ограничителем *d*. Для управления цилиндрами обычно применяют электромагнитные распределители.

В случае необходимости установки и фиксации регулируемого элемента в промежуточном положении применяется схема, приведенная на рис. 136, *б*. Для установки в это положение жидкость подводится в оба внешних цилиндра.


c
b
a
5
0
a)
б)

Типовые конструкции подобных регуляторов применительно к радиально-поршневому насосу приведены на рис. 137, *а* и *б*. Для установки регулируемого элемента в промежуточное (среднее)

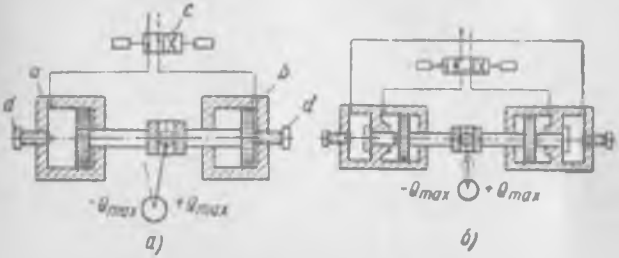


Рис. 136. Схемы гидравлических механизмов регулирования производительности насоса

положение жидкость в регуляторе, представленном на рис. 137, *б* подводится одновременно в оба цилиндра.

Площади цилиндров должны быть достаточными для перемещения регулируемого элемента в направлении, противоположном действию на регулируемый элемент силы давления жидкости.

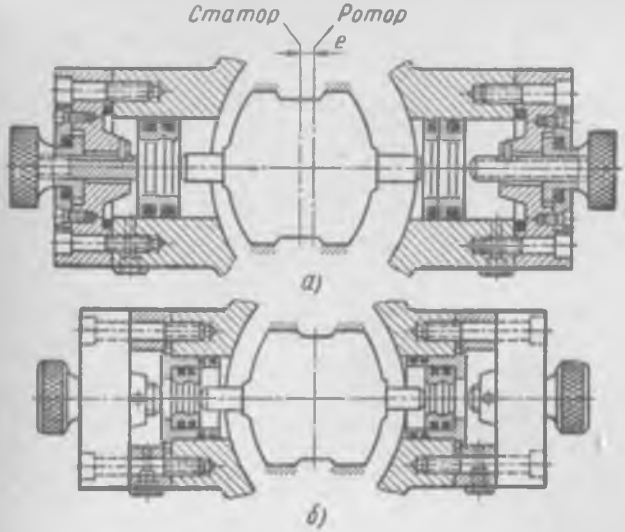
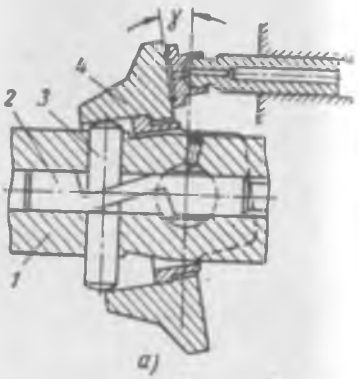


Рис. 137. Конструкции гидравлических механизмов регулирования производительности насоса

В том случае, когда требуется обеспечить при больших усилиях бесступенчатое регулирование, для смещения регулируемого элемента *5* применяют сервомеханизмы (гидроусилители) с жесткой

обратной связью, в которых контролируемой переменной величиной является положение поршня *3* сервомеханизма (рис. 138) (см. стр. 458). Такой регулятор позволяет обеспечить любые усилия на выходе *4* при малых усилиях на входе *2* и соответственно на ручке *1*.

На рис. 139, *а* представлена схема регулирования насоса с неподвижным цилиндровым блоком и наклонной шайбой *4*, в которой осевое перемещение клинового стержня *2*, помещенного в осевую расточку приводного вала *1*, преобразуется в радиальное перемещение толкателей *3*, осуществляющих изменение угла γ установки наклонной шайбы.



а)

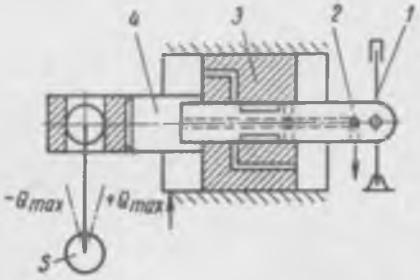
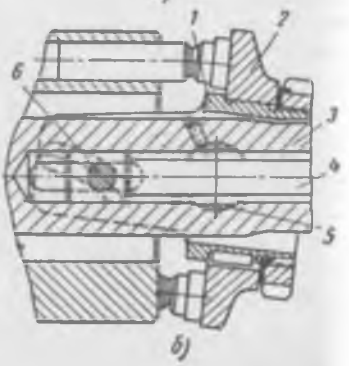


Рис. 138. Схема гидравлического механизма регулирования производительности насоса следящего типа



б)

Рис. 139. Схемы регулирования наклона шайб аксиально-поршневых насосов

На рис. 139, *б* показана схема регулирующего устройства, состоящего из качающейся люльки *1* регулятора с закрепленной на ней шайбой *2*. Люлька *1* имеет вилку с косыми пазами, охватывающую приводной вал *3*. В центральной расточке вала *3* находится стержень *4* с радиальными пальцами *6*, взаимодействующими с косыми пазами люльки. При осевых перемещениях стержня *4* люлька *1* поворачивается вокруг оси цапфы *5*, на которой она закреплена.

Преимуществом этого механизма является то, что пазы вилки люльки *1* можно выполнить профильными, обеспечивающими закон постоянной мощности насоса.

В практике распространены системы автоматического регулирования по давлению (насосы предельного давления), при котором давление, развиваемое самим насосом, используется для ограничения расхода жидкости до минимального значения.

В насосах с подобным регулированием производительность (подача) при повышении давления на выходе из насоса сверх заданной (номинальной) величины $p_{ном}$ уменьшается и при некотором максимальном (предельном) давлении p_{max} снижается до нуля. При снижении подачи до нуля насос поддерживает заданное предельное давление p_{max}, расчетная же производительность (производительность, определяемая рабочим объемом) равна утечкам жидкости в питаемой гидросистеме и в самом насосе.

На рис. 140 представлена статическая характеристика такого насоса [$Q = f(p)$], снабженного механизмом регулирования производительности, принцип которого основан на использовании в качестве датчика и источника энергии выходного давления насоса. Кривая $Q_т$ графика выражает расчетное и $Q_ф$ — фактическое значение производительности насоса. В пределах изменения давления от 0 до $p_{ном}$ теоретическая производительность $Q_т$ сохраняется постоянной. По достижении давления $p_{ном}$ (соответствует точке a) производительность снижается по закону сжатия пружины механизма регулирования, достигая при p_{max} нулевого значения (рабочий объем насоса $q = 0$).

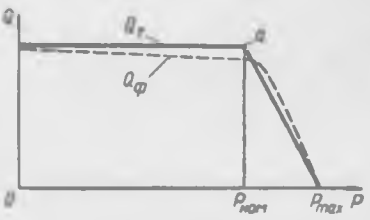


Рис. 140. Статическая характеристика пружинного регулятора предельного давления

При жесткой пружине получим крутую кривую (a — p_{max}) и при мягкой — более пологую. В практике распространены насосы, у которых отношение $\frac{p_{max} - p_{ном}}{p_{max}}$ составляет от 40 до 80%.

Кривая фактической производительности $Q_ф$ наклонена к оси абсцисс под некоторым углом, величина которого зависит для изолированного насоса от его герметичности. При давлении p_{max} рабочий объем насоса равен объему утечек жидкости в нем, а при работе насоса на гидросистему — суммарному объему утечек в системе и насосе.

Схема и конструкция автоматического регулятора прямого действия подобной характеристики представлены на рис. 141, *а*. В этом регуляторе функции чувствительного и силового элементов совмещены в одном органе (силовом цилиндре, поршень которого нагружен пружиной), непосредственно связанном с узлом регулирования насоса (наклонной шайбой и пр.).

Чувствительным элементом регулятора является пружина *1*, стремящаяся удержать регулируемый элемент насоса *2* в положении максимальной подачи Q_{max} и исполнительным — силовой цилиндр с поршнем *3* скальчатого типа, в который подводится рабочее давление p насоса, противодействующее усилию пружины.

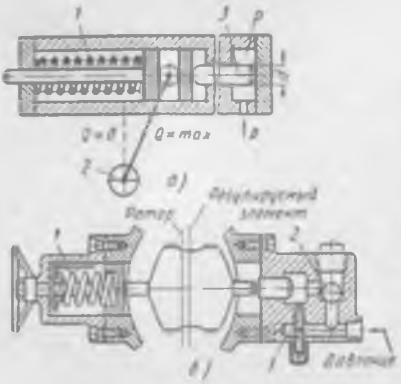


Рис. 141. Схема (*а*) и конструкция (*б*) регулятора производительности насоса прямого действия

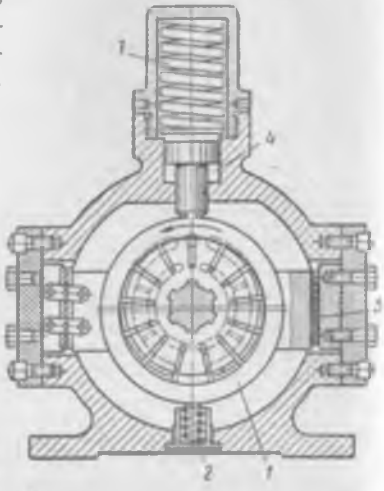


Рис. 142. Пластинчатый насос с автоматическим регулированием производительности по давлению

Условие равновесия действующих сил (без учета трения) имеет вид

$$P_{пр} = p\frac{\pi d^2}{4}, \qquad (286)$$

где $P_{пр}$ и d — усилие предварительной затяжки пружины *1* и диаметр поршня *3*.

Регулятор снабжен шариковым обратным клапаном *2*, а также дросселем *3* (см. рис. 141, *б*), с помощью которого осуществляется регулирование скорости изменения подачи насоса.

На рис. 142 представлен пластинчатый насос с подобным регулированием; статорное кольцо *1* насоса удерживается в нижнем положении, соответствующем максимальному эксцентрицитету, пружиной *3*. Жидкость под давлением подводится под поршень в камеру *4*; при заданном давлении пружина сжимается и статорное кольцо под действием второй пружины *2* занимает положение, которое соответствует новому равновесию сил. Для уменьшения сил трения при перемещении статора применены игольчатые опоры *5*.

На рис. 143 показана принципиальная схема подобного механизма регулирования применительно к распространенному аксиально-поршневому насосу со свободно посаженными поршнями

где

$$a = -\frac{\omega f z n}{c}; \quad b = \frac{f z n}{c}(F_{np} + ch).$$

Площадь ω поршня *3* регулятора выбирается в соответствии с конструктивными требованиями, а жесткость c и начальное сжатие $F_{пр}$ пружины вычисляются с учетом заданного диапазона регулирования ($p_{max} - p_{ном}$) по выражениям

$$c = \frac{\omega f z n (p_{max} - p_{ном})}{Q_т}; \quad F_{пр} = \frac{c p_{max} Q_т}{(p_{max} - p_{ном}) f z n} - cy.$$

Учитывая, что $Q_т = hfzn$, получаем

$$c = \frac{\omega (p_{max} - p_{ном})}{h}; \tag{300}$$

$$F_{пр} = \frac{p_{max} hc}{p_{max} - p_{ном}} - cy. \tag{301}$$

Регуляторы с обратной связью по положению

Рассмотренные регуляторы простого действия конструктивно просты и надежны в эксплуатации, однако применение их целесообразно лишь в насосах, в которых диапазон давлений (зона регулирования) ($p_{max} - p_{ном}$) при изменении производительности от максимального значения до нулевого не превышает $\sim 35\%$ номинального значения давления $p_{ном}$ (см. рис. 140):

$$\frac{p_{max} - p_{ном}}{p_{ном}} \geqslant 0{,}35.$$

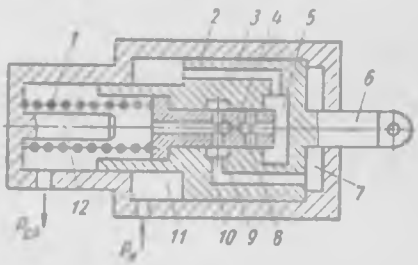


Рис. 146. Следящий механизм регулирования производительности насоса с обратной связью по положению

Указанное ограничение обусловлено тем, что при уменьшении диапазона давлений ($p_{max} - p_{ном}$), в котором происходит изменение производительности насоса, пружина механизма становится практически неприемлемых размеров.

Для избежания этого применяют двухступенчатые (следящие) механизмы регулирования с обратной связью по положению регулирующего органа или по рабочему давлению жидкости.

На рис. 146 представлена схема подобного механизма регулирования по положению. Дифференциальный поршень *2* механизма через тягу *6* связан с органом управления производительностью насоса (с наклонной шайбой и пр.). Жидкость, поступающая через

камеру *11* и канал *3* под давлением нагнетания $p_н$ в камеру *5* действует на правый торец плунжера *4*, нагруженного пружиной *1*. После того как давление $p_н$ повысится до величины, при которой пружина *1* сожмется, камера *5* соединится через канал *8* с каналом *10* и жидкость поступит в полость *7* цилиндра, и действуя на поршень *2* будет перемещать его в том же направлении, что и плунжер *4*, устраняя при этом рассогласование, создавшееся вследствие смещения последнего под действием давления жидкости. Таким образом, поршень *2* будет «следить» за движением плунжера *4*.

До того, пока давление $p_н$ на выходе из насоса, снабженного таким регулятором, не повысится до некоторого номинального давления $p_{ном}$ (см. рис. 140), которому соответствует приход кромки отверстия *8* к кромке канала *9*, производительность насоса будет максимальной, определяемой для аксиального насоса максимальным углом γ наклона шайбы (за вычетом утечек) (см. рис. 143) или для радиальных насосов соответственно максимальным эксцентрицитетом e (см. рис. 55). После того как плунжер *4* переместится под действием давления жидкости в положение, при котором отверстие *8* соединится с каналом *9*, жидкость поступит в полость *7*, в результате поршень *2* с тягой *6* придет в движение, воздействуя на механизм регулирования в сторону уменьшения подачи насоса. В том случае, если прирост давления прекратится, плунжер *4* остановится и поршень набегая на него, разъединит каналы *8* и *9*, фиксируя механизм регулирования в положении промежуточного расхода насоса.

При дальнейшем увеличении давления до значения p_{max} (см. рис. 140) плунжер *4* (см. рис. 146) придет к упору *12*, и поршень *2*, набегая на него, установится в положение, при котором производительность будет равна расходу жидкости, необходимому для компенсации утечек ее в насосе и регуляторе. В нагнетательную линию жидкость при этом поступать не будет.

Условие равновесия плунжера *4* регулятора при некотором его положении выразится уравнением, аналогичным рассмотренному выше [см. выражение (294)]:

$$F_{пр} + cy = \omega (p_н - p_{сл}),$$

где $F_{пр}$ и c — усилие предварительного сжатия пружины *1* и ее жесткость;

$p_н$ и $p_{сл}$ — давление нагнетания и слива;

ω и y — площадь сечения плунжера *4* и текущее его положение.

Приняв за $y = 0$ положение плунжера *4* (см. рис. 146), соответствующее максимальному углу поворота шайбы (см. рис. 143; γ_{max}) или максимальному значению эксцентрицитета (см. рис. 55; $e = max$), зависимость между перемещением этого плунжера

и перемещением регулирующего элемента (наклона шайбы) можно приближенно выразить

$$y = \rho (\operatorname{tg} \gamma_{max} - \operatorname{tg} \gamma). \quad (302)$$

Угол наклона шайбы можно определить из уравнения (199):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Q_т}{fDzn}.$$

Пользуясь приведенными выражениями, находим усилие предварительной затяжки пружины:

$$F_{пр} = \omega(p_н - p_{сл}) - c\rho (\operatorname{tg} \gamma_{max} - \operatorname{tg} \gamma) =$$
$$= \omega (p_н - p_{сл}) - c\rho \left(\operatorname{tg} \gamma_{max} - \frac{Q_т}{fDzn}\right). \quad (303)$$

Произведя преобразования и приняв $p_{сл} = 0$, находим уравнение наклонного участка статической характеристики (см. рис. 140):

$$Q_т = ap_н + b, \quad (304)$$

где

$$a = -\frac{fDzn\omega}{c\rho}; \quad b = \frac{fDznF_{пр}}{c\rho} + fDzn \operatorname{tg} \gamma_{max}.$$

На рис. 147 показаны схема и конструкция радиально-поршневого насоса с регулятором этого типа. Внешняя обойма (статор) *12* насоса может поворачиваться вокруг оси *13* при помощи *11*, связанного с поршнем *5* сервомеханизма. При этом повороте изменяется эксцентриситет насоса, величина которого равна расстоянию между осями обоймы *12* и цилиндрового блока *14* (рис. 147, *а*). В крайнем правом положении поршня *5*, соответствующем максимальной производительности насоса, обойма *12* удерживается пружиной *1* и давлением жидкости в камере *3* на неуравновешенную торцовую поверхность левой части поршня *5*; в камеру *3* жидкость поступает из рабочей магистрали через канал *2*.

При повышении давления выше номинальной величины жидкость, поступающая по каналу *6* из камеры *3* в камеру *7*, действует на правый торец плунжера *8* и, сжимая пружину *4*, перемещает его влево. При определенном положении этого плунжера жидкость под рабочим давлением поступает через осевое сверление плунжера и канал *10* в полость *9* и, действуя на правый торец поршня *5* и перемещая его влево, преодолевает из-за разности площадей правой и левой его сторон усилие давления в камере *3* и усилие пружины *1*. В результате величина эксцентриситета уменьшается.

Движение поршня *5* влево будет продолжаться до тех пор, пока рабочее давление не достигнет номинального значения, при котором плунжер *8* займет нейтральное положение, отсоединив правую и левую полости цилиндра поршня *5* от магистралей давления и бака. При этом поршень *5* будет находиться в некотором

промежуточном положении, соответствующем потреблению в данный момент жидкости.

При понижении давления в камере *3* ниже номинальной величины пружина *4* возвращает плунжер *8* в прежнее (правое) положе-

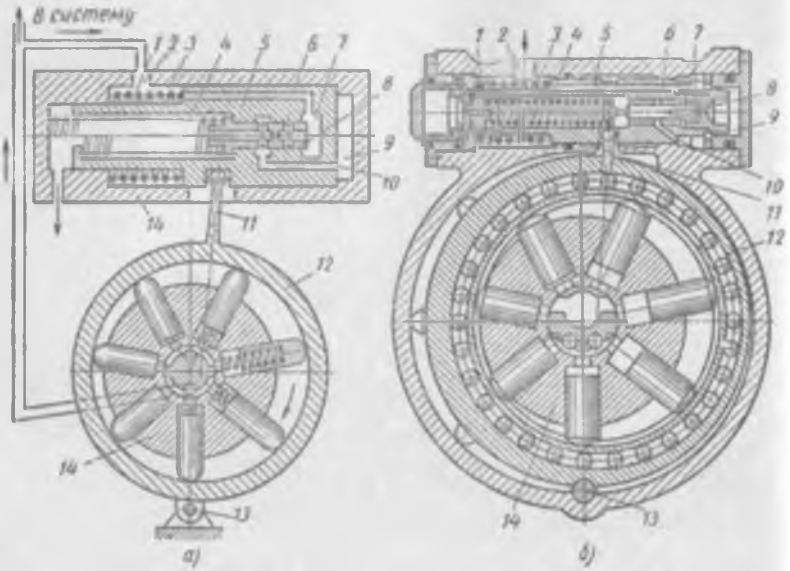


Рис. 147. Механизм регулирования следящего типа в применении к радиально-поршневому насосу

ние, в котором полость *9* через каналы *10* и левое осевое сверление плунжера *8* соединяется с баком, в результате чего поршень *5* под действием пружины *1* и силы давления жидкости в камере *3* переместится вправо.

Регулятор с чувствительным элементом типа сопло — заслонка

Получили также распространение механизмы регулирования с чувствительным элементом типа сопло — заслонка (см. стр. 469).

Схема подобного двухкаскадного гидроусилителя управления производительностью аксиально-поршневого насоса, с пружинной обратной связью по перемещению, представлена на рис. 148, *а*.

Входом первого каскада является управляемая электромеханическим преобразователем *2* заслонка *3* (рис. 148, *а*), расположенная между двумя соплами *4* (см. также рис. 285, *а*). Выходом первого каскада служит плунжер *11* распределительного золот-

ника, являющийся одновременно входом второго каскада усиления. Питание первого каскада усиления осуществляется от вспомогательного насоса, подающего жидкость в канал *17*.

Выходом второго каскада являются цилиндры *6* и *16* механизма поворота люльки насоса, осуществляющие поворот ее относительно оси *12* на угол $\pm\gamma$.

Плунжер *11* зажат с помощью пружин *10* и *14* двумя поршнями *7* и *15*, связанными между собой через жесткую раму *8*, которая соединена с качающимся коромыслом *9*, укрепленным на оси *12* вращения люльки насоса. Рама *8* и поршни *7* и *15* с пружинами *10* и *14* осуществляют обратную связь выходного элемента второго каскада гидроусилителя (люльки насоса) с плунжером *11*.

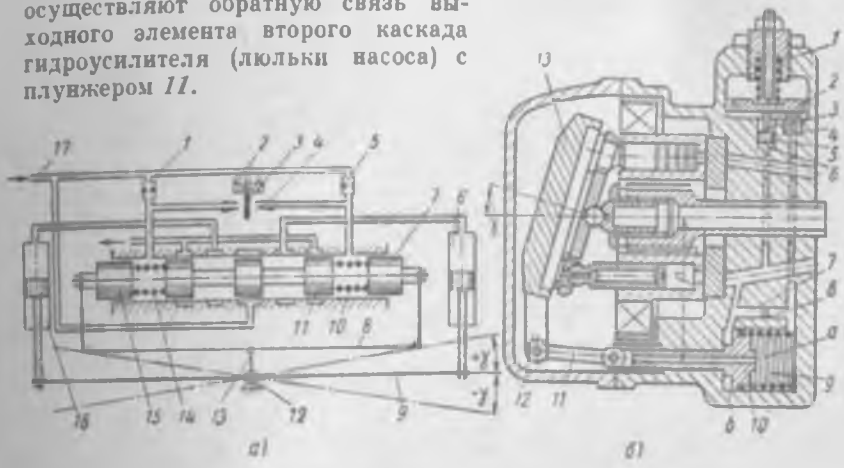


Рис. 148. Схемы механизмов регулирования с дросселем типа сопло—заслонка

Для обеспечения работы сопла — заслонки в гидросистеме последнего установлены два дросселя постоянного сопротивления *1* и *5*. При подаче на управляемую обмотку электромеханического преобразователя *2* электрического сигнала поворотный его якорь вместе с заслонкой *3* отклонится на некоторый угол в ту или иную сторону, в результате на торцах плунжера *11* (в полостях пружин *10* и *14*) создастся перепад давления, который переместит плунжер *11* в соответствующую сторону, осуществляя питание жидкостью одного из цилиндров *6* или *16*. При этом люлька насоса повернется вокруг оси *12* и через раму *8* и поршни *7* и *15* изменит сжатие пружин *10* и *14*, увеличив силу сжатия одной и уменьшив силу сжатия второй, в результате нарушение действующего на плунжер *11* усилия перепада давления жидкости в полостях пружин *10* и *14*, вызванное смещением заслонки, будет скомпенсировано и плунжер *11* установится в нейтральное положение. В этом положении он перекроет питание силовых цилиндров *6* и *16*, и в результате люлька насоса будет зафиксирована.

Таким образом, путем изменения величины и полярности управляющего электрического сигнала, подаваемого в электромеханический преобразователь *2*, представляется возможным обеспечить отклонение люльки насоса на угол, пропорциональный этому сигналу.

Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с регулятором типа сопло — заслонка представлена на рис. 148, *б*. Шток поршня *10*, нагруженного пружиной *9*, связан через тягу *11* с рычагом *12* механизма (шайбы) узла изменения производительности насоса. Полость *b* цилиндра регулятора со стороны штока соединена с нагнетательной магистралью, а противоположная ей (*а*) — с соплом *4* (рис. 149). Кроме того, эти полости соединены между собой каналом *7*, в котором установлен дроссель *8*.

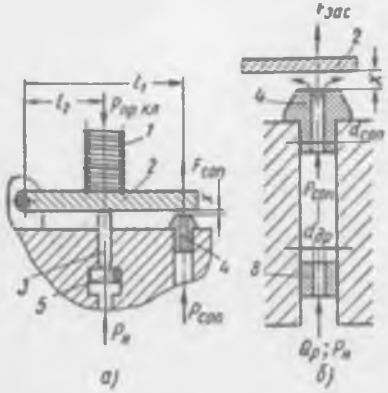


Рис. 149. Расчетные схемы дроссельного узла типа сопло — заслонка

Поскольку площадь поршня *10* со стороны камеры *b* (штока) меньше площади со стороны камеры *а*, он давлением жидкости и пружины *9* удерживается при перекрытом сопле *4* в крайнем левом положении, соответствующем максимальной производительности насоса. При повышении давления до величины $>p_{ном}$ поршенек *5* цилиндра *6* перемещается вверх и через толкатель *3* сжимает пружину *1*, поворачивая при этом заслонку *2* в сторону открытия сопла *4*. При этом давление в полости *а* силового цилиндра вследствие сопротивления дросселя *8* снижается, в результате создается перепад давления между полостями *а* и *b*, под действием которого поршень *10* сжимает пружину *9* и перемещает наклонную шайбу *13* насоса в сторону снижения производительности.

На рис. 150 представлена схема подобного регулятора насоса аксиального типа с наклонным расположением поршней. Чувствительным элементом, реагирующим на повышение давления, здесь служит мембрана *5*, действующая при повышении давления выше заданной величины на устройство типа сопло-заслонка *4*, управляющее давлением в правой полости силового цилиндра *3* регулятора, поршень которого изменяет угол наклона шайбы *1*. При открытии отверстия сопла *4* давление в правой полости этого цилиндра *3*, питающейся из полости нагнетания насоса через дроссельное отверстие *2* в поршне, понижается и поршень переместится вправо; при этом производительность насоса падает. При закрытии сопла давления в правой и левой полостях силового

цилиндра *3* выравниваются и поршень его, перемещаясь влево под действием пружины и силы давления жидкости на неуравновешенную площадь поршня поворачивает наклонную шайбу *1* в положе-

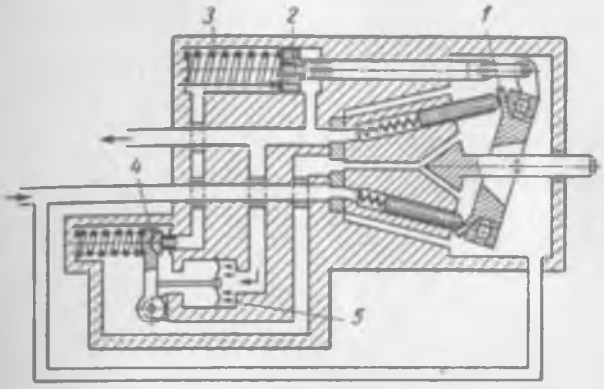


Рис. 150. Насос с наклонным расположением цилиндров, снабженный регулятором производительности типа сопло — заслонка

ние максимального угла, а следовательно, устанавливает насос на максимальную производительность.

Статическая характеристика регулятора. Условие равновесия поршня *10* регулятора (см. рис. 148, *б*) имеет вид

$$F_ш + F_{пр} + p_{соп}\omega_b - p_н\omega_a + F_{тр} = 0, \qquad (305)$$

где ω_b и ω_a — площадь поршня регулятора со стороны камер b и a;

$F_{пр}$ — усилие сжатия пружины *9*;

$F_{тр}$ — сила трения поршня *10* в цилиндре;

$p_{соп}$ и $p_н$ — давление жидкости перед соплом *4* и давление нагнетания (см. рис. 149);

$F_ш = \frac{M}{\rho}$ — усилие на штоке поршня *10*, обусловленное моментом M сил, действующих на наклонную шайбу *13*;

ρ — плечо приложения силы $F_ш$ (расстояние между осью поворота шайбы *13* и осью поршня *10*).

Связь между смещением y поршня *10* и углом γ наклона регулирующего органа (шайбы) насоса может быть приближенно выражено так:

$$y = \rho \operatorname{tg} \gamma. \qquad (306)$$

Усилие натяжения пружины *9*

$$F_{пр} = F_{пр.н} + cy = F_{пр.н} + c\rho \operatorname{tg} \gamma,$$

где c и $F_{пр.н}$ — коэффициент жесткости и усилие предварительного (начального) сжатия пружины *9*.

Тяговое усилие $F_{ш}$, на штоке поршня *10*, уравновешивающее силы, действующие на регулирующий орган, определяется перепадом давления в полостях цилиндра:

$$F_{ш} = p_{н}\omega_b - p_{con}\omega_a. \tag{307}$$

Выполнив упрощения и подстановки, получим уравнение равновесия поршня *10*:

$$\frac{M}{\rho} + F_{пр.н} + c\rho \operatorname{tg}\gamma + p_{н}\omega_b - p_{con}\omega_a + F_{тр} = 0. \tag{308}$$

Уравнение равновесия заслонки. Величина щели x между соплом *4* и заслонкой *2* определится из уравнения равновесия последней (см. рис. 149, *а*):

$$l_2 P_{кл} + l_1 F_{con} - l_2 P_{пр.кл} = 0, \tag{309}$$

где $P_{кл} = p_{н}\omega_{кл}$ — усилие, развиваемое поршеньком *5*;
$P_{пр.кл}$ — усилие пружины *1*;
F_{con} — усилие воздействия на заслонку струи жидкости, вытекающей из сопла *4*;
$\omega_{кл}$ — площадь поршенька *5*.

Величина обжатия пружины *1*

$$t = \frac{l_2}{l_1} x,$$

где x — расстояние среза сопла *4* от заслонки *2*.

С учетом приведенного можем написать

$$P_{пр.кл} = P_{пр.н} + c_1 t = P_{пр.н} + c_1 \frac{l_2}{l_1} x, \tag{310}$$

где c_1 — жесткость пружины *1*;
$P_{пр.н}$ — усилие начального сжатия пружины *1* клапана.

Приняв упрощенно, что усилие давления жидкости на заслонку $P_{зас} = p_{con}\omega_{con}$, где p_{con} и ω_{con} — давление жидкости на выходе из сопла и площадь его сечения (см. стр. 475), уравнение равновесия заслонки можно представить в виде

$$p_{н}\omega_{кл} l_2 + p_{con}\omega_{con} l_1 - \left(P_{пр.н} + c_1 \frac{l_2}{l_1} x\right) l_2 = 0, \tag{311}$$

откуда находим величину щели:

$$x = \left(\frac{P_{пр.н} l_2 - p_{н}\omega_{кл} l_2 - p_{con}\omega_{con} l_1}{c_1}\right)\left(\frac{l_1}{l_2}\right). \tag{312}$$

Расход жидкости через дроссель *8* (см. рис. 149, *б*) определится по выражению [см. выражение (74)]

$$Q_{др} = \mu_{др}\omega_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho_1}}\sqrt{p_{н} - p_{с}}, \tag{313}$$

где $\omega_{др}$ — площадь сечения дросселя;
$\mu_{др}$ — коэффициент расхода дросселя;
ρ_1 — плотность жидкости.

Расход через щель шириной x между срезом сопла *4* и заслонкой *2*

$$Q_с = \mu_{con}\pi d_{con} x \sqrt{\frac{2}{\rho_1}} \sqrt{p_{con}}, \qquad (314)$$

где d_{con} и μ_{con} — диаметр и коэффициент расхода сопла;
p_{con} — давление перед соплом.

Поскольку в рассматриваемой схеме дроссель *8* и сопло *4* соединены последовательно, расходы $Q_р$ через них в установившемся режиме равны (см. рис. 149, *б*)

$$\mu_{др} f_{др} \sqrt{p_н - p_{con}} = \mu_{con}\pi d_{con} x \sqrt{p_{con}}. \qquad (315)$$

Решая уравнения (308), (309) и (315), получим характеристику регулятора $Q_н = f(p_н)$:

$$\frac{M}{\rho} + F_{пр.н} + c\rho \operatorname{tg}\gamma + p_н\omega_b - p_{con}\omega_{con} + F_{тр} = 0; \qquad (316)$$

$$x = \left(\frac{F_{пр.н} l_2 - p_н\omega_{кл} l_2 - p_{con}\omega_{con} l_1}{c_1}\right)\left(\frac{l_1}{l_2}\right); \qquad (317)$$

где $p_{con} = \dfrac{p_н}{1 + \lambda_{con}^2 x^2}$, $\lambda_{con} = \dfrac{\mu_{con}\pi d_{con}}{\mu_{др}}$.

Регулятор дифференциального типа

В практике распространены регуляторы дифференциального типа, одна из схем которого показана на рис. 151, *а*. Регулирование подачи здесь достигается изменением угла γ наклона люльки *2* (несущей цилиндровый блок *3*) осуществляемого с помощью цилиндра *7*, который питается от клапанно-золотникового устройства *10*, соединенного с нагнетательной полостью насоса. Подвижный цилиндр *7* связан через серьгу *4* с люлькой *2* насоса. Пока давление жидкости, нагнетаемой насосом, не достигнет расчетной величины ($p \leqslant p_{ном}$), силовой цилиндр *7* удерживается пружиной *5* в крайнем левом положении, соответствующем максимальному углу наклона и соответственно максимальной производительности насоса. При повышении давления до величины $p_н > p_{ном}$ плунжер *10*, преодолевая усилие пружины *1*, перемещается вверх и открывает канал *9* питания цилиндра *7*, в результате последний, сжимая пружину *5*, перемещается вправо, уменьшая тем самым угол наклона γ люльки насоса и соответственно уменьшая его производительность. В результате установится значение подачи, соответствующее новому давлению.

При дальнейшем повышении давления люлька будет поворачиваться в том же направлении до нового равновесного положения

и так далее, пока давление не повысится до p_{max} (см. рис. 140), при котором расход насоса снизится до минимальной величины, необходимой для компенсации утечек жидкости при этом давлении.

При снижении давления до $p_н < p_{ном}$ плунжер *10* под действием пружины *1* переместится в обратную сторону, отсекая канал *9* цилиндра *7* от нагнетательной линии и соединяя его со сливной.

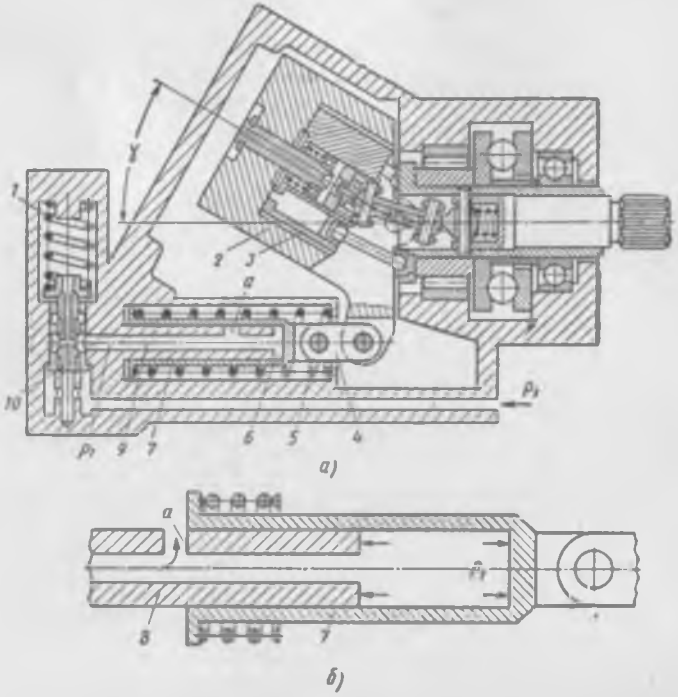


Рис. 151. Механизм регулирования дифференциального типа

При этом пружина *5* будет поворачивать люльку *2* насоса в сторону увеличения производительности до установления нового равновесного положения.

Равновесие цилиндра *7* в текущем положении y (см. также стр. 261) может быть выражено уравнением

$$P + F_{пр2} + c_2 y = p_1 \omega_2, \qquad (318)$$

где P — усилие, действующее на цилиндр *7* со стороны регулирующего механизма;

$F_{пр2}$ — усилие пружины *5*, нагружающей цилиндр *7*; для положения его $y = 0$, величина $F_{пр_2}$ является предварительным натяжением пружины;

c_2 — жесткость пружины *5*;
ω_2 — площадь сечения цилиндра *7*;
p_1 — редуцированное давление в полости *6* цилиндра.

Условие равновесия плунжера *10* клапана:

$$p_н\omega_1 = p_1\omega_1 + F_{np_1};\ p_1 = p_н - \frac{F_{np_1}}{\omega_1}, \qquad (319)$$

где ω_1 — площадь торца плунжера *10*;
F_{np_1} — текущее усилие пружины *1*.

Текущее положение y цилиндра *7* и угол поворота регулирующего элемента (люльки) *2* насоса связаны отношениями

$$y = \rho\,(\operatorname{tg}\gamma_{max} - \operatorname{tg}\gamma,) \qquad (320)$$

где ρ — расстояние между осями поворота люльки и силового цилиндра регулятора;
γ_{max} — максимальный угол отклонения люльки.

Угол γ наклона люльки можно определить из приближенного выражения

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{Q_т}{fDzn}.$$

Требуемый для заданного диапазона давлений наклон кривой статической характеристики обеспечивается выбором жесткости c_2 пружины *5*. Усилие пружины F_{np_2} должно развивать момент относительно оси поворота люльки, превышающий момент M сил, действующих на механизм регулирования при максимальном угле (γ_{max}) наклона люльки:

$$F_{np_2} = \frac{M}{\rho} = \frac{M_p + M_т}{\rho},$$

где M_p — момент сил давления жидкости в насосе, разворачивающих люльку;
$M_т$ — момент сил трения в цапфах и шарнирах механизма.

Ограничители давления

Зачастую требуется при повышении давления до номинального значения $p_{ном}$ выключить насос полностью (перевести его в режим нулевого расхода).

Схема подобного регулятора представлена на рис. 152. При достижении в системе заданного максимального давления $p_н$ плунжер *4* перемещается вверх и соединяет правую полость цилиндра *5* с источником давления, в результате чего его поршень *1*, связанный с узлом регулирования насоса, переместится влево. Так как

усилие пружины *2* регулятора не зависит от положения поршня *1* (а следовательно, и от величины регулируемого параметра), последний не остановится в промежуточном положении, как это было в ранее рассмотренных схемах, а переместится в крайнее левое положение (до упора), соответствующее нулевому значению регулируемого параметра.

При понижении давления ниже номинальной величины $p_{ном}$ (см. рис. 140) плунжер *4* под действием пружины *2* опустится вниз и соединит полость цилиндра *5* со сливом, в результате поршень *1* переместится в крайнее правое положение (показано на рис. 152), в соответствии с чем расход насоса увеличится до максимального значения.

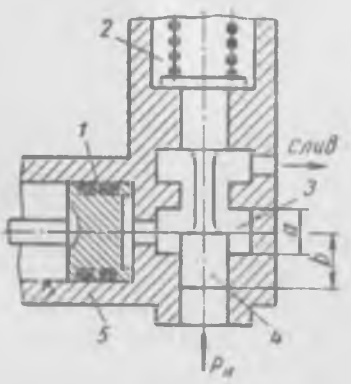


Рис. 152. Схема ограничителя давления насоса

При обеспечении нулевого перекрытия пояском плунжера *4* канала *3* ($a = b$) любое малое нарушение равенства сил давления жидкости и натяжения пружины *2* вызовет соответствующее изменение подачи. Однако схема с подобным перекрытием будет неустойчивой, ввиду чего применяют распределитель с положительным перекрытием канала ($a < b$), величина которого ($b - a$) определяет диапазон давлений ($p_{max} - p_{ном}$).

Применяют также схемы регуляторов с отрицательным «перекрытием» золотника ($a < b$), которые отличаются плавностью работы, однако имеют некоторую постоянную утечку через зазор, обусловленный разностью ($a - b$).

Аналогичное регулирование может быть достигнуто также и в ранее рассмотренной схеме регулятора с обратной связью по положению (см. рис. 147, *а*). Для этого пружина *4* регулятора размещается в силовом (приводном) поршне *5* (см. нижнюю проекцию). Так как усилие этой пружины при подобном размещении не зависит от положения поршня *5* (а следовательно, и от положения регулирующего органа насоса), последний при повышении давления до величины, при которой перемещающийся под его действием плунжер *8* соединяет канал *6* с каналом *10*, ведущим в правую полость *9* цилиндра *14*, переместится в крайнее левое положение (до упора). Следовательно, регулятор подобной схемы после достижения номинального давления полностью выключает насос (переводит его на режим нулевого расхода) в отличие от рассмотренной выше схемы, которая благодаря пружинной обратной связи допускает работу насоса на промежуточных расходах.

Введение искусственной утечки

При работе насоса в режиме расхода жидкости, близкого к нулевому, возможен перегрев насоса за счет тепла, обусловленного механическими потерями мощности. Для обеспечения эвакуации тепла из насоса предусматривается некоторая циркуляция жидкости, достигаемая путем искусственных утечек жидкости.

Для этого в стенке неподвижной скалки (поршня) *8* (см. рис. 151, *б*) выполняется небольшое отверстие *а* (диаметр отверстия обычно равен 0,5—0,6 *мм*), расположенное на таком расстоянии от края поршня, чтобы цилиндр *7* открывал это отверстие при своем движении в положении, близком к нулевому углу наклона люльки. При этом на большей части пути хода цилиндра в режиме снижения производительности отверстие *а* будет перекрыто цилиндром, и лишь при некотором небольшом наклоне люльки (в конце хода) оно откроется, в результате возникнут искусственные перетечки жидкости из рабочей полости насоса в сливную магистраль, добавляющиеся к обычным утечкам через неплотности гидроагрегатов. В результате суммарные утечки в системе после открытия отверстия *а* ступенчато возрастают.

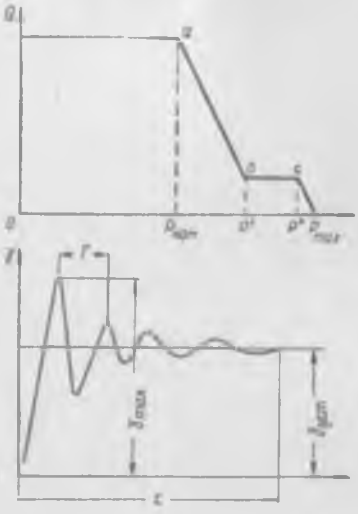


Рис. 153. Статическая характеристика расхода по давлению регулятора с искусственными утечками и кривая характеристики устойчивости регулятора

Очевидно, наличие этого отверстия изменит статическую характеристику насоса. Увеличение утечек приведет к тому, что для повышения давления в цилиндре регулятора необходимо дополнительное смещение плунжера *10*, а следовательно, и увеличение давления (угол наклона люльки при повышении давления сохраняется постоянным).

В соответствии с этим на наклонном участке кривой $a - b$ характеристики насоса (рис. 153) появится при известном расположении этого отверстия в стенке поршня ступенчатый переход ($Q = \text{const}$) на более высокое давление, после чего (см. точку *с*) наклон кривой сохранится прежним. Длина участка ($b - c$) определится сечением отверстия *а*. В диапазоне давлений ($p' - p''$) подача насоса Q постоянна и далее вновь снижается по закону сжатия пружины регулятора.

В общем случае с целью обеспечения некоторого расхода жидкости для смазки и охлаждения насоса величина минимального угла наклона диска выбирается не менее 4% максимального значения.

Опыт показывает, что при полностью перекрытом выходном канале (трубопроводе) насоса зачастую наблюдаются колебания (пульсации) давления в системе и перед золотником. Амплитуда пульсаций давления может достигать значения 300 *кГ/см²* при номинальном рабочем давлении 220 *кГ/см²*, при амплитуде колебания (перемещения) золотника до 1,5 *мм*.

Нарушение устойчивости наблюдается преимущественно при расходе жидкости через указанное отверстие *а* (см. рис. 151, *б*) порядка 500 *см³/мин* и выше. При малых открытиях этого отверстия (~ 0,05—0,07 *мм*) регулятор работает устойчиво. При уменьшении диаметра отверстия амплитуда вибрации золотника снижается, и при диаметре, равном 0,3 *мм*, колебания практически прекращаются.

Регулирование производительности путем искусственного «голодания» насоса

В некоторых случаях регулирование производительности осуществляется путем ограничения (дозирования) количества жидкости, поступающей в полость всасывания насоса, т. е. путем создания режима искусственного его «голодания».

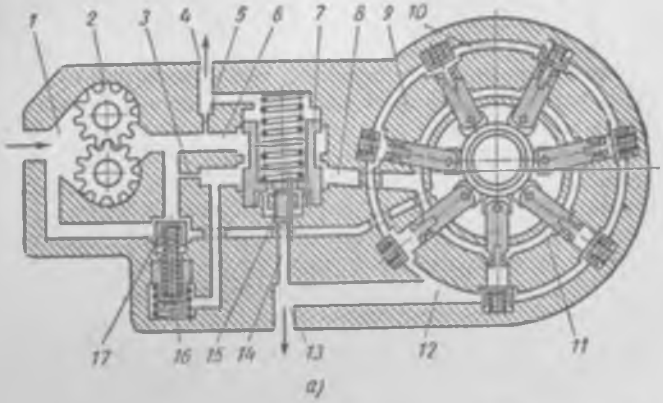
На рис. 154, *а* изображена схема подобного регулирования поршневого насоса с клапанно-щелевым распределением. Питание насоса осуществляется вспомогательным шестеренным насосом *2*, производительность которого несколько превышает производительность основного насоса.

Жидкость из резервуара поступает через входное отверстие *1* к шестеренному насосу *2* и от него через окно *6*, регулируемое плунжерным клапаном *7*, и канал *8* к входному (всасывающему) каналу *11* основного поршневого насоса. Излишек подачи шестеренного насоса возвращается через переливной клапан *17* к всасывающему его каналу. Для обеспечения теплообмена определенное количество жидкости отводится в резервуар через жиклерное отверстие (дроссель) *5* большого сопротивления.

Поршневой насос подает жидкость под высоким давлением через каналы *10* и *12* к выходному отверстию *13*, с которым через отверстие *14* соединена камера с плунжером *15* регулятора, воздействующего на поршень клапана *7*. После того как давление в системе повысится до заданной максимальной величины, плунжер *15* преодолевает усилие пружины и, переместив клапан *7*, перекрывает частично или полностью окно *6*, изменяя тем самым подачу жидкости от шестеренного насоса к поршневому.

Для обеспечения небольшой подачи поршневым насосам при полностью перекрытом окне *6* питания, требующейся для охлажде-

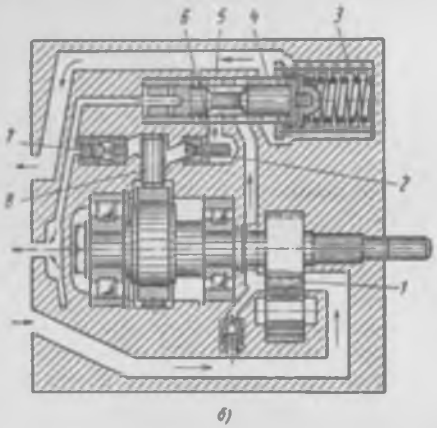
ния насоса, предусмотрено жиклерное (дроссельное) отверстие *3*, через которое в поршневой насос поступает некоторое количество жидкости. В том случае, если расход через окно *13* отсутствует (при нулевом потреблении жидкости гидросистемой), давление



а)

на выходе из поршневого насоса достигнет максимального значения, в результате поршень *15* откроет выходные окна в канале *14* и жидкость под высоким давлением направится через пружинную камеру и канал *5* в резервуар.

Во время холостого хода поршневого насоса (при нулевой производительности) создается разрежение во входном канале *11*. Это разрежение действует на нижнюю часть поршня *16* и уменьшает таким образом давление, на которое настроен переливной клапан *17* шестеренного насоса, благодаря чему в этом режиме он будет работать при более низком давлении жидкости. В результате этого уменьшается расход энергии для привода насоса в указанном режиме.



б)

Рис. 154. Схемы радиально-поршневых насосов с регулятором производительности, основанным на принципе «голодания»

Схема регулятора подобного типа применительно к насосу с чисто клапанным распределением показана на рис. 154, *б*. Вспомогательный шестеренный насос *1* питает жидкостью под небольшим давлением радиально-поршневой насос с клапанами —

впускным *2* и нагнетательным *7*. Между шестеренным и поршневым насосами расположен регулирующий золотниковый клапан *5*, который под давлением жидкости перемещается в направлении против действия пружины *3*. До того, пока давление на выходе из поршневого насоса не достигает заданной величины, цилиндры насоса заполняются рабочей жидкостью и поршни совершают максимальный ход. При достижении этого давления клапан *5* преодолевает усилие пружины *3*, смещается, и поток жидкости поступает частично к впускному окну *6* поршневого насоса, а частично — к сливному окну *4*, пока впускное окно *6* при заданном максимальном давлении (210 *кГ/см*²) полностью не закроется, и весь поток жидкости от шестеренного насоса будет направлен в бак через сливное окно *4*. В этом случае поршни *8* насоса не будут перемещаться. При промежуточных между крайними положениями клапана *5*, а следовательно, и при промежуточных давлениях поршни будут совершать лишь часть максимального хода.

Устойчивость системы регулирования

В некоторых случаях применения регулируемых насосов требуется, чтобы перерегулирование (переход) насоса с нулевой производительности (с режима «холостого хода») до промежуточной или максимальной и наоборот происходило в возможно короткое время (0,05—0,1 *сек*), т. е. требуется, чтобы насос обладал высокой приемистостью. Однако подобный насос при известных условиях может потерять устойчивость, вступив в колебания расхода и давления.

Последнее обусловлено тем, что вследствие сжимаемости жидкости в трубопроводах, а также трения и инерционных, сил, действующих на регулирующий узел, перемещение последнего будет протекать с запаздыванием по отношению к входному сигналу (изменению давления в системе), в результате чего возникнут забросы давления в линии нагнетания. Величина этих забросов характеризует динамические качества механизма регулирования.

К потере устойчивости более склонны системы регулирования, в которых малым перемещениям датчика (золотника) соответствуют значительные изменения давления в цилиндре регулятора, а также регуляторы с крутой характеристикой $Q = f(p)$ (с малым значением $p_{max} - p_{ном}$) (см. рис. 140). Возможность потери устойчивости более вероятна также в регуляторах двухступенчатого типа (с серводействием), поскольку золотник в положении режима регулирования (при давлении $> p_{ном}$) находится в неустойчивом равновесии под действием силы пружины и перепада давления.

Типовая характеристика переходного процесса аксиально-поршневого насоса, удовлетворительного с этой точки зрения, представлена на рис. 153. При перерегулировании насоса с некоторого малого угла поворота шайбы (люльки) на промежуточ-

ный γ наблюдается заброс поворота шайбы до γ_{max} (и соответственно заброс расхода и давления жидкости), и лишь после нескольких затухающих колебаний с периодом T шайба (или люлька) установится за время t на требуемом промежуточном установившемся значении угла $\gamma_{уст}$. Однако при известных условиях и в особенности при крутой характеристике $Q = f(p)$ насос может потерять устойчивость и войти в незатухающие колебания.

Для повышения устойчивости необходимо уменьшать трение как в золотнике, так и в исполнительном механизме.

Возмущающим фактором, могущим привести к потере устойчивости, служат колебания (пульсации) подачи насоса, обусловленные его кинематикой (см. стр. 142). Необходимо избегать совпадения частот колебаний системы «золотник — пружина» с частотой пульсации давления до второй гармоники, так как при этом могут возникнуть высокочастотные вибрации («зуд») пружины золотника, которые вызовут ее разрушение.

Если переходный процесс (перерегулирование насоса) окажется затяжным или неустойчивым, должны быть приняты конструктивные меры, наиболее простой из которых является введение в канал подачи жидкости в силовой цилиндр регулятора демпфера (дросселя *8*; см. рис. 148, *б*).

УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗГРУЗКИ НАСОСОВ НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

В гидросистемах с эпизодическим потреблением жидкости, снабженных насосом постоянной производительности (подачи), применяют устройства (автоматы разгрузки) для автоматической

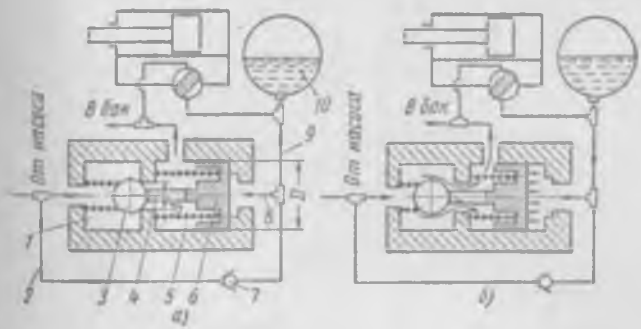


Рис. 155. Схема автоматического клапана для разгрузки (перевода в режим холостого хода) насоса

разгрузки насоса путем перевода его, по достижении заданного давления, в режим холостого хода (с нулевым давлением).

Схема подобного автомата прямого действия показана на рис. 155, *а*. Жидкость от насоса поступает в камеру *1* и по трубо-

проводу *2* через обратный клапан *7* и трубопровод (канал) *9* к газогидравлическому аккумулятору *10* и одновременно по трубопроводу *8* — к поршню *6*, находящемуся под действием пружины *5*.

С повышением давления в аккумуляторе *10* до заданной величины, на которую отрегулирована пружина *5*, поршень *6* перемещается влево (рис. 155, *б*) и своим толкателем *4* смещает шариковый запорный клапан *3*; при этом насос соединится с каналом, связанным с баком, а следовательно, давление на выходе из насоса (нагнетания) снизится до нуля. Аккумулятор при этом отсоединяется от бака с помощью обратного клапана *7*.

Поршень *6* и клапан *3* будут находиться в открытом положении, соответствующем работе насоса в режиме нулевого давления, до тех пор, пока давление в аккумуляторе в результате расходования жидкости не понизится до величины, при которой пружина *5* сможет переместить поршень *6* вправо; шариковый клапан *2* в этом случае отсечет линию насоса от линии бака.

Расчет этого автомата выполняют по следующей схеме (трением подвижных деталей и гидравлическим сопротивлением пренебрегаем). Усилию давления жидкости на поршень *6* при работе насоса в режиме зарядки аккумулятора (до открытия запорного клапана *2*) противодействуют усилие пружины *5* и сила давления жидкости на клапан *3*:

$$F p_{ак} = p_н f + P_{пр} = \frac{\pi}{4} d^2 p_н + P_{пр}$$

или

$$P_{пр} = p_{ак} F - p_н f = p_{ак} \frac{\pi D^2}{4} - p_н \frac{\pi d^2}{4} =$$

$$= \frac{\pi}{4} (p_{ак} D^2 - p_н d^2), \qquad (321)$$

где $p_{ак}$ — давление жидкости в аккумуляторе;

$p_н$ — давление жидкости в насосе;

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь поршня *6*;

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь проходного отверстия (гнезда), перекрываемого шариком *3*,

$P_{пр}$ — усилие предварительного сжатия пружины *5*.

Давление жидкости, при котором клапан *2* откроется,

$$p_{ак} = p_н > \frac{P_{пр}}{F - f}$$

или

$$p_{ак} = p_н > \frac{4 P_{пр}}{\pi (D^2 - d^2)}, \qquad (322)$$

где D и d — диаметры поршня и отверстия, перекрываемого шариком.

После открытия запорного клапана *2* давления под и над ним выравниваются, т. е. $p_ж f \approx 0$, а следовательно, условие равновесия примет вид $Fp_{ак} = P_{пр}$. В соответствии с этим давление жидкости в аккумуляторе, при котором клапан закроется,

$$p'_{ак} \geqslant \frac{P_{пр}}{F}$$

или

$$p'_{ак} \geqslant \frac{4P_{пр}}{\pi D^2}.$$

Соответствующим подбором диаметров D и d и усилия пружины $P_{пр}$ можно получить требуемый интервал давлений, определяющий моменты начала открывания и закрывания запорного клапана *3*.

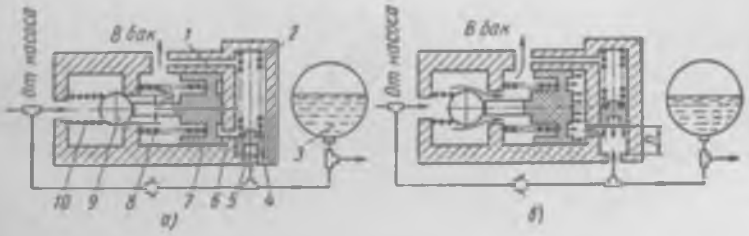


Рис. 156. Клапан разгрузки насоса с серводействием

Двухступенчатый автомат разгрузки насоса. При больших расходах и давлениях применяют двухступенчатые разгрузочные устройства (автоматы). В этих устройствах аккумулятор *3* соединен с поршневой камерой *5* вспомогательного поршенькового клапана *4* первой ступени. Поршень *4* этого клапана при достижении заданного максимального давления, сжимая пружину *2*, перемещается вверх и соединяет линию аккумулятора с каналом *6*, ведущим в полость разгрузочного поршня *7* (рис. 156, *а*). Последний под действием давления жидкости перемещается влево и своим штырем открывает шариковый запорный клапан *9*, соединяя линию насоса с баком.

Благодаря тому, что через поршеньковый клапан-датчик *4* проходит ничтожное количество жидкости, требующееся лишь для перемещения разгрузочного поршня *7*, диаметр этого клапана (и соответственно усилие пружины *2*) обычно имеет небольшую (3—5 *мм*) величину.

Давления, при которых происходит открытие ($p_{ак}$) и закрытие ($p'_{ак}$), зависят от характеристики пружины *2* и степени ее сжатия в пределах перемещения поршенька *4* на величину h из нижнего положения, в котором полость разгрузочного поршня *7* соединена через канал *1* с баком (см. рис. 156, *б*).

Давление $p'_{ак}$ питания аккумулятора, при котором поршенек *4* будет находиться в нижнем положении (запорный клапан *9* закрыт), (см. рис. 156, *а*) определится предварительным сжатием пружины *2* (давлением в сливной линии пренебрегаем):

$$P_{пр\,max} = fp_{ак} \leqslant Cx; \quad p_{ак} = \frac{Cx}{f}.$$

Давление $p_{ак}$, соответствующее моменту перевода насоса в режим холостого хода (для положения поршенька *4*, при котором камера *6* соединяется с аккумулятором),

$$P_{пр\,min} = fp_{ак} = Cx + Ch = C(x + h);$$

$$p_{ак} = \frac{C(x + h)}{f}. \qquad (323)$$

где C и x — константа жесткости пружины и предварительное (монтажное) ее сжатие, соответствующее нижнему положению поршенька *4*;

h — дополнительное сжатие пружины *2* при подъеме поршенька *4* в положение, при котором канал *6* соединится с аккумулятором);

$P_{пр\,max}$ и $P_{пр\,min}$ — максимальная и минимальная сила сжатия пружины *2*.

В соответствии с этим имеем

$$\frac{P'_{ак}}{p_{ак}} = \frac{a}{x + h}.$$

Величина усилия P_8 пружины *8* зависит от максимального давления $p_{ак}$ в аккумуляторе (давлением слива пренебрегаем), площади f_7 поршня *7*, силы P_{10} пружины *10*, прижимающей клапан *9* к седлу, и площади его седла f (диаметром d):



Рис. 157. Схема клапана разгрузки насоса

$$P_8 < p_{ак}f - P_{10} - p_{ак}f_7.$$

Минимальное усилие этой пружины должно быть таким, чтобы преодолевались силы трения поршня *7*. Величина хода этого поршня должна быть достаточной для обеспечения требуемого открытия клапана *9*.

На рис. 157 представлена иная схема клапана. В правом положении плунжера *7* давление насоса действует на правый *1* и левый *3* его хвостовики, причем так как площадь хвостовика *1* больше площади хвостовика *3* и площадь плунжера хвостовика *1* больше площади хвостовика *3*, плунжер *7* при некотором давлении переместится влево и соединит полость насоса с каналом *6*, ведущим в бак. Так как на линии бака установлено сопротивление *5*, в коль-

цевой полости *2* создается небольшое давление, которое обеспечит полное открывание клапана (разгрузку насоса). Линия аккумулятора в этом положении плунжера *7* отсекается от насоса при помощи обратного клапана.

При понижении давления в аккумуляторе ниже установленной величины плунжер *7* под действием пружины будет перемещаться вправо, перекрывая канал *6* и увеличивая тем самым давление в полости *8* и одновременно уменьшая давление в полости *2*, что ускоряет закрывание клапана (включение насоса).

Пренебрегая сопротивлением дросселя *5*, находим давление жидкости в аккумуляторе, соответствующее:

началу открывания клапана (разгрузке насоса)

$$p_{отк} \geqslant \frac{P_{пр}}{f_1 - f_2}; \qquad (324)$$

началу закрывания клапана (включению насоса)

$$p_{зак} \leqslant \frac{P_{пр}}{f_1}.$$

С учетом сопротивления p_c дросселя *5* давление начала закрывания клапана

$$p_{зак} \leqslant \frac{P_{пр}}{f_1} + p_c \frac{f_3 - f_2}{f_1}, \qquad (325)$$

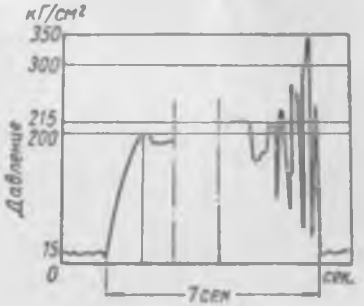


Рис. 158. Заброс давления при срабатывании клапана разгрузки насоса

где f_1 и f_3 — площади сечений хвостовиков *1* и *3* плунжера;
f_2 — площадь сечения кольцевой полости *2*.

Поскольку при $f_3 < f_2$ второе слагаемое правой части уравнения (325) будет отрицательной величиной, сопротивление *5* будет понижать давление начала закрывания клапана. Кроме того, так как давление в полости *2* при частичном перекрытии плунжером канала *6* при движении его в правую сторону (закрывание клапана) будет понижаться, а в полости *4* повышаться, появится нарастающая неуравновешенность плунжера, способствующая его закрыванию. При некотором перекрытии канала *6* давление в полости *2* будет равно нулю, в полости *4* равно p_c. Для этого случая выражение, определяющее равновесие действующих сил, будет иметь вид

$$p_{ак} = \frac{P_{пр}}{f_1} + p_c \frac{f_3}{f_1}. \qquad (326)$$

При применении рассмотренных автоматов разгрузки насосов (см. рис. 155—157) следует учесть возможность значительных забросов давления при срабатывании автомата, которые могут вызвать порчу приборов и усталостные разрушения трубопроводов.

На рис. 158 показаны кривые ударного давления при срабатывании автомата разгрузки, отрегулированного на давление $p = 210$ *кГ/см²*.

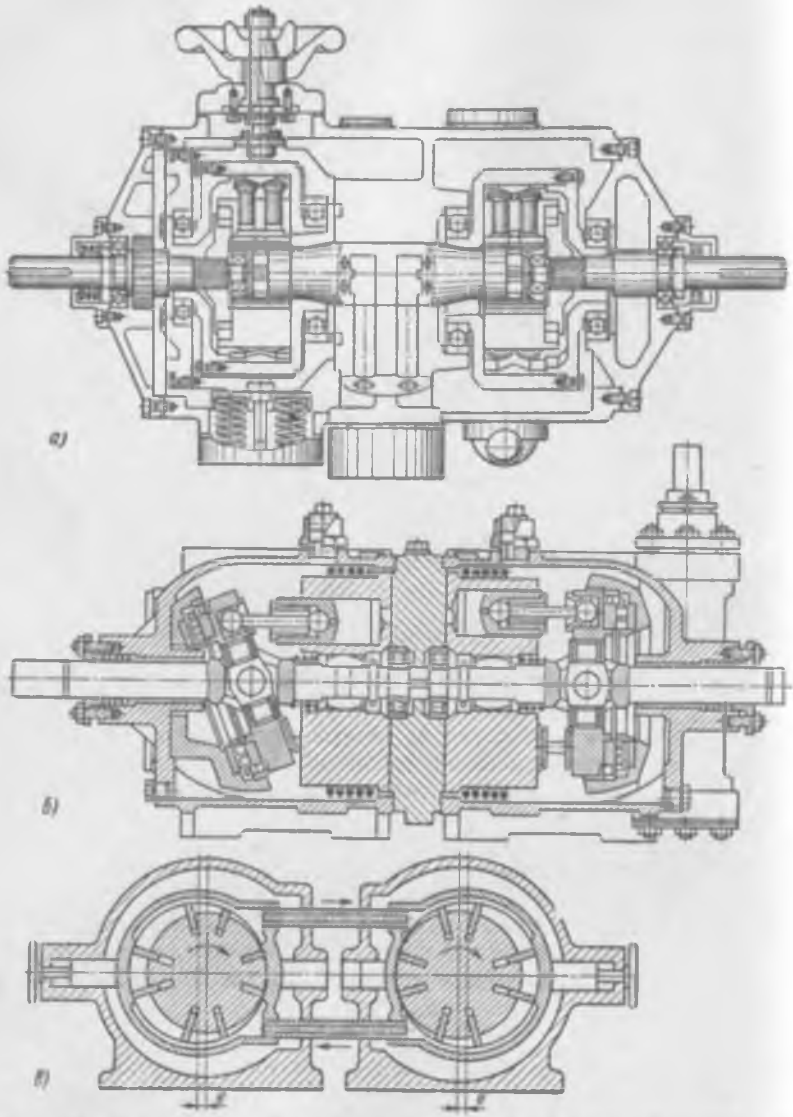


Рис. 159. Гидропередачи вращательного движения с насосом и гидромотором радиального (*а*), аксиального (*б*) и пластинчатого (*в*) типов

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Объемная гидропередача (гидропривод) вращательного движения (трансмиссия) состоит из насоса и гидромотора, а также гидроаппаратуры управления. Конструктивно она может быть выполнена в виде единого агрегата, включающего насос и гидромотор той или иной конструкции (нераздельное исполнение) (рис. 159, *а* и *б*), либо в виде отдельных насоса и гидромотора, соединенных трубопроводами (раздельное исполнение) (рис. 159, *в*; см. также рис. 2, *б* и *в*).

На рис. 160 показана конструкция передачи нераздельного исполнения с насосом и гидромотором пластинчатых типов. Ведение пластин осуществляется с помощью расположенных по их торцам двух роликов *m*, помещенных в круговые проточки на боковых крышках ротора *b*. Жидкость распределяется с помощью окон на цилиндрической цапфе *k*. Радиальный зазор между пластинами и статорным кольцом (барабаном) герметизирован с помощью металлических цилиндрических прутков, поверхность которых срезана по кривизне барабана.

В машиностроении распространены передачи вращательного движения относительно небольших мощностей (до 50—100 *л. с.*), причем применяются преимущественно аксиально-поршневые типы насосов и гидромоторов. Однако в других отраслях техники применяют как поршневые машины аксиальных и радиальных типов, так и пластинчатые, винтовые и др. Мощность передач некоторых установок (прокатных станов, тепловозов и др.) доходит на номинальных режимах работы до 2000—3000 *л. с.* Максимальное число оборотов обычно колеблется от 3600 — для малых мощностей до 350 в минуту — для больших мощностей; минимальное число оборотов составляет 5 в минуту; точность регулирования выходной скорости — около 5%.

Регулирование скорости гидропередачи

При средних и выше мощностях ($N > 10$ *л. с.*) распространена система регулирования выходной скорости передачи с использованием объемных насоса и гидромотора, один из которых (см. рис. 159, *а* и *б*) или оба (см. рис. 159, *в*) являются гидромашиной с регулируемым рабочим объемом.

В системах гидроавтоматики широко применяется объемное регулирование с помощью двухкаскадного усилителя типа сопло—заслонка.

На рис. 161 представлена принципиальная гидравлическая схема подобной гидропередачи, состоящей из регулируемого насоса *9*, управляемого с помощью гидроусилителя типа сопло—заслонка *2* с электромеханическим преобразователем *1* и нерегулируемого гидромотора *13*.

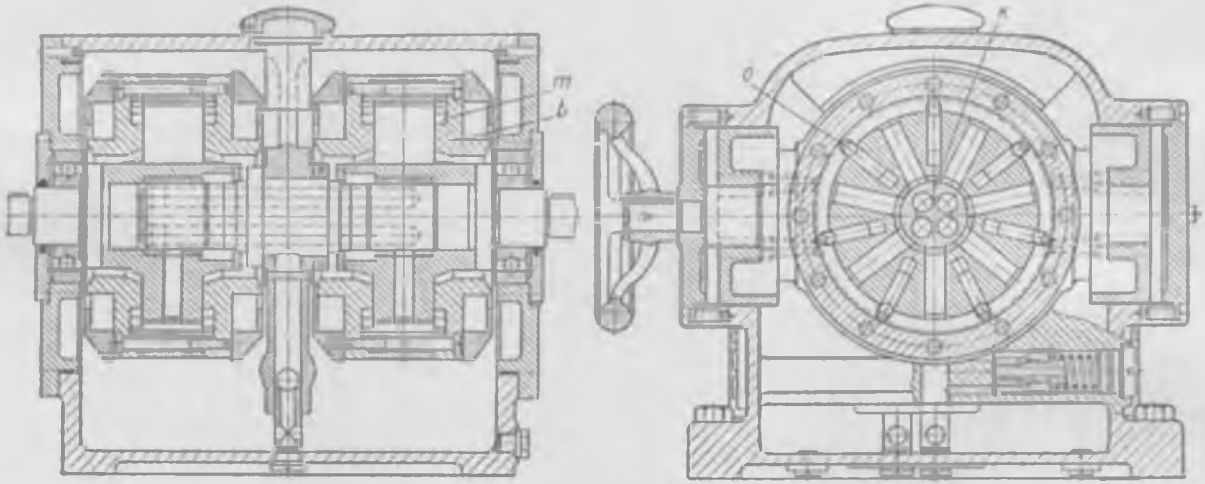


Рис. 160. Конструкция гидропередачи с насосом и мотором пластинчатых типов

При смещении заслонки *2* из среднего положения равенство давлений под поршнями *4* и *17* будет нарушено, и плунжер *3* распределительного золотника сместится на некоторую величину, пропорциональную углу поворота заслонки.

При среднем положении плунжера *3* жидкость в цилиндры *5* и *16* поступать не будет.

Если давление в цилиндрах *5* и *16* одинаково, то рычаг *8* управления поворотом люльки будет находиться в среднем положении.

Жесткая обратная связь на поршни *4* и *17* осуществляется с вала *11* люльки насоса с помощью качающегося рычага *10* и рамы *7*.

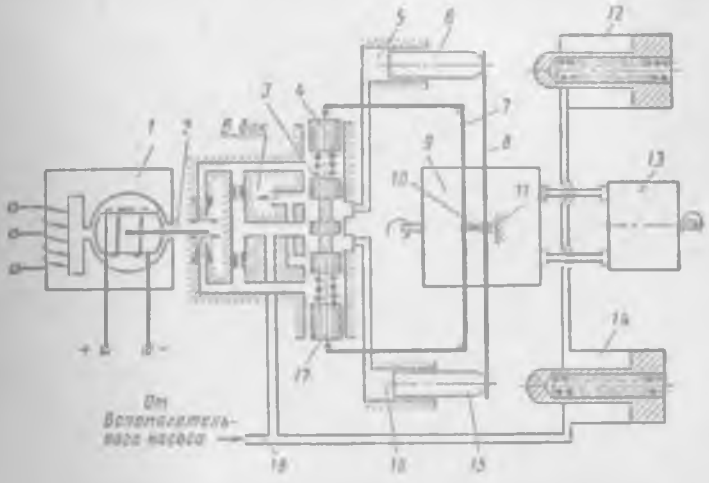


Рис. 161. Схема регулирования гидропередачи (трансмиссии) с насосом и мотором аксиальных типов

Цилиндры *12* и *14* предназначены для установки люльки при потере давления в магистрали *17* (питаемой вспомогательным насосом) в среднее положение, осуществляемой при помощи пружин. При наличии магистрали давления эти поршни, утапливаясь в цилиндры, отжимаются от рычага *8*, обеспечивая свободу перемещения последнего под действием поршней *6* и *15*.

Опыт показывает, что в электромеханическом преобразователе, выполненном в виде поворотных электромагнитов, угол поворота якоря (1°) строго пропорционален напряжению на управляющей обмотке электромагнита.

Скоростная характеристика гидропривода. Теоретическое число оборотов вычисляют из условий равенства объемов, описываемых рабочими элементами насоса и мотора (поршнями, лопастями и пр.) в единицу времени:

$$Q_{т.н} = Q_{т.м} \text{ или } q_н n_н = q_м n_м. \qquad (327)$$

Отсюда теоретическое число оборотов мотора

$$n_м = n_н \frac{q_н}{q_м}, \tag{328}$$

где $Q_{т.н}$ и $Q_{т.м}$ — объемы, описываемые рабочими элементами насоса и гидромотора в минуту [см. выражение (131)];

$n_н$ — число оборотов насоса в минуту;

$q_{т.н}$ и $q_{т.м}$ — рабочие объемы насоса и гидромотора (расчетная производительность за один оборот).

Выражения для теоретической мощности $N_{теор}$ и крутящего момента $M_{теор}$ на выходном валу мотора [см. выражения (141) и (143)] имеют вид

$$N_{теор} = k\Delta p Q_{т.м} = \frac{M_{теор} n_м}{716{,}2}; \tag{329}$$

$$M_{теор} = 716{,}2 \frac{N_{теор}}{n_м} = 716{,}2 \frac{k\Delta p Q_{т.м}}{n_м}, \tag{330}$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления в моторе;

p_1 и p_2 — давление жидкости у входа в мотор и на выходе из него;

k — коэффициент размерности.

На основании выражения (199) можно написать для поршневых насоса и мотора аксиальных типов

$$n_м = n_н \frac{q_н}{q_м} = n_н \frac{\operatorname{tg}\gamma_н}{\operatorname{tg}\gamma_м} \cdot \frac{D_н d_н^2 z_н}{D_м d_м^2 z_м}. \tag{331}$$

При регулировании выходной скорости (вала мотора) путем изменения рабочего объема $q_н$ насоса при постоянном рабочем объеме $q_м$ гидромотора получим при постоянном перепаде давления жидкости переменную мощность $N_{теор}$ и постоянный крутящий момент $M_{теор}$ на валу мотора (потерями мощности пренебрегаем) [см. выражения (138)—(141)], а при регулировании рабочего объема мотора при постоянном рабочем объеме насоса — постоянную мощность и переменный крутящий момент на валу мотора.

При применении насоса и гидромотора переменных (регулируемых) расходов (рабочих объемов) расширяется диапазон регулирования, а также возможность выбора выходных характеристик передачи по крутящим моментам и мощностям. Так, например, если выходную скорость регулировать изменением углов наклона шайбы насоса и гидромотора, то теоретически подобный привод будет иметь неограниченный диапазон чисел оборотов — от бесконечно малого до бесконечно большого [см. выражение (331)]. Однако если выходной вал гидромотора нагружен, то регулирование можно осуществить лишь в определенных пределах выходных скоростей, вне которых угловая скорость не будет изменяться пропорционально изменению установки угла $\gamma_м$ регули-

рования. Минимальной величиной рабочего объема мотора будет значение, при котором развиваемый им крутящий момент способен преодолеть как сопротивление трения в моторе, так и нагрузку, приложенную к его валу.

В равной мере при некоторых малых значениях рабочего объема насоса (малом угле $\gamma_н$) вращение вала мотора может прекратиться из-за перетеканий жидкости из рабочих полостей насоса и мотора в нерабочие, а также из-за утечек ее в резервуар. Это наступит при такой величине $\gamma_н$, при которой объем, описываемый рабочими элементами $q_н$, будет равен утечкам жидкости в системе при данном давлении (см. стр. 130).

Изложенное выше иллюстрируется расчетным (сплошные линии) и практическим (штриховые линии) графиками статических характеристик передачи, представленными на рис. 162, *б*. Кривые M, N, и n соответственно выражают изменения крутящего момента, мощности и числа оборотов выходного вала передачи в зависимости от параметров $\frac{\gamma_н}{\gamma_{нmax}}$ и $\frac{\gamma_м}{\gamma_{мmax}}$, причем индексы m и $ф$ соответственно обозначают теоретические и фактические значения. Зона *а* соответствует регулированию передачи по насосу при $\gamma_м = \text{const}$ и зона *б* — регулированию гидромотора при $\gamma_н = \text{const}$. При совместном применении обоих способов регулирования одновременно изменяются две величины — выходная скорость и крутящий момент, развиваемый на валу мотора.

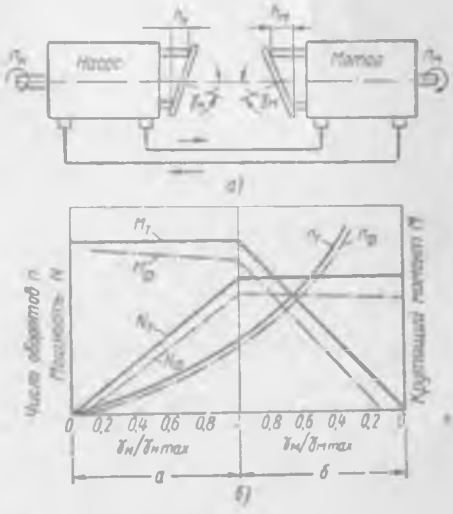


Рис. 162. Схема и кривые регулирования гидропередачи

Если скорость и рабочие объемы насоса и мотора постоянны, то скорость вала мотора будет также постоянной, и при герметичности гидросистемы и жесткости ее компонентов она не будет зависеть от величины нагрузки, приложенной к валу мотора, а также от числа его оборотов. В этом случае изменение нагрузки вызывает лишь изменения давления в трубопроводе, соединяющем насос и мотор.

Согласно выражению (138) это давление пропорционально величине указанной нагрузки: $\Delta p = \frac{2\pi M_{теор}}{q_м}$.

Если угловая скорость насоса постоянна, то перепад Δp давления определяется отношением полного момента сопротивления на выходном валу к рабочему объему мотора. В статическом режиме полный момент сводится, если пренебречь трением, к моменту внешнего сопротивления, к которому при динамическом режиме добавляется момент инерционной нагрузки.

Практически при удовлетворительном к. п. д. насос можно регулировать в диапазоне скоростей 50 : 1, а гидромотор — в диапазоне скоростей 10:1. Общий же диапазон регулирования передачи с регулируемым насосом и гидромотором достигает в отдельных случаях при практически допустимом снижении к. п. д. значения 1000:1.

К. п. д. гидропередачи

Потери мощности в гидропередаче, состоящей из насоса и мотора, равны сумме объемных и механических (включая гидравлические) потерь, а следовательно, полный к. п. д. передачи равен произведению к. п. д. насоса и мотора.

Для гидропередач раздельного исполнения (см. рис. 2, *б* и *в*) должны быть учтены также потери мощности, обусловленные гидравлическим сопротивлением трубопроводов, по которым циркулирует жидкость, а также потери в местных сопротивлениях.

Эти потери мощности можно выразить гидравлическим к. п. д. передачи $\eta_{гидр}$.

Обозначив суммарные потери давления в трубопроводах (включая также и потери местных сопротивлений, расположенных на трубопроводах) через $\Delta p_{тр}$, можно написать (потерями на всасывание пренебрегаем)

$$\eta_{гидр} = \frac{p_н - \Delta p_{тр}}{p_н} = 1 - \frac{\Delta p_{тр}}{p_н}, \qquad (332)$$

где $p_н$ — давление на выходе из насоса;

$\Delta p_{тр} = \Delta p_н + \Delta p_{сл}$ — суммарные потери давления в нагнетательном ($\Delta p_н$) и сливном ($\Delta p_{сл}$) трубопроводах (включая местные сопротивления).

Для передачи нераздельного исполнения последний вид потерь включается в механические потери насоса или мотора в зависимости от места измерения давления жидкости.

Очевидно, потери на пути от точек, в которых измерялись давления, до рабочих камер насоса и мотора, а также потери в сливных и всасывающих каналах войдут в механические потери последних, учитываемые механическим к. п. д.

В соответствии с этим полный к. п. д. передачи

$$\eta_{полн} = \eta_{об.\,н}\eta_{об.\,м}\eta_{мех.\,н}\eta_{мех.\,м}\eta_{гидр} = \eta_{об.\,пер}\eta_{мех.\,пер}\eta_{гидр},$$

где $\eta_{об.\,пер}$ и $\eta_{мех.\,пер}$ — объемный и механический к. п. д. передачи.

Величина полного к. п. д. определяется отношением выходной мощности на валу гидромотора к приводной мощности (на валу насоса):

$$\eta_{полн} = \frac{N_{эф.\,м}}{N_{пр.\,н}}, \qquad (333)$$

или

$$\eta_{полн} = \frac{M_{тор.\,м}}{M_{пр.\,н}},$$

где $N_{эф.\,м}$ и $N_{пр.\,н}$ — измеренные мощности на валу гидромотора и насоса;

$M_{тор.\,м}$ и $M_{пр.\,н}$ — измеренные крутящие моменты на валу гидромотора и насоса.

Объемный к. п. д. передачи

$$\eta_{об.\,пр} = \eta_{об.\,н}\eta_{об.\,м} = \frac{n_{м.\,эф}}{n_{м.\,теор}}, \qquad (334)$$

где $\eta_{м.\,эф}$ и $\eta_{м.\,теор}$ — эффективное и теоретическое число оборотов гидромотора (соответствующее $Q_{т.\,н}$).

Эффективная мощность на выходном валу гидромотора

$$N_{м.\,эф} = N_{пр.\,н}\eta_{полн}, \qquad (335)$$

где $N_{пр.\,н}$ — мощность на валу насоса (приводная мощность).

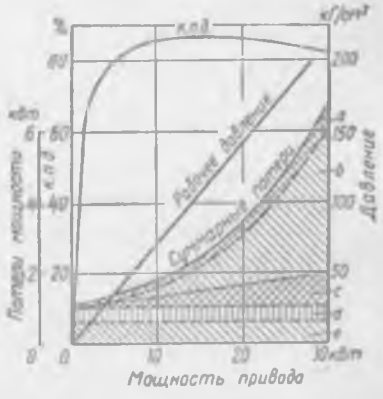


Рис. 163. Характеристика гидропередачи с насосом и гидромотором аксиально-поршневых типов

При расчетах передачи механический к. п. д. поршневого насоса или мотора средней мощности (10—30 *л. с.*) можно принимать равным 90—96% и объемный к. п. д. — 96—98% при номинальных режимах работы и давления 150—200 *кГ/см²*. Полный к. п. д. передачи обычно равен 80—85%, хотя в отдельных случаях он достигает 90—94%.

На рис. 163 приведены опытные характеристики аксиально-поршневой гидропередачи мощностью 30 *квт*, насос и гидромотор которой имеют равные размеры и угол наклона регулирующей шайбы 18,5°; число оборотов 1000 в минуту; регулирование мощности достигается изменением давления жидкости. Объемные потери на всасывании насоса (*e*) и потери, обусловленные трением жидкости (*d*), выражаются прямоугольными площадками. Следовательно, эти потери не зависят от мощности передачи. Механические потери (*c*), а также потери вследствие утечек (*в*) и сжимаемости (*a*) жидкости зависят от величины ее давления.

Гидропередачи постоянной скорости

Рассмотренная передача может быть также применена в тех случаях, когда необходимо обеспечить постоянное число оборотов на ее выходном валу при переменном числе оборотов на валу насоса. К подобным случаям относится, к примеру, приведение во вращение генераторов переменного тока самолетов, числа оборотов двигателей которых могут изменяться в широком диапазоне (примерно 4 : 1) в зависимости от условий полета самолета.

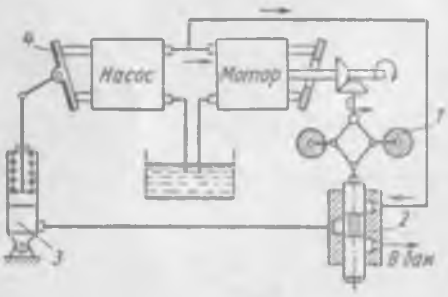


Рис. 164. Схема гидропередачи (привода) стабильных выходных оборотов

Принципиальная схема гидропередачи стабильных оборотов с центробежным регулятором скорости приведена на рис. 164. Передача состоит из насоса, устанавливаемого на фланце авиационного двигателя, и гидромотора, вал которого соединен с приводимым электрогенератором.

При изменении (рассогласовании) выходной скорости гидромотора связанный с ним центробежный регулятор *1* воздействует на плунжер распределительного золотника *2*, который, подавая жидкость в полость цилиндра *3* механизма регулирования производительности (угла наклона шайбы *4*) насоса, ликвидирует рассогласование, поддерживая тем самым выходную скорость гидромотора постоянной.

Гидромеханическая передача

Как известно, к. п. д. гидропередачи, состоящей из регулируемого насоса и нерегулируемого гидромотора, имеет максимальное значение лишь при определенном режиме работы (определенном расходе жидкости), при отклонении от которого к. п. д. уменьшается. Следовательно, рациональной будет такая схема гидропередачи, в которой передача мощности генератору происходила бы в основном по каналу механической передачи, и лишь небольшая часть по гидравлическому каналу, через который добавляется или отнимается разница в скоростях, чем стабилизируется скорость выхода, в соответствии с колебаниями скорости входа.

Одна из распространенных схем передачи подобного типа с планетарным механизмом и регулируемым реверсивным насосом приведена на рис. 165, *а*. Гидропередача предназначена для подачи дифференциальной скорости, когда число оборотов привод-

ного вала насоса выше или ниже заданного (требуемого) среднего числа его оборотов. В этом случае гидромотор, питаемый от насоса, находящегося на входном валу *1* планетарного механизма *2*, вращаясь в ту или иную сторону, ускоряет или замедляет число оборотов выходного вала *3* планетарного механизма. Производительность насоса, а следовательно, и число оборотов вала *4* гидромотора, сообщающего дополнительную скорость выходному валу *3*

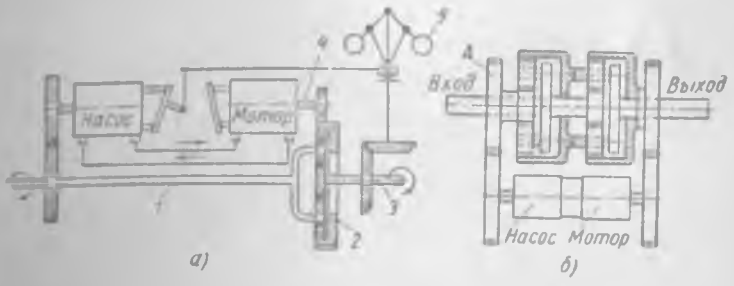


Рис. 165. Схемы гидромеханических передач

планетарного механизма, регулируют центробежным *5* или электрогидравлическим устройством.

На рис. 165, *б* показана передача с двумя дифференциальными (планетарными) механизмами, преимуществом которой является то, что она позволяет осуществить более рациональное распределение мощности между механическим и гидравлическим каналами. В такой схеме можно создать для насоса и гидромотора режимы работы, близкие к оптимальным, а следовательно, получить максимальный к. п. д. передачи, величина которого может быть доведена до 0,85.

Гидродифференциальная гидропередача

Дифференцирование в рассматриваемой передаче мощности можно также осуществить чисто гидравлическим способом. Схема подобной передачи представлена на рис. 166. Насос *2* (регулируемая часть) и мотор *1* (нерегулируемая часть) либо вращаются как одно целое, либо мотор вращается с меньшей или большей скоростью, чем насос. При нулевом угле наклона шайбы *3* насоса *2* (нейтральное положение) гидромотор жестко связывается с насосом через жидкость, запертую в их цилиндрах, причем «проскальзывание» валов насоса *4* и мотора *5* определится объемными утечками жидкости, запертой в цилиндрах.

При наклоне шайбы насоса в какую-либо сторону гидромотор будет получать, помимо основного движения вместе с насосом, еще и относительное движение, которое в зависимости от направления подачи насоса будет либо ускоряющим, либо замедляющим

основную скорость выходного вала *5*. В первом случае насос 2 подает жидкость в рабочую полость гидромотора *1*, а во втором — рабочая полость гидромотора соединяется с нерабочей (всасывающей) полостью насоса, поэтому часть жидкости из рабочей полости гидромотора будет забираться насосом. Вследствие этого вал гидромотора будет «проскальзывать» относительно вала насоса, который в данном случае действует как гидромотор, возвращая приводному двигателю часть забираемой от него мощности, в результате число оборотов вала гидромотора уменьшится.

На рис. 167 показана схема передачи гидродифференциального типа с аксиально-поршневым насосом и гидромотором с наклонным расположением цилиндров. Поршни несут на внешних концах плоские бронзовые подпятники (башмаки), которыми опираются на наклонную шайбу (см. также рис. 84). Распределение жидкости осуществляется с помощью плоских стальных золотников (см. рис. 89—90), рабочие поверхности которых покрыты баббитом (толщиной 0,3—0,5 *мм*). Ротор изготовлен из стали 18ХНВА, в цилиндры запрессованы бронзовые втулки, в которых скользят плунжеры. Насос питается от вспомогательного насоса подпитки жидкостью под давлением 7 *кГ/см*^{2}.

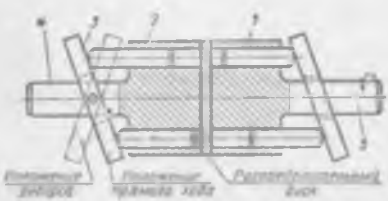


Рис. 166. Принципиальная схема передачи гидродифференциального типа

На рис. 168, *а* показана схема подобной гидропередачи радиального типа. Поршневой блок *2* насоса *7* связан с входным валом *1*, а блок *3* гидромотора — с выходным валом *6*. Величины ходов поршней насоса и гидромотора, т. е. их рабочие объемы определяются величинами эксцентрицитета блоков по отношению к осям направляющих колец *3* и *4*.

Величина эксцентрицитета насоса не регулируется и определяется положением направляющего кольца *3*, связанного с цилиндровым блоком гидромотора, относительно оси цилиндрового блока насоса. Величину эксцентрицитета гидромотора можно изменять путем радиального смещения направляющего кольца *4* с помощью какого-либо регулятора, воздействующего на толкатели *5*. При нулевом эксцентрицитете гидромотора входной и выходной валы будут связаны жидкостью, заключенной в цилиндрические насосы, и весь узел будет вращаться как одно целое. Подобное положение кольца *4* будет соответствовать редукции передачи 1:1. При наличии же эксцентрицитета выходной вал гидромотора будет получать через жидкость замедление или ускорение в зависимости от знака эксцентрицитета: при эксцентрицитете того же знака, что и эксцентрицитет насоса, скорость выходного вала будет больше скорости входного вала и наоборот.

Рис. 104. Гидравлический механизм переключения передач

Подобные передачи применяют также с регулированием гидромотора и насоса, которое осуществляется перемещением общего направляющего кольца. На рис. 168, *б* схематически показаны различные положения направляющего кольца, которые соответствуют: остановка гидромотора (положение *I*); редукция 2:1 (положение *II*) и редукция 1:1 (положение *III*). Упрощенный вариант передачи этого типа с шариковыми «поршнями» представлен на рис. 168, *в*.

Гидравлическая схема гидродифференциальной передачи самолетного электрогенератора с постоянной скоростью выходного вала показана на рис. 169. Цилиндровый блок *2* насоса приводится в действие от авиадвигателя через шестерни *1* и *7* с числом

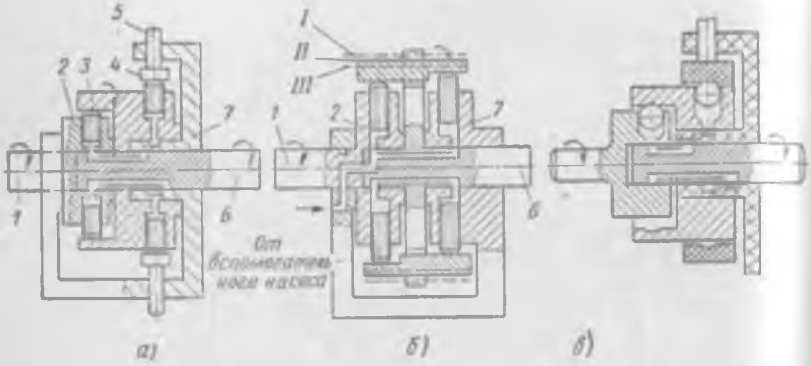


Рис. 168. Схемы гидродифференциальных передач радиального типа

оборотов, пропорциональным числу оборотов приводного (входного) вала *6*. Производительность насоса зависит от изменения угла наклона шайбы *4*, которое осуществляется гидроусилителем *3*. Датчиком служит золотник с электромагнитным приводом *5*, который, реагируя на изменение числа оборотов насоса. Тахогенератор электрогидравлического регулятора приводится в действие от червячной шестерни *8*.

Насос *10* обеспечивает смазку, а насос *9* служит для подкачки и питания механизма регулирования расхода основного насоса. В силовой линии передачи установлен переливной клапан (давление 17 *кГ/см²*), благодаря которому в ней поддерживается давление, необходимое для регулирования производительности насосной части и перемещения ее поршней.

Число оборотов выходного вала *11*, связанного с приводимым электрогенератором, равно 6000 в минуту; число оборотов входного вала *6*, связанного с авиационным двигателем, переменное — от 2400 до 9000 в минуту.

Преимуществом гидродифференциальной передачи последней схемы является возможность применения высоких чисел оборотов (до 18 000 *об/мин*), что позволило значительно уменьшить ее вес и габариты. Для этого насосную часть снабжают шестеренной парой, повышающей число оборотов до 18 000 в минуту. На вы-

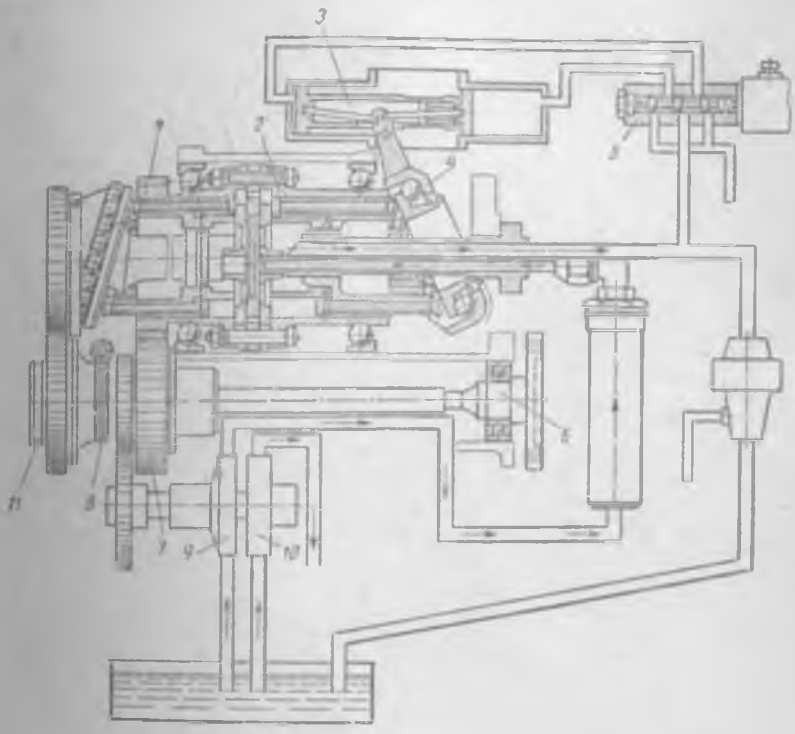


Рис. 169. Схема гидродифференциальной передачи с постоянной скоростью выходного вала

ходном валу применена шестеренная передача, понижающая число оборотов до требуемого значения.

Опыт показал, что дифференциальная гидропередача с центробежным регулятором и жесткой обратной связью обеспечивает стабильность оборотов в пределах ±5%.

Описанная передача применена для стабильного числа оборотов выходного вала 6 000 в минуту при изменении чисел оборотов входного вала от 2500 до 3500 в минуту. Мощность существующих передач этого типа 100—150 *л. с.*

ИСПЫТАНИЕ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

Испытание насосов. Все насосы подвергают обязательным испытаниям, при которых в основном снимаются объемные и механические характеристики и в некоторых случаях — характеристики по шуму и ресурсу работы.

Принципиальная гидравлическая схема установки для снятия объемных характеристик насоса показана на рис. 170, *а*. Насос *1*, приводимый через бесступенчатый редуктор *15*, забирает жидкость из бака, снабженного охладительным *11* и нагревательным *13* устройствами. Регулирование количества охлаждающей воды производят дросселем *8*. Температуру масла в баке измеряют термометром *14*.

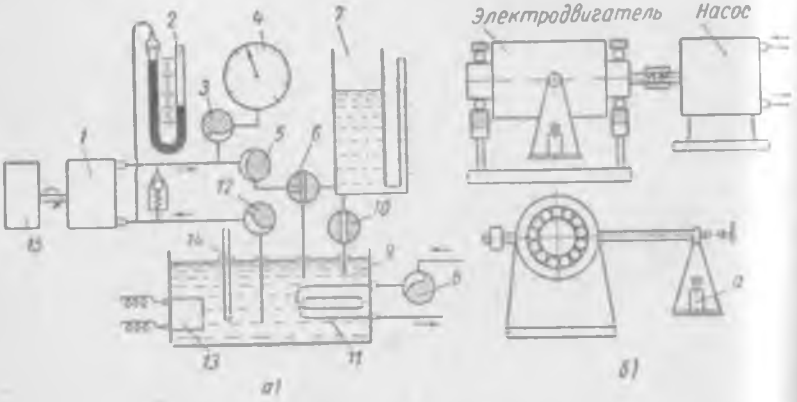


Рис. 170. Схемы установок для снятия объемных (*а*) и механических (*б*) характеристик насоса

От насоса рабочая жидкость через дроссель *5* и кран *6* переключения поступает в измерительный *7* либо в расходный бак *9*. Из измерительного бака *7* жидкость через кран *10* сливается в расходный бак.

На всасывающей магистрали насоса установлен дроссель *12* для регулирования сопротивления, величина которого измеряется с помощью манометра *2*. Давление на выходе измеряют манометром *4* (или каким-либо датчиком), в магистрали которого установлен демпфер (дроссель) *3*.

Момент вращения обычно измеряют при помощи балансировочной установки (рис. 170, *б*). Уравновешивание осуществляют при помощи груза *а* или пружинных весов. Последний способ имеет эксплуатационные преимущества перед первым.

При необходимости точных измерений применяют специальный тензометрический измеритель момента, устанавливаемый на

посредственно на валу, соединяющем насос с приводным двигателем.

Испытание гидромоторов. Для снятия характеристик крутящего момента гидромотора (двигателя) обычно применяют установку, схема которой показана на рис. 171, *а*. Насос *2*, приводимый с помощью электродвигателя *1*, питает гидромотор *3*, вал которого нагружается тормозным устройством *4*. Кран *5* служит для перевода насоса в режим холостого хода. В качестве тормозного устройства обычно используют фрикционный или гидравлический тормоз, причем последний отличается большей плавностью торможения и относительной простотой рассеивания тепла.

На рис. 171, *б* показана принципиальная схема испытательной установки с гидравлическим тормозом. Испытываемый гидромотор *1* связан с валом нагрузочного (тормозного) насоса *2*, корпус которого установлен на подшипниках качения, соосных с приводным валом. Нагрузка осуществляется с помощью дросселя *3* на выходе из насоса.

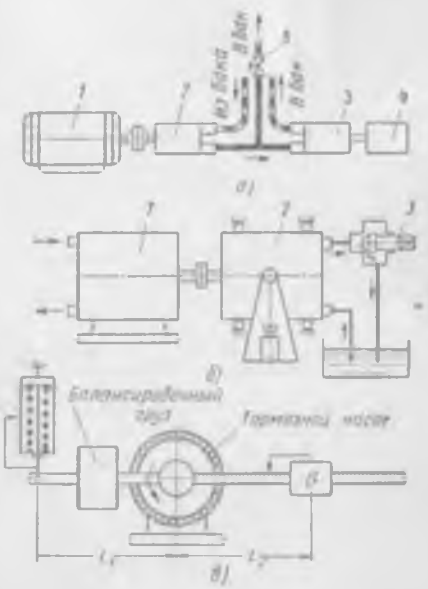


Рис. 171. Схемы установок для снятия механических характеристик насосов и гидромоторов

Для изменения момента нагрузки гидромотора может быть применена упрощенная установка, схема которой показана на рис. 171, *в*. Тормозной момент мотора уравновешивается грузом G, приложенным на плече L_2. Для повышения точности измерения, а также для практического удобства проведения испытаний дополнительно используются чувствительные пружинные весы (динамометр). Крутящий момент в основном уравновешивается грузом G, динамометр же воспринимает на себя лишь некоторую небольшую нагрузку.

Суммарный момент

$$M = GL_2 + PL_1,$$

где P — показание динамометра.

Для проверки теоретической (геометрической) производительности насоса его прокачивают вручную. Для этой цели может быть рекомендована схема, показанная на рис. 172, в которой

для устранения утечек жидкости из одной камеры насоса в другую обеспечено равенство статических напоров на сторонах всасывания и нагнетания. Для обеспечения примерного равенства статических напоров всасывания H_1 и подачи H_2 применяется расходный бачок a с большой свободной поверхностью жидкости.

Испытательная установка с регенерацией мощности. Недостатком рассмотренных испытательных установок, в которых насосы нагружаются дросселированием жидкости на выходе из насоса, а нагружение гидромоторов — при помощи какого-либо тормозного (нагрузочного) устройства (см. рис. 170, 171), является то, что вся потребляемая и развиваемая при этом мощность превращается в тепло. Поэтому при длительных испытаниях необходимо предусматривать охлаждающие устройства. Кроме того, в случае длительных испытаний насосов или моторов большой мощности непроизводительно расходуется (превращается в тепло) значительное количество энергии. Во многих же случаях (при испытаниях гидромашин мощностью в несколько сот и тысяч *л. с.*) эвакуация большого количества тепла чрезвычайно затруднительна. Рекуперирование же энергии при помощи электроагрегатов при испытании объемных гидромашин в большинстве случаев неприменимо ввиду того, что испытания обычно проводятся в широком диапазоне скоростей выходного вала.

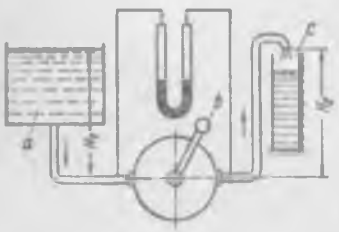


Рис. 172. Схема установки для ручной прокачки насоса

Практика показала, что наиболее рациональными являются испытательные устройства, построенные на принципе взаимного нагружения гидромашин (насоса и гидромотора) по замкнутому контуру. Очевидно, применение этого способа взаимного нагружения возможно для испытаний обратимых гидромашин.

При нагружении по замкнутому циклу отпадает необходимость в тормозных устройствах и значительно сокращается потребление электроэнергии, которая в этом случае расходуется лишь на компенсацию потерь ее в замкнутом испытательном контуре.

Энергия, требующаяся для компенсации ее потерь в испытательной установке, подводится либо к валам гидромашин, либо в соединяющие их трубопроводы. В первом случае подача энергии извне осуществляется путем подведения механической энергии к кинематически связанным между собой валам испытуемых гидромашин и во втором — через гидромагистрали, соединяющие испытуемые гидромашины путем подачи в них жидкости под давлением. Применяются также схемы, в которых энергия извне подводится одновременно обоими способами.

Регулирование режима работы (нагрузки и скорости вращения) осуществляется либо путем регулирования рабочего объема испытуемых гидромашин, либо с помощью дросселя (клапана), которым регулируется давление в напорной магистрали.

Принципиальная схема испытательной установки с механической компенсацией и объемным регулированием, применяемая в тех случаях, когда не требуется регулировать скорость вращения испытуемой машины, показана на рис. 173, *а*. Связанные между собой валы обеих гидромашин *Н* и *М* соединены непосредственно или через редуктор *3* с приводным электродвигателем *4*. Гидравлические машины соединены таким способом, что одна из них работает в насосном (*Н*) и вторая — в гидромоторном (*М*) режиме;

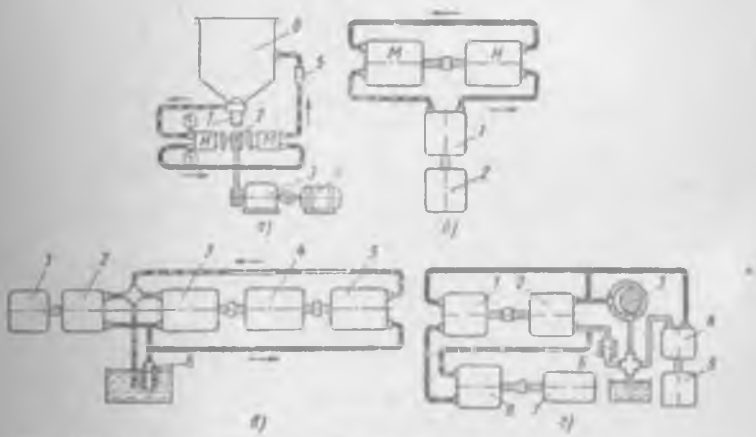


Рис. 173. Схемы установок для испытания насосов и гидромоторов с регенерацией мощности

мощность, развиваемая последней машиной (*М*), суммируется на валу первой машины (*Н*) с мощностью приводного электродвигателя *4*. Для этого жидкость от насоса *Н* направляется в гидромотор *М*, который будучи механически связан с насосом (*Н*), приводит его во вращение, возвращая тем самым энергию рабочей жидкости (за вычетом небольших потерь) на вал *2* привода насоса. Приводной электродвигатель *4*, соединенный тем или иным способом с валами гидромашин, в этом случае развивает мощность, затрачиваемую лишь на компенсацию потерь в системе испытательной установки.

В схеме предусмотрена возможность регулирования скорости, которая осуществляется при помощи вариатора (бесступенчатого редуктора) *3*. В системе установлен подкачивающий насос *1*, предназначенный для создания во всасывающей магистрали испытываемого насоса *Н* некоторого избыточного давления, величина

которого регулируется переливным клапаном (на схеме не показан).

Для обеспечения работы подобной системы рабочий объем насоса H должен быть больше объема гидромотора M на величину, необходимую для компенсации (с некоторым запасом) утечек жидкости.

Для измерения расхода жидкости применен расходомер 5. В случае необходимости в системе устанавливается охладитель жидкости.

В рассмотренной системе каждая из нерабочих магистралей соединена в целях улучшения рассеивания тепла с баком 6.

Расчеты установки сводятся в основном к определению объемных и механических характеристик.

Уравнение неразрывности потока жидкости в напорной магистрали может быть записано в виде

$$Q_н \eta_{об.\,н} = \frac{Q_м}{\eta_{об.\,м}}$$

или

$$q_н n_н \eta_{об.\,н} = \frac{q_м n_м}{\eta_{об.\,м}},$$

поскольку $n_н = n_м$, имеем

$$q_н \eta_{об.\,н} = \frac{q_м}{\eta_{об.\,м}}, \qquad (336)$$

где $Q_н$ и $Q_м$ — расчетные расходы машин (насоса и мотора);

$q_н$ и $q_м$ — регулируемые рабочие объемы насоса и мотора;

$n_н$ и $n_м$; $\eta_{об.\,н}$ и $\eta_{об.\,м}$ — числа оборотов и объемные к. п. д. насоса и мотора.

Из этого выражения находим рабочий объем $q_н$ насоса H:

$$q_н = q_м \frac{1}{\eta_{об.\,н} \eta_{об.\,м}}.$$

Поскольку знаменатель правой части последнего выражения представляет объемный к. п. д. всей установки $\eta_{об} = \eta_{об.н} \cdot \eta_{об.м}$, получим

$$q_н = q_м \cdot \frac{1}{\eta_{об}} \text{ или } \frac{q_м}{q_н} = \eta_{об}, \qquad (337)$$

т. е. требуемое отношение рабочих объемов мотора и насоса определится объемным к. п. д. испытательной установки.

При установке приводного электродвигателя непосредственно на валу гидромашин развиваемый им крутящий момент

$$M_д = \frac{M_н}{\eta_{мех.\,н}} - M_м \eta_{мех.\,м} = \frac{q_н \Delta p_н}{2\pi \eta_{мех.\,н}} - \frac{q_м \Delta p_м \eta_{мех.\,м}}{2\pi}, \qquad (338)$$

где $M_н = \frac{q_н \Delta p_н}{2\pi}$ и $M_м = \frac{q_м \Delta p_м}{2\pi}$ — расчетные значения крутящего момента насоса (H) и мотора (M) [см. выражение (138)];

$\eta_{мех.\,н}$ и $\eta_{мех.\,м}$ — механический к. п. д. насоса и мотора.

Принимая приближенно $\Delta p_н = \Delta p_м = \Delta p$, получим

$$M_э = \frac{\Delta p}{2\pi}\left(\frac{q_н}{\eta_{мех.\,н}} - q_м \eta_{мех.\,м}\right) = \frac{\Delta p q_н}{2\pi \eta_{мех.\,н}}\left(1 - \frac{q_м}{q_н}\eta_{мех.\,м}\eta_{мех.\,н}\right) =$$

$$= \frac{M_н}{\eta_{мех.\,н}}\left(1 - \frac{q_м}{q_н}\eta_{мех.\,м}\eta_{мех.\,н}\right). \qquad (339)$$

Поскольку $\eta_{мех.\,м} \cdot \eta_{мех.\,н} = \eta_{мех}$, где $\eta_{мех}$ — полный механический к. п. д. всей установки (насоса и мотора), а также учитывая выражение (337), можем написать

$$M_э = \frac{M_н}{\eta_{мех.\,н}}(1 - \eta_{об}\eta_{мех}) = \frac{M_н}{\eta_{мех.\,н}}(1 - \eta_{пол}), \qquad (340)$$

где $\eta_{полн} = \eta_{об}\eta_{мех}$ — полный к. п. д. обеих машин.

В том случае, если рабочий объем гидромотора не регулируется, то он должен быть меньше рабочего объема испытываемого насоса на величину утечек в установке.

Мощность на валу приводного электродвигателя определится выражением

$$N_э = \frac{N_н}{\eta_{мех.\,н}}(1 - \eta_{полн}), \qquad (341)$$

где $N_н$ — расчетная мощность испытываемой гидромашины (насоса) H.

Аналогичным путем можем получить выражения

$$M_э = M_м \eta_{мех.\,м}\frac{1 - \eta_{полн}}{\eta_{полн}}; \quad N_э = \frac{1 - \eta_{полн}}{\eta_{полн}} N_м \eta_{мех.\,м}. \qquad (342)$$

Следовательно, мощность на валу гидромашины, работающей в моторном режиме, в $\eta_{полн}$ раз меньше мощности гидромашины, работающей в насосном режиме.

В том случае, если привод машин осуществляется через промежуточные звенья (редукторы и пр., см. рис. 173, *а*), необходимо учесть механические потери в них. В частности для системы, показанной на рис. 173, *а*, к рассмотренным выше потерям добавляются потери в вариаторе (редукторе) *3* и клиноременной передаче.

В этом случае мощность на валу приводного электродвигателя

$$N_э' = \frac{N_э}{\eta_в \eta_р} \qquad (343)$$

где $\eta_в$ и $\eta_р$ — к. п. д. вариатора скорости и клиноременной передачи.

На рис. 173, *б* приведена схема системы замкнутого типа с подводом в систему гидравлической энергии.

Система состоит из связанных валами двух регулируемых объемных насоса *Н* и гидромотора *М*, а также вспомогательного насоса *1* с приводным электродвигателем *2*, с помощью которого в систему подается внешняя энергия.

Отношениями рабочих объемов $q_м/q_н$ машин, и перепадов давления $\frac{\Delta p_н}{\Delta p_м}$ определяется объемный и полный к. п. д. установки:

$$\frac{q_м}{q_н} = \eta_{об}; \quad \frac{\Delta p_н}{\Delta p_м} = \eta_{полн}. \tag{344}$$

Установка применяется при давлениях 350 *кГ/см*^{2} и выше.

Рассмотренные системы не могут быть применены для испытания двух нерегулируемых гидромашин с равными рабочими объемами, так как в основе принципа их работы заложено неравенство $q_н \neq q_м$.

Для испытаний нерегулируемых насосов применяется система дроссельного регулирования с механической компенсацией и параллельным питанием (рис. 173, *в*), а также система с сочетанием параллельного и последовательного питаний (рис. 173, *г*).

Первая система (см. рис. 173, *в*) состоит из двух нерегулируемых гидромашин (насосов) *3* и *5*, жестко связанных с приводным электродвигателем *4*. Вспомогательный насос *2*, приводимый электродвигателем *1*, включен в рабочую магистраль гидромашин *3* и *5* параллельно. Нагрузка осуществляется с помощью подпорного клапана *6*.

Эта система не допускает регулирования скорости вращения испытываемой машины.

В схеме с параллельным и последовательным питанием (рис. 173, *г*) испытываемые регулируемые гидромашины *1* и *2* связаны между собой валами, а также жидкостной магистралью.

Система снабжена регулируемым насосом *8*, приводимым электродвигателем *7*, и вспомогательным насосом *4* малой производительности, приводимым электродвигателем *5*. Нагружение испытываемых машин *1* и *2* осуществляется дросселем *3* и подпорным клапаном *6*, служащим для слива избытка жидкости, поступающей от машины *2* в насос *8*.

Нетрудно видеть, что путем изменения (регулирования) рабочих объемов машин, а также регулирования затяжки клапана *6* и регулирования дросселя *3* представляется возможным создать требуемые скоростной и силовой режимы работы испытываемых гидромашин *1* и *2*.

Практика показывает, что подобная установка допускает регулирование скорости от 5 до 1500 *об/мин*.

Шум в гидросистемах

Работа объемных насосов и ряда прочих агрегатов и элементов гидросистем сопровождается шумом, уровень которого является в большинстве случаев показателем совершенства их конструкции, а также характеристикой качества изготовления и монтажа. В частности показатель по шуму, издаваемому насосом, носит столь закономерный характер, что по его уровню представляется возможным оценивать, дополнительно к существующим методам контроля по гидравлическим и механическим параметрам, качество насоса. При некотором же значении уровня шума он служит сигналом о наличии в рабочем процессе насоса дефектов, могущих нарушить надежность его функционирования.

Поскольку в производственных условиях шум может представить угрозу для здоровья человека, при оценке его учитывают также санитарные требования.

Единицей для измерения шума принят децибел (*дб*), определяемый логарифмом отношения измеряемого звукового давления к условному (эталонному) давлению. Для ориентировочной оценки можно указать, что уровень шума внутри турбовинтового лайнера соответствует ~110 *дб*, внутри автомобиля при скорости движения 70 *км/ч* — 80 *дб* и разговорной речи на расстоянии 1 *м* — 60 *дб*. Уровень шума роторных поршневых насосов аксиальных и радиальных типов средних мощностей (15—20 *квт*) при давлении жидкости 200 *кГ/см²* и числах оборотов 2000—2500 в минуту соответствует 80—90 *дб*.

Возбудителями шума в гидравлических системах служат в основном колебательные процессы гидродинамического (колебания потока и давления) и механического (вибрации механических элементов) происхождений. К источникам шума гидродинамического происхождения относятся также процессы, имеющие место при кавитации жидкости.

Шум при работе насосов

Основным возбудителем (генератором) шума в гидравлических системах является в большинстве случаев насос. Частотный спектр возбуждаемого им шума состоит из негармонических составляющих, вызванных колебаниями давления жидкости и механическими колебаниями (вибрациями) деталей насоса.

Колебания давления в основном вызываются пульсацией потока жидкости, обусловленной законом перемещения рабочих органов (вытеснителей) насоса, а также особенностями рабочего процесса. Пульсации потока в результате гидравлического сопротивления выходной магистрали и сил инерции заполняющей ее упругой жидкости сопровождаются колебаниями давления, вызывающими вибрации (колебания) узлов самого насоса и элемен-

тов гидросистемы, которые, в свою очередь, сопровождаются звуковыми колебаниями. Частотная составляющая этих колебаний, кратная числу рабочих органов насоса (поршней и пр.) и числу его оборотов (плунжерная частота), является основной в спектре шума насоса. На эту частоту накладываются высокочастотные гармоники, а также частоты, вызываемые колебательным процессом в гидросистеме, и частоты, обусловленные прочими факторами (кавитацией жидкости в насосе, колебаниями подшипников и пр.). В результате развивается сложный колебательный процесс и соответственно — сложный звуковой спектр с широким диапазоном частотных составляющих, многие из которых в несколько (15÷20) раз превышают периодичность работы плунжеров насоса.

На рис. 174, *а* в качестве примера приведена спектрограмма шума в $^1/_3$ октавной полосы, обусловленного волной давления на

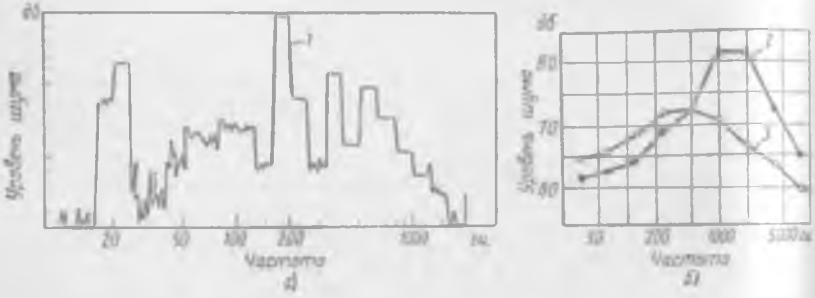


Рис. 174. Спектр шума (звукового давления) в $^1/_3$ октавной полосы волны давления многопоршневого роторного насоса *1* и характеристики шума, возникающего в пластинчатом *2* и роторном аксиально-поршневом *3* насосах

выходе многопоршневого насоса, осциллограмма которой была приведена на рис. 57, *в*. На рис. 174, *б* показаны характеристики шума в аксиально-поршневом *2* и пластинчатом *3* насосах. Основной (плунжерной) частотой этих насосов является частота 250 *гц*. Имеющиеся здесь гармоники частот в 1000 и 2000 *гц* обусловлены колебаниями подшипников качения и пластин.

С плунжерной частотой происходят также колебания давления, вызванные пульсацией потока, происходящей при переходе рабочей камеры насоса через перевальную разделительную перемычку между окнами всасывания и нагнетания.

Механизм возникновения последних колебаний применительно к роторным аксиально-поршневым насосам с плоским распределительным диском (см. рис. 73) можно схематически представить в следующем виде. После того как цилиндр с замкнутой в нем жидкостью пройдет через перевальную (разделительную) перемычку распределителя, он вступит в соединение с соответствующим ок-

ном (полостью) нагнетания или всасывания насоса. Если в момент этой коммутации давление в цилиндре будет отличаться от давления в окне, с которым он соединяется, то произойдет мгновенное выравнивание давления, сопровождаемое ударными явлениями («выстреливанием» рабочих камер) и соответственно звуковым эффектом. В частности, в момент коммутации цилиндра с окном нагнетания возникнет обратный поток жидкости в цилиндр из этого окна, сопровождающийся забросом давления (гидравлическим ударом) в цилиндре, что, в свою очередь, вызовет колебания нагруженных деталей насоса. Образование указанной волны давления повторяется при каждом последующем такте.

Колебания давления в камерах насоса, обусловленные обратным потоком жидкости, распространяются через жидкость в напорную магистраль гидросистемы и в ее отводы, возбуждая в них волновые процессы и вибрации механических элементов системы (трубопроводов и пр.).

Размах колебаний давления при указанном волновом процессе и соответственно уровень вибраций и возбуждаемого шума зависят в основном от мгновенной мощности обратного потока жидкости при выравнивании давлений, определяемой, в свою очередь, перепадом давления в цилиндре и окне нагнетания, а также полнотой заполнения цилиндра жидкостью при проходе им зоны всасывания и характером его канализации при переходе через перевальную перемычку. Очевидно, если цилиндр отсечь при всасывающем ходе его поршня от окна всасывания задолго до прихода к нейтральному (мертвому) положению, то цилиндр не будет полностью заполнен жидкостью, ввиду чего забросы давления, вызванные обратным потоком жидкости, могут быть значительными. Этим условиям соответствует превышение угла упреждения φ_1 (для данного направления вращения цилиндрового блока) над углом запаздывания φ_2 в распределении ($\varphi_1 > \varphi_2$; см. рис. 73, *б*).

Аналогичное явление будет наблюдаться также в случае работы насоса в режиме жидкостного «голодания» при всасывании, в результате которого рабочие его камеры будут также приходить к полости нагнетания заполненными жидкостью частично.

Обратный поток жидкости из нагнетательной полости насоса в рабочую камеру и сопровождающие его забросы давления будут наблюдаться, хотя и в меньшей мере, также и в случае полного заполнения цилиндров жидкостью при проходе зоны всасывания. Обратный поток в этом случае вызывается тем, что для сжатия заключенной в цилиндре жидкости до выходного давления в него из полости нагнетания насоса должен поступить некоторый объем жидкости, величина которого определится в основном перепадом давления в полостях всасывания и нагнетания насоса, а также приведенным модулем объемной упругости жидкости (рабочей среды) и объемом цилиндра.

Описанный механизм образования шума применим и к насосам иных типов.

Имеют также место специфические для конкретного типа насосов источники шума. В частности корпусы шестеренных и пластинчатых насосов служат элементом объемного механизма, ввиду чего колебания давления в них вызывают вибрации корпусов, могущие служить дополнительным фактором, повышающим шум.

В шестеренных насосах более сложно, чем в насосах иных типов, регламентировать закон изменения давления в защемленном объеме, вследствие чего скачки давления («выстреливание» рабочих камер) могут достигать в них высоких значений.

По этой причине шестеренные насосы обычно отличаются от поршневых более высоким шумом. Практика показывает, что

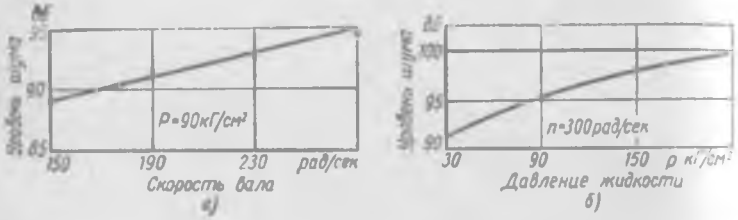


Рис. 175. Кривые уровня шума аксиально-поршневого насоса в зависимости от скорости вращения вала и давления жидкости

шум серийных прямозубых шестеренных насосов мощностью до 10 *квт* находится при давлении 100 *кГ/см²* и 1 500 *об/мин* в пределах 80—90 *дб*. С увеличением давления и числа оборотов он повышается, достигая значений 110 *дб* и выше.

Значительное место в спектре шума насосов занимают составляющие, обусловленные колебаниями (вибрацией) нагруженных деталей (приводных валиков, подшипников, рычагов и пр.). В частности в аксиальных поршневых насосах такими деталями являются узлы привода блока цилиндров и поршней, в особенности при наличии в них люфтов. Источниками шума насосов последнего типа с автоматическим регулированием подачи зачастую служат также колебания механизма регулирования, которые сопровождаются пульсацией подачи и соответственно колебаниями давления на выходе насоса.

На уровень и спектр шума насосов влияет также ряд прочих факторов и в первую очередь угловая скорость вала и давление жидкости на выходе (рис. 175, *а* и *б*).

В шестеренных насосах шум в значительной мере обусловлен соударением зубьев, находящихся в зацеплении, и вибра-

шей самих зубьев. С увеличением нормального люфта в зацеплении уровень шума повышается. Резкое повышение уровня шума наблюдается при работе шестеренного насоса в режиме жидкостного голодания при всасывании, характерном резкими колебаниями давления на выходе, сопровождаемыми интенсивными соударениями зубьев, находящихся в зацеплении и вибрацией прочих деталей. Соударение зубьев дает составляющую спектра шума с частотой, кратной произведению числа оборотов насоса на число зубьев, вибрация же зубьев дает высокочастотную составляющую, являющуюся частотой их собственных колебаний.

Уровень и спектр шума в гидросистеме в значительной мере определяются работой дроссельных и распределительных устройств и предохранительных клапанов.

Шум в дросселе вызывается в основном завихрениями жидкости и кавитационными явлениями при выходе жидкости из дроссельных каналов. Шум возникает при этом в результате местных высокочастотных пульсаций давления (гидравлических микроударов), вызванных непрерывным образованием и разрушением пузырьков пара и воздуха (газа). Вследствие высокой повторяемости этих кавитационных гидроударов шум этого происхождения происходит на частотах высших составляющих (до 20 000 *гц*).

Значительное место в спектре шума гидросистем занимает шум предохранительных и редукционных клапанов. Шум клапанов обусловлен в основном вибрацией пружины и колебаниями затвора клапана, а также гидродинамическим колебательным процессом.

С точки зрения последнего фактора предохранительный клапан подобен дросселю — в нем также имеют место завихрения и кавитационные явления.

В случае, если клапан не имеет демпфера, его затвор при некотором открытии и амплитуде колебаний может ударяться о седло, в результате при известных условиях, определяемых в основном силами инерции движущихся частей клапана и жидкости, заполняющей сливной трубопровод и упругости последней, могут возникнуть резонансные явления, при которых забросы давления могут в несколько раз превышать давление регулировки.

Развивающиеся при этом колебания давления в клапане распространяются через жидкость по гидравлическим магистралям, вызывая вибрации трубопроводов и прочих конструктивных элементов гидросистемы, сопровождаемые звуковыми колебаниями.

Следует избегать наличия в каналах гидроагрегатов острых кромок и незакругленных углов, в особенности при высоких (> 6 *м/сек*) скоростях течения жидкости, при которых создаются

завихрения и сопровождающие их местные высокочастотные колебания давления, служащие источником вибрации и шума. Изменения сечения каналов должны быть плавными, входные же и выходные каналы должны иметь закругления или фаски.

При некоторых условиях работы гидросистемы возбудителями шума могут служить также волновые процессы в нагнетательных трубопроводах, обусловленные пульсацией потока упругой жидкости на выходе насоса и наличием в них местных сопротивлений.

Вероятность возникновения такого процесса особенно реальна в том случае, если на начальном участке нагнетательного трубопровода, на расстоянии от насоса, равном или кратном некоторой резонансной длине L размещены какие либо емкости (фильтры, гидроаккумуляторы и пр.), могущие способствовать созданию волнового процесса. Этот процесс обусловлен накладыванием прямых волн пульсирующего давления, движущихся от насоса на волны, отражаемые этими элементами.

В том случае, если длина волны пульсирующего давления становится соизмеримой с длиной этого участка трубопровода, может возникнуть резонансный режим (волновой резонанс), при котором пики давления достигают 3—4-кратной величины номинального значения, а частоты пульсаций — в 10 и более раз превышать плунжерную частоту.

Указанная длина до первого резонансного максимума, который обычно проявляется наиболее явно, может быть вычислена в общем случае по выражению

$$L = \frac{l}{2} = \frac{a}{2f},$$

где $a = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\rho}}$ — скорость звука в жидкости, заполняющей трубу (скорость волны давления в трубе);

$E_{пр}$ — приведенный объемный модуль упругости трубопровода, заполненного данной жидкостью;

γ и $\rho = \frac{\gamma}{g}$ — объемный вес и массовая плотность жидкости;

g — ускорение силы тяжести;

$l = \frac{a}{f}$ — длина волны пульсирующего давления;

f — преобладающая частота возмущений (импульсов давления); для насоса этой частотой является частота колебания потока, определяемая законом перемещения его вытеснителей (плунжерная частота) $f = nz$ (n — число оборотов и z — число рабочих камер насоса).

Приведенный объемный модуль упругости для случая тонкостенного стального трубопровода $\left(\frac{D}{s} > 16\right)$, заполнен-

ного жидкостью, можно приближенно вычислить по выражению

$$\frac{1}{E_{пр}} = \frac{1}{E_{ж}} + \frac{D}{sE_{тр}},$$

где D и s — средний диаметр и толщина стенки трубопровода;

$E_{ж}$ — объемный модуль упругости жидкости;

$E_{тр}$ — модуль упругости материала трубы (модуль Юнга).

Приближенно можно принимать для стальных труб распространенных размеров и деаэрированного минерального масла

$$a = 1\,200 \text{ м/сек}.$$

Очевидно, что соблюдение рекомендованного выше условия размещения емкостей полностью не исключает возможности возникновения волнового резонанса на иных частотах, так как каждой из составляющих частот соответствует своя резонансная длина между насосом и рассматриваемой емкостью хотя резонансный максимум обычно соответствует плунжерной частоте.

Для более полного устранения волнового резонанса следует при выборе диапазона длин, на котором не рекомендуется размещать емкости, исходить из всего диапазона составляющих частот.

Колебания трубопровода (волновой процесс) можно ослабить применением на его конце перед емкостью (возбудителем волнового процесса) отрезка гибкого шланга. Следует учесть, что при установке в нагнетательном трубопроводе гасителя пульсаций в виде баллона пульсации за ним уменьшаются, однако на участке между баллоном и насосом они могут в зависимости от места расположения баллона значительно повыситься.

Способы борьбы с шумом

Для борьбы с шумом применяют пассивные и активные методы. Первый из них заключается в применении различных гасителей, принцип действия которых основан на изоляции и отражении звуковых колебаний или на рассеивании (демпфировании) энергии этих колебаний, и второй — на устранении конструктивными мерами причин, возбуждающих шум, или ослаблении действия этих причин. К первому методу может быть отнесена также частотная отстройка системы с целью устранения волнового резонанса.

Демпфирование звука основано на свойствах некоторых материалов и устройств рассеивать энергию звуковых колебаний,

преобразовывая ее в тепло. В частности, к демпфирующим материалам относятся пластмассы, металлорезины, сплавы марганца и меди, никелевотитановые сплавы и др. Лучшим из металлических демпфирующих материалов является сплав из марганца (70%) и меди (30%), который к тому же обладает высокими механическими свойствами, благодаря чему представляется возможным применить этот сплав для изготовления вибронагруженных деталей агрегатов. Опыт показал, что при изготовлении из этого сплава корпуса насоса уровень его шума был снижен в сравнении с шумом насоса с корпусом из чугуна на 15 *дб*.

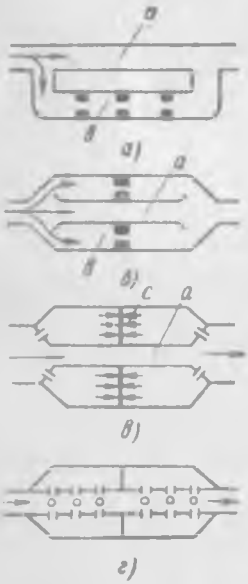


Рис. 176. Схемы гасителей шума

Из демпфирующего материала (пласт. массы и пр.) зачастую изготовляют одну из шестерен шестеренного насоса.

К пассивным методам борьбы с шумом относится также применение различных гасителей звуковых колебаний (акустических фильтров), устанавливаемых на путях их распространения. Принцип действия этих устройств основан на отражении и рассеивании энергии звуковых колебаний.

Наиболее распространены гасители колебаний, рассеивание энергии в которых осуществляется с помощью гидравлических сопротивлений, устанавливаемых на пути пульсирующего потока жидкости.

При выборе места расположения этих сопротивлений на нагнетательном трубопроводе следует избегать указанных выше резонансных длин отрезков труб, так как в противном случае колебательный процесс может резко усилиться.

Ввиду того, что эффективное применение таких гасителей в магистралях с движущейся рабочей средой сопряжено с большими гидравлическими потерями, применяют параллельное соединение такого гасителя с основной (расходной) трубой (рис. 176, *а*). При наличии пульсирующего потока (см. стр. 141) через основную трубу *а* в ней возникнет инерционный перепад давления, в результате которого часть жидкости будет продавливаться через сопротивления, помещенные в байпасной линии *в*. В этом случае стационарный поток жидкости в основном будет проходить по расходной трубе *а*, пульсирующий же поток, для которого основная труба представляет при наличии указанного пульсирующего потока большое акустическое сопротивление, ответвляется в парал-

дольный дроссельный тракт, в котором его энергия частично рассеивается.

Одна из схем простейшего гасителя с подобным рассеиванием энергии, построенная на принципе разделения стационарного и пульсирующего потоков, показана на рис. 176, *б*. Гаситель состоит из трубы *а*, по которой протекает стационарный поток, соединенной параллельно с гидравлическим сопротивлением, помещенным в байпасной линии *в*.

Рассеивание энергии звуковых колебаний может быть достигнуто также применением труб с податливыми стенками. Одна из схем обеспечения податливости показана на рис. 176, *в*. Податливость стенки здесь достигается применением упругой перегородки (диафрагмы) *с*, деформирующейся под действием перепада давления, обусловленного инерционным сопротивлением, возникающим в трубе *а* при пульсирующем потоке.

Звукопоглощающими свойствами обладают также перфорированные трубы (рис. 176, *г*) и каналы с перегородками. Гашение (рассеивание энергии) звуковых колебаний в них происходит в результате отражения и взаимопревращения продольных и поперечных волн, при которых часть энергии продольных волн может переходить в энергию быстрозатухающих поперечных волн.

Следует, однако, отметить, что в гидросистемах машин пассивные методы борьбы с шумом не получили распространения.

Основным их недостатком является то, что применение их увеличивает габариты агрегатов и элементов гидросистемы; кроме того, более или менее эффективное снижение (ослабление) шума возможно для данного типа гасителя лишь в узком диапазоне его частот.

Ввиду этого в практике в основном используют активные методы, при которых источники возбуждения шума устраняются в процессе создания конструкций гидроагрегатов.

При разработке насосов в первую очередь конструктивно усовершенствуют узел распределения с целью регулирования защемленного объема жидкости, а также совершенствуют процесс перехода рабочей камеры (цилиндра и пр.) насоса через перевальную перемычку распределителя шириной s (см. рис. 80).

С этой точки зрения важное значение имеет величина перекрытия $a = s - t$ окон цилиндров при проходе ими перевальной перемычки, а также расположение этой перемычки относительно оси симметрии.

Указанные параметры в общем случае подбираются так, чтобы максимально снизить скачок давления при переходе цилиндра через зону перемычки. В частности, можно обеспечить условия, при которых давление в цилиндре в момент соединения его с окнами

всасывания или нагнетания распределителя было бы равно давлению в этих окнах.

Выравнивание давлений особенно важно при соединении цилиндра с окном нагнетания, оно может быть достигнуто в том случае, если соединение цилиндра с окном нагнетания задержать до того, пока давления в цилиндре и в нагнетательной полости в результате нагнетательного движения поршня не уравняются.

В нереверсивном аксиально поршневом насосе с торцовым распределением это достигается смещением на некоторый угол оси симметрии распределительного золотника ($\varphi_1 \neq \varphi_2$; см. рис. 70, *б*) по направлению вращения ($\varphi_2 > \varphi_1$). Иначе говоря, выравнивание давления в этом случае осуществляют путем создания в цилиндрах насоса в начале нагнетательного хода поршня (до соединения цилиндра с нагнетательным окном) некоторой компрессии жидкости, достигаемой соответствующим выбором углов перекрытия φ_1 и φ_2. Благодаря подавлению при этом в спектре шума ряда гармоник уровень его может быть значительно понижен.

Рациональное смещение распределительного золотника обычно определяется путем измерения импульсов (пульсаций) давления на выходе из насоса.

Преднамеренная компрессия зачастую вводится также и в конструкцию нереверсивных пластинчатых насосов двойного действия (см. рис. 100).

Широкое распространение в практике получил способ снижения скачка при выравнивании давления путем предварительного соединения рабочей камеры (цилиндра и пр.) с распределительным окном через сопротивление (дроссельный канал), с помощью которого возможно достаточно плавно изменить давление в камере до требуемой величины еще до того, как она непосредственно соединится с окном нагнетания.

Это предварительное соединение для аксиально-поршневых насосов обычно осуществляется путем выполнения на перевальной перемычке распределителя между окнами всасывания и нагнетания дроссельных канавок (усиков) малого сечения (см. рис. 73, *г*). Расстояние s_1 между этими канавками обычно выбирается таким, чтобы в среднем положении каждого из цилиндров было обеспечено некоторое минимальное перекрытие окон ($s_1 > t$).

Однако для более надежного и безударного выравнивания давления иногда вводится некоторая регламентированная утечка жидкости через эти канавки, достигаемая при условии $s_1 < t$ (применением отрицательного перекрытия), при котором полости нагнетания и всасывания насоса в нейтральном положении цилиндра кратковременно соединяются между собой через канавки.

В нереверсивных насосах обычно выполняется одна дроссельная канавка с обеспечением указанных условий (см. рис. 76, *б*).

При отрицательном перекрытии повышаются утечки, ввиду чего сечение дроссельной канавки выбирают не более 1 *мм*², причем канавку зачастую выполняют переменного по ходу сечения.

Следует отметить, что с точки зрения снижения эффективности действия обратного потока жидкости в рабочие камеры (межзубовые впадины) и величины давления гидроудара шестеренные насосы находятся в более благоприятных условиях, чем пластинчатые, поскольку их камеры подпитываются во время прохода разделительного пространства за счет перетекания жидкости. Испытания показали, что давление в камерах в их промежуточных положениях между полостями всасывания и нагнетания повышается от величины давления всасывания до выходного практически по линейной зависимости (см. рис. 108, *б*).

В некоторых аксиально-поршневых насосах для устранения скачков давления в конструкции предусматривается возможность поворота распределительного диска относительно оси симметрии, что облегчает возможность рационального подбора углов φ_1 и φ_2 (см. рис. 73, *б*).

Известны также насосы, в которых положение распределительного диска относительно нейтральной оси автоматически регулируется по сигналам импульсов (забросов) давления на выходе из насоса.

Уровень шума поршневых насосов значительно снижается в случае применения клапанного распределения жидкости, при котором отсутствуют возбудители шума, обусловленные несовершенством индикаторной диаграммы. Следует, однако, иметь в виду, что применение клапанного распределения возможно лишь в насосах с постоянным направлением вращения вала. Кроме того, само клапанное распределение может явиться возбудителем шума в особенности при наличии в нем большого вредного пространства.

Последнее обусловлено тем, что расширение сжатой во вредном пространстве жидкости и нерастворенного воздуха, происходящее в начале всасывания, вызывает задержку в открытии всасывающего клапана, ввиду чего возбуждаются колебания давления, передающиеся на детали насоса.

При известных условиях клапаны, и в особенности напорные, могут вступить в автоколебания, что вызовет колебания давления на выходе насоса.

Ввиду этого для снижения шума насосов с клапанным распределением необходимо максимально уменьшать объем вредного пространства и силы инерции клапанов, а также устранять из жидкости нерастворенный воздух.

СИЛОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Силовой цилиндр (гидроцилиндр) является объемным гидродвигателем с прямолинейным возвратно-поступательным движением рабочего органа (поршня или плунжера) относительно корпуса цилиндра.

На рис. 177, *а—в* приведены схемы цилиндров основных типов: двустороннего (рис. 177, *а* и *б*) и одностороннего (рис. 177, *в*) действия; поршень последнего цилиндра совершает обратный ход с помощью пружины или внешней силы.

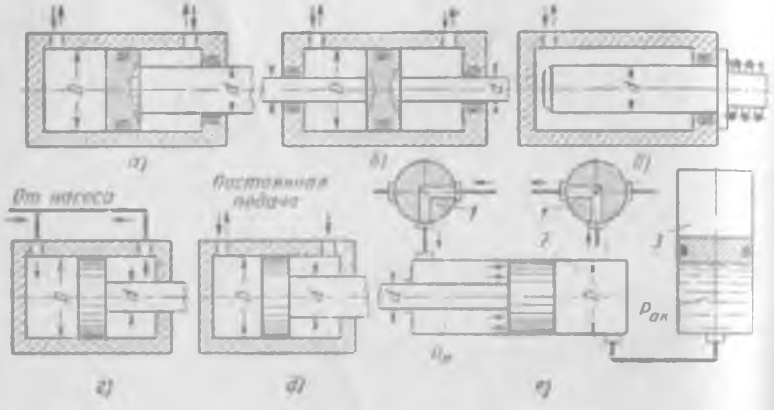


Рис. 177. Схемы силовых цилиндров и их включения

Диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра) рассчитывают без учета потерь трения и противодавления по выражению

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}} \text{ [см]}, \tag{345}$$

где $p = \frac{P}{f}$ — рабочее давление жидкости в $кГ/см^2$;

$P = pf$ — усилие, развиваемое цилиндром, в $кГ$;

$f = \frac{\pi D^2}{4}$ — рабочая площадь (площадь живого сечения) поршня в $см^2$.

Объем цилиндра

$$v_ц = fH = P\frac{H}{p} \; см^3, \tag{346}$$

где H — ход поршня в *см*.

Движущее усилие P на штоке цилиндра и скорость V его пере-

мещения без учета потерь на трение, величины противодавления и утечек жидкости определяют по формулам

$$P = pf\ [кГ];\ V = \frac{Q}{f}\ [см/сек], \qquad (347)$$

где Q — расход жидкости в $см^3/сек$.

Рабочая площадь поршня

$f = \frac{\pi D^2}{4}$ — для цилиндра, показанного на рис. 183, *а*, при подаче жидкости в полость, противоположную штоку, и

$f = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$ — для цилиндра, показанного на рис. 177, *а*, при подаче жидкости в полость со стороны штока и для цилиндра, представленного на рис. 177, *б*.

Здесь D и d — диаметры поршня и штока.

Для цилиндра одностороннего действия (рис. 177, *в*) рабочей площадью является площадь сечения штока $f = \frac{\pi d^2}{4}$. Последние цилиндры просты в изготовлении, поскольку обработке подлежат лишь поверхность d буксы под шток (скалку) и отпадает необходимость в обработке зеркала внутренней поверхности цилиндра.

Когда требуется развить большое усилие при рабочем ходе и высокую скорость обратного хода, применяют цилиндры с тонким штоком, работающим при рабочем ходе на растяжение и обратном (холостом) — на сжатие. Схема включения такого цилиндра в гидросистему представлена на рис. 177, *г*. Для обеспечения движения поршня в правую сторону обе полости цилиндра закорачивают через распределитель и соединяют с насосом; в результате жидкость, вытесняемая из правой полости цилиндра, поступает в левую полость вместе с жидкостью, подаваемой насосом. При этом усилие P_1 и скорость V_1 движения поршня определяют

$$P_1 = \frac{\pi}{4} d^2 p;\ V_1 = \frac{4Q}{\pi d^2}. \qquad (348)$$

Для перемещения поршня вдево жидкость подается лишь в правую полость цилиндра, а левая полость соединяется с баком. Движущее усилие P_2 и скорость V_2 перемещения поршня в этом случае определяются из выражений

$$P_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p;\ V_2 = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)}. \qquad (349)$$

Цилиндр, конструкция которого показана на рис. 177, *д*, обеспечивая требуемую жесткость штока, позволяет осуществить при условии $d > \frac{D}{\sqrt{2}}$ большие скорости обратного хода и большие усилия прямого рабочего хода. Этот цилиндр включают в гидросистему так, что в правую его полость жидкость подается постоянно, в левую — при движении поршня вправо. При соединении

левой полости с баком поршень под действием постоянно действующих сил давления жидкости в правой полости будет перемещаться влево.

На рис. 177, *д* видно, что при $d = \frac{D}{\sqrt{2}}$ площадь штока будет в 2 раза меньше площади цилиндра; рабочие площади при движении поршня в обе стороны будут равны

$$f = \frac{\pi d^2}{4}.$$

В соответствии с этим скорости и развиваемые поршнем усилия при ходе в обе стороны будут также равны.

При $d \neq \frac{D}{\sqrt{2}}$ рабочая площадь равна:

$f_1 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$ — при движении поршня влево;

$f_2 = \frac{\pi d^2}{4}$ — при движении поршня вправо.

В тех случаях, когда необходимо получить в обычной схеме включения цилиндра одинаковые усилия при постоянном давлении или одинаковую скорость при постоянном расходе жидкости, цилиндр снабжают ложным штоком того же диаметра, что и силовой шток (см. рис. 177, *б*). Однако применение подобных цилиндров увеличивает габариты машины, так как шток выходит по обе стороны за цилиндр. Нетрудно видеть, что если габариты цилиндра с односторонним штоком при ходе H больше $2H$ (рис. 178), то габариты цилиндра с двусторонним штоком при этих условиях больше $3H$. Однако, если в схеме с двусторонним штоком подвижным сделать цилиндр, а неподвижным поршень, то габариты его будут равны габариту цилиндра с односторонним штоком. Кроме того, цилиндры с двусторонним штоком более сложны в изготовлении, так как необходимо выдержать строгую концентричность трех поверхностей — внутренних в цилиндре и внешних на поршне и штоках.

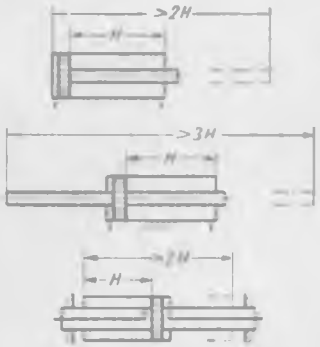


Рис. 178. К расчету габаритов силовых цилиндров

На рис. 177, *е* показана гидравлическая схема включения гидроцилиндра в гидросистему с аккумулятором. При подаче жидкости через распределитель *1* в левую полость цилиндра *2* его поршень будет перемещаться вправо, вытесняя жидкость из правой полости цилиндра в газогидравлический аккумулятор *3*. При соединении левой полости цилиндра *2* со сливной линией его поршень будет перемещаться влево под действием жидкости

аккумулятора *3*. При питании левой полости цилиндра жидкостью под давлением $p_н$ усилие, развиваемое поршнем, в конце хода

$$P_1 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p_н - \frac{\pi D^2}{4} p_{ак\,max}$$

При питании цилиндра аккумулятором усилие

$$P_2 = \frac{\pi D^2}{4} p_{ак.\,min}$$

где $p_н$ — давление питания (нагнетания);

$p_{ак.\,max}$ и $p_{ак.\,min}$ — максимальное и минимальное давление в аккумуляторе при изменении его газового объема в результате вытеснения жидкости из полости цилиндра и наоборот.

Телескопические цилиндры

Для получения больших ходов применяют телескопические цилиндры, состоящие из двух и более цилиндров (рис. 179). Габариты телескопического силового цилиндра:

$$L > (x + 1) H,$$

где x — число подвижных сочленений (частей).

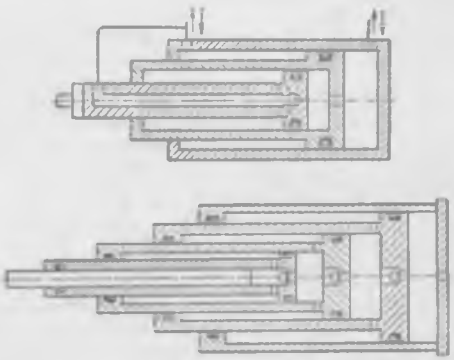


Рис. 179. Схемы телескопических силовых цилиндров

Под телескопическим силовым гидроцилиндром в общем случае понимают силовой гидроцилиндр, общий ход штоков которого превышает длину корпуса цилиндра.

Прочие типы цилиндров. На рис. 180, *а* изображен цилиндр, поршень которого имеет фиксированное промежуточное положение. В это положение он устанавливается при одновременной подаче жидкости в левую *а* и правую *b* полости.

Нередко целесообразно соединять с движущейся (перемещаемой) частью машины не шток, а цилиндр. Жидкость в цилиндр в этом случае подводят через гибкие трубопроводы (шланги) либо через пустотелые штоки (рис. 180, *б*).

Часто необходимо обеспечить питание движущегося цилиндра двустороннего действия через односторонний шток. В этом случае шток выполняют в виде обработанной по внутренней поверхности

трубы *1* (рис. 180, *в*), в которую запрессовывают стержень *2* с профрезерованными продольными пазами *а*, образующими после сборки каналы для прохода жидкости. Для обеспечения герметич-

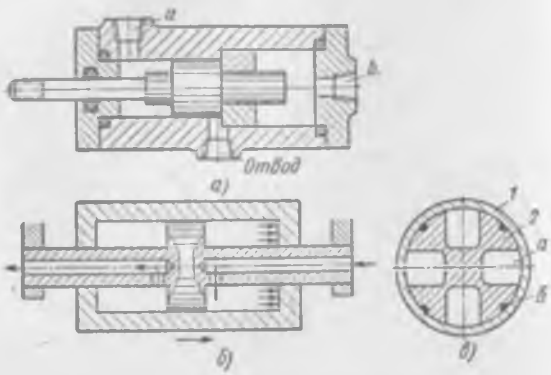


Рис. 180. Силовой цилиндр с фиксированным средним положением (*а*) и с неподвижным поршнем (*б* и *в*)

ности места контакта стержня с трубой пропаивают оловом. Обычно для этого на стержне *2* выполняют дополнительные продольные пазы *б*, в которые до монтажа стержня в трубу закладывают олово, при последующем нагреве заполняющее зазоры.

На рис. 181 изображена схема цилиндра со ступенчатым поршнем, применяя который можно получить несколько скоростей поршня:

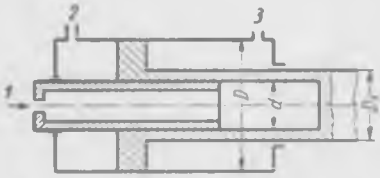


Рис. 181. Схема силового цилиндра со ступенчатым поршнем

при подаче жидкости в канал *1* получим максимальную скорость

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d^2} \qquad (350)$$

и минимальное усилие

$$P_1 = \frac{p\pi d^2}{4}; \qquad (351)$$

при подаче жидкости в канал *2* получим среднюю скорость

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)} \qquad (352)$$

и усилие

$$P_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p; \qquad (353)$$

при подаче одновременно в каналы *1* и *2* — минимальную скорость

$$V_3 = \frac{4Q}{\pi D^2} \qquad (354)$$

и максимальное усилие

$$P_3 = \frac{\pi D^2}{4} p. \qquad (355)$$

Скорость обратного хода (при подаче жидкости в канал 3)

$$V_4 = \frac{4Q}{\pi (D^2 - D_1^2)} \qquad (356)$$

и усилие при этом

$$P_4 = \frac{\pi (D^2 - D_1^2)}{4} p. \qquad (357)$$

Тандем-цилиндры. В некоторых случаях и в частности, когда ограничена возможность применения больших диаметров, но не

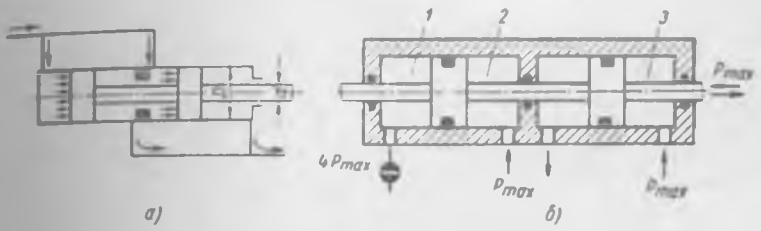


Рис. 182. Схемы тандем-цилиндров

ограничена длина, применяют сдвоенные (тандем) цилиндры (рис. 182, *а* и *б*) и строенные, последовательно соединенные.

Развиваемое усилие P и скорость V перемещении такого двухпоршневого цилиндра определяются по выражениям

$$P = p(F_1 + F_2); \; V = \frac{Q}{F_1 + F_2}, \qquad (358)$$

где $F_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ и $F_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$ — площади живых сечений поршней.

Тандем-цилиндры широко распространены в гидроусилителях систем управления самолетом, применение в которых обусловлено требованием дублирования управления.

При проектировании тандемных (двухкамерных) гидроусилителей следует учесть возможность перегрузки цилиндра по давлению: при неблагоприятных условиях перекрытий плунжером окон золотника в сочетании с изменением направления действия внешней нагрузки давление может достигать четырехкратного рабочего давления. Допустим, что для преодоления внешней нагрузки P_{max} (рис. 182, *б*) давление в камерах *3* и *2* должно быть равно p_{max}. Иначе говоря, $P_{max} = 2p_{max}F$, где F — площадь поршня. Очевидно, что при неблагоприятных условиях перекрытия плунжером окон золотника и снижении внешней нагрузки P_{max} до нуля

давление p в камере *1* будет при подаче давления p_{max} в камеры *2* и *2* равно $p_1 = 2p_{max}$. В том же случае, если этим неблагоприятным условиям будет сопутствовать изменение знака нагрузки при сохранении ее величины (к примеру аэродинамической нагрузки на органы управления самолетом), давление в камере *1* будет равно

$$p_{1\ max} = 4p_{max}.$$

К. п. д. силовых гидроцилиндров

Рассмотренная выше величина движущего усилия [см. выражение (347)] вычислена без учета потерь от трения движущихся частей. С учетом этих потерь фактическое движущее усилие

$$P_{1\ max} = P\eta_{мех}, \tag{359}$$

где $\eta_{мех} = \frac{P_\phi}{P}$ — механический к. п. д. силового цилиндра, величина которого в зависимости от различных факторов колеблется от 0,97 до 0,85, среднее значение $\eta_{мех} = 0,95$.

Фактический расход жидкости, скорость движения поршня цилиндра и площадь живого сечения поршня связаны зависимостью

$$Q = \frac{Vf}{\eta_{об}}, \tag{360}$$

где Q — потребный расход жидкости в рабочем цилиндре;

$\eta_{об} = \frac{V_\phi}{V_m}$ — объемный к. п. д. силового цилиндра;

V_ϕ и V_m — фактическая и расчетная (теоретическая) скорости поршня.

В цилиндрах, поршни которых уплотнены резиновыми или кожаными манжетами или резиновыми кольцами, утечки жидкости практически отсутствуют, поэтому объемный к. п. д. можно принять равным единице. При уплотнении поршня разрезными металлическими кольцами объемный к. п. д. может составлять 0,98—0,99.

Отношение длины L хода поршня к диаметру D обычно выбирается $\frac{L}{D} < 15$. Предельное значение этого параметра исходя из технологических возможностей рекомендуется принимать не более 20.

Цилиндр с устройством для демпфирования. Силовые цилиндры зачастую используются для возвратно-поступательных перемещений тяжелых деталей с большими ускорениями, при которых силы инерции достигают значительных величин.

С целью устранения в этом случае удара в конце хода поршня применяют силовые цилиндры с устройствами для поглощения (демпфирования) кинетической энергии массы путем превращения ее в тепло.

Одна из возможных схем подобных демпферов простейшего типа показана на рис. 183, *а*. Поршень *4* снабжен цилиндрическим хвостовиком *3* (с одной или с обеих сторон), который перед концом хода поршня входит в камеру *5*, запирая тем самым в нерабочей (сливной) полости цилиндра некоторый объем жидкости. Нетрудно видеть, что скорость дальнейшего движения поршня будет при этом ограничена, поскольку блокированная (запертая) в нерабочей полости цилиндра жидкость должна быть выдавлена через узкую радиальную щель (зазор), образованную хвостовиком *3*

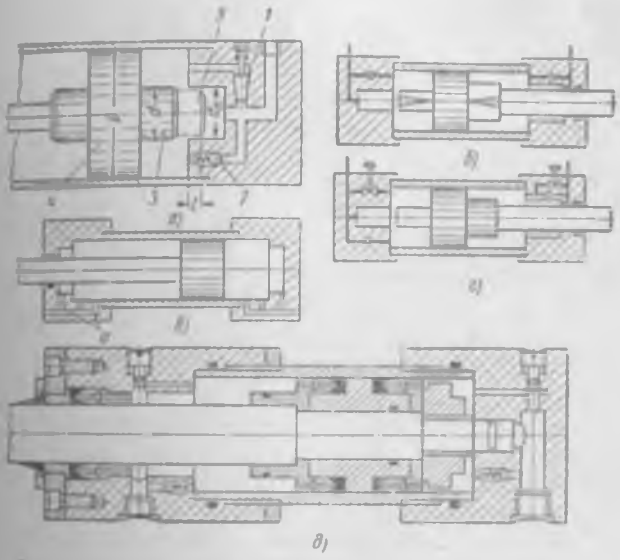


Рис. 183. Схемы силовых цилиндров с демпферными устройствами

и стенками камеры *5*, в результате в этой полости создается противодавление, препятствующее движению поршня. Для регулирования эффективности демпфирования обычно применяют игольчатый вентиль *1*.

При обратном ходе поршня жидкость движется через обратный клапан *2* в обход дросселя. Схема подобного цилиндра с двухсторонним демпфированием приведена на рис. 183, *г*. Конструкция цилиндра с таким демпфированием показана на рис. 183, *д*.

Применяются также иные схемы демпфирования большей или меньшей сложности, и в частности демпферы с переменным по ходу поршня сопротивлением (дросселированием), а в некоторых случаях — дроссели переменного сопротивления в зависимости от температуры.

Текущее значение давления в запертой полости цилиндра (в камере торможения) при выдавливании из нее через радиальную щель (вентиль *4* перекрыт) жидкости движущимся поршнем находим, пользуясь выражением (90) (приравниваем средний диаметр радиальной щели диаметру d выступа):

$$\Delta p = \frac{12\mu l V f}{\pi d s^3},$$

где l — длина части хвостовика *3*, утопленной в камере *5* (путь торможения) (см. рис. 183, *а*);

d и $d_к$ — диаметр хвостовика *3* и камеры *5*, в которую он входит;

D — диаметр силового цилиндра;

V — текущая скорость поршня;

$f = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$ — площадь кольцевой полости цилиндра, в которой заперта жидкость;

$s = \frac{d_к - d}{2}$ — номинальный радиальный зазор.

Этому давлению соответствует мгновенное усилие, развиваемое демпфером,

$$P_д = f\Delta p = \frac{12\mu l V f^2}{\pi d s^3} \Delta p. \qquad (361)$$

На рис. 183, *б* и *в* представлены схемы цилиндров с демпферами переменного сопротивления, причем на рис. 183, *в* изображен цилиндр, со ступенчатым изменением сопротивления, достигаемым за счет последовательного перекрытия ряда отверстий *а*, а на рис. 183, *б* — с переменным по ходу, достигаемое с помощью узких каналов, выполненных на демпфирующих хвостовиках с уменьшающимися по ходу поршня сечениями. При обратном ходе поршня жидкость заполняет полость цилиндра через обратные клапаны, минуя дросселирующие щели. По мере перекрытия этих каналов движущимся поршнем сопротивление увеличивается. Путем соответствующего расположения каналов и выбора их размеров можно обеспечить требуемый закон торможения.

Гидроцилиндры поворотного действия

Для угловых перемещений приводимых узлов применяют гидроцилиндр поворотного действия (моментный гидроцилиндр), который является объемным гидродвигателем с возвратно-поворотным относительно корпуса движением силового органа, которым в данном случае является пластина, заделанная в вал двигателя (рис. 184).

Силовые гидроцилиндры поворотного действия можно практически считать безынерционными двигателями, способными ра-

вивать большие крутящие моменты. Угол поворота однопластинчатого цилиндра может быть равен 270—280°.

При конструировании этих цилиндров необходимо обеспечить жесткость их деталей для того, чтобы предотвратить выпучивание плоских поверхностей боковых крышек, в результате чего может быть нарушена внутренняя герметичность агрегата.

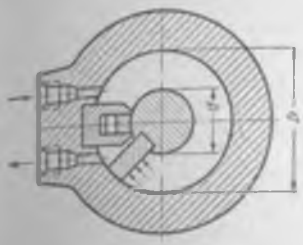
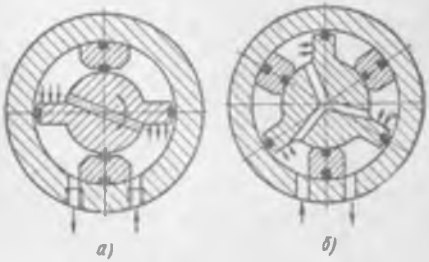


Рис. 184. Однопластинчатый моментный гидроцилиндр



а) *б)*

Рис. 185. Схемы многопластинчатых моментных гидроцилиндров

Теоретическую величину крутящего момента M и угловой скорости ω на валу однопластинчатого цилиндра поворотного действия (рис. 184) рассчитывают по формуле

$$M = PR\frac{\Delta p\,(D-d)\,b}{2}\cdot\frac{D+d}{4} = \frac{\Delta p b}{8}(D^2-d^2), \qquad (362)$$

$$\omega = \frac{8Q}{b\,(D^2-d^2)}, \qquad (363)$$

где M — крутящий момент, развиваемый цилиндром;
Q — расход жидкости;
p — рабочее давление (перепад давления);
b и d — ширина и диаметр пластины (лопасти);
D — внутренний диаметр цилиндра;
ω — угловая скорость вала.

Давление жидкости — 200 *кГ/см²* и реже 300 *кГ/см²*.

Применением многопластинчатых цилиндров (рис. 185, *а*) можно соответственно увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшается. Для многопластинчатого двигателя

$$M = \frac{zpb}{8}(D^2-d^2) \qquad (364)$$

и

$$\omega = \frac{8Q}{zb\,(D^2-d^2)}, \qquad (365)$$

где z — число пластин (лопастей).

Подобные двигатели применяют для больших крутящих моментов, который для трехпластинчатого типа (рис. 185, *б*) достигает при давлении 200 *кГ/см²* величины 40 *т · м*.

Основная трудность при создании таких двигателей заключается в обеспечении герметичности. Уплотнение осуществляется как по торцу, так и по радиальному зазору с помощью резиновых манжет, приклеенных к лопасти, или колец круглого сечения.

В некоторых конструкциях пластина помещается в пазу вала свободно и прижимается к поверхности цилиндра давлением жидкости (рис. 186, *а*). Для предварительного прижатия пластины к цилиндру под торец ее помещают небольшие пружины. Прижатие пластин часто выполняется за счет утечек жидкости

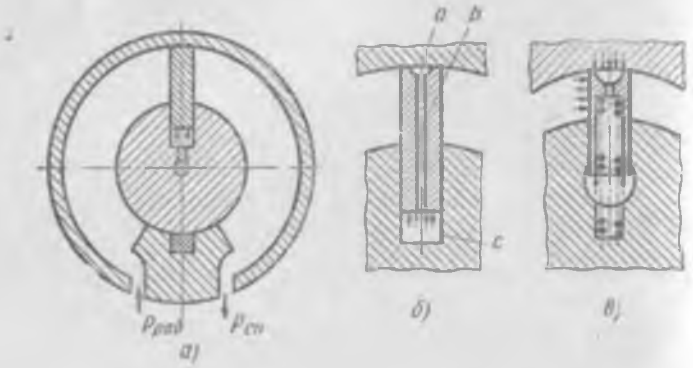


Рис. 186. Схема поворотного гидроцилиндра с гидравлическим поджимом пластин

(рис. 186, *б*). Для этого на пластине по площади контакта с цилиндром выполняют канавку *а*, которую соединяют с помощью канала *b* с камерой *с*. В камере *с* будет действовать давление p_c, равное средней величине $p_c = \frac{p_{раб} - p_{сл}}{2}$, где $p_{раб}$ и $p_{сл}$ — рабочее давление и давление сливной линии.

Для снижения трения пластину зачастую выполняют по схеме, представленной на рис. 186, *в*. Разгрузка достигается тем, что рабочее давление подводится через жиклерное отверстие в продольную прорезь (канавку), выполненную на торце пластины, контактирующем с цилиндром.

3. АГРЕГАТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Глава IV

АГРЕГАТЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Распределитель (распределительное устройство) предназначен для управления потоком рабочей жидкости между участками и агрегатами гидросистемы. С помощью распределителей обеспечивается направление рабочей жидкости к соответствующему исполнительному гидромеханизму, а также осуществляется реверс механизмов.

По конструктивному исполнению распределители жидкости разделяют в основном на золотниковые, крановые и клапанные.

ЗОЛОТНИКОВЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Рабочим органом распределителей этого типа является перемещающийся в осевом направлении во втулке (гильзе) цилиндрический плунжер, на котором выполнено несколько кольцевых проточек. В золотниковых распределителях более сложной конструкции, помимо осевых, использованы также и поворотные движения плунжера вокруг оси, что повышает их позиционность.

Подвод и отвод жидкости производится через окна питания во втулке и соответствующие проточки плунжера.

По количеству подключенных внешних линий (каналов питания), по которым рабочая жидкость подводится к распределителю и отводится от него, различают распределители четырехлинейные (четырехходовые), трехлинейные и двухлинейные.

На рис. 187 показаны схемы четырехходовых золотниковых распределителей, предназначенных для управления двусторонним движением гидродвигателя, осуществляемого путем подачи поступающей от насоса жидкости под давлением в одну из двух полостей (рабочую) гидродвигателя при одновременном отводе ее из противоположной (нерабочей) полости в резервуар.

Жидкость от насоса подводится к каналу *4* (рис. 187, *а*), из которого в зависимости от положения плунжера *2* поступает в ту или иную (рис. 187, *б*) полости гидравлического двигателя *1*, одновременно с этим вторая (нерабочая) полость гидродвигателя соединяется с каналом *3*, ведущим в резервуар.

Основным преимуществом золотниковых распределителей является то, что их плунжеры уравновешены от осевых статических сил давления жидкости, поскольку рабочее давление жидкости действует на пояски плунжера в противоположных направлениях.

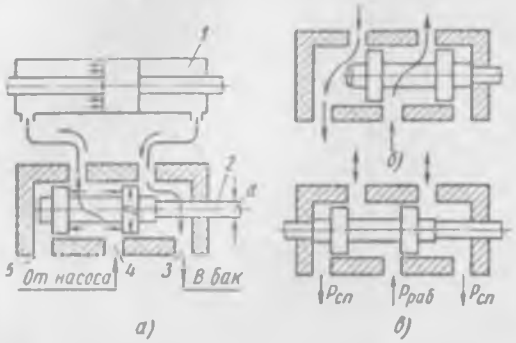


Рис. 187. Принципиальные схемы золотникового распределителя

В таких золотниках легко осуществляется многопозиционность и, кроме того, они обладают при соответствующем выполнении относительно небольшим трением.

Для уравновешивания плунжера от сил давления $p_{сл}$ жидкости, могущего быть в сливной линии (в каналах *3* и *5*), плунжер золотника, показанного на рис. 187, *в* снабжен с левой стороны ложным хвостовиком. При отсутствии такового (рис. 188, *а*) давление $p_{сл}$ в сливной линии, с которой соединены каналы *3* и *5*, будет действовать на неуравновешенную площадь плунжера $f = \frac{\pi D^2}{4}$ (где D и d — диаметры плунжера и его хвостовика), стремясь сместить его вправо. Это неуравновешенное усилие давления жидкости равно

$$P = p_{сл} f = p_{сл} \frac{\pi d^2}{4}.$$

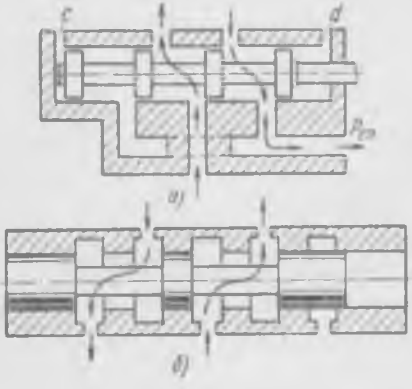


Рис. 188. Схемы четырехходового золотника

С этой же целью плунжер золотника, показанного на рис. 188, *а*, снабжен дополнительными поясками. Полости *c* и *d* этого золотника должны быть соединены непосредственно (минуя сливную линию) с баком или атмосферой. При дистанционном управлении в эти полости подается командное давление.

Уравновешивание плунжера золотника от сливного давления может быть достигнуто также путем применения трехпоясковогo золотника, выполненного по схеме, представленной на рис. 188, *б*. Преимуществом таких золотников применительно к следящим системам (см. стр. 455) является то, что в них имеется всегда лишь один контролируемый в производстве осевой размер, который определяет характеристики следящих систем.

Применяют также трехходовые и реже — двухходовые золотники, причем последние являются по существу перекрывными

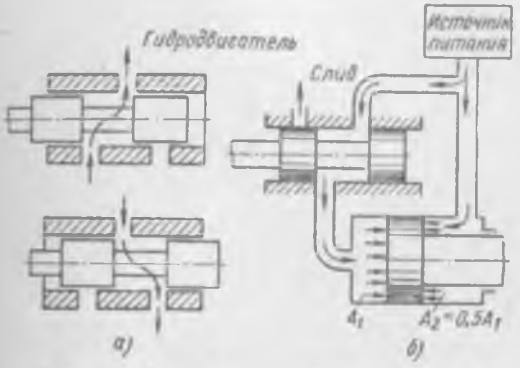


Рис. 189. Схемы трехходовых золотников

кранами (вентилями). Трехходовые золотники (рис. 189, *а*) применяют в основном в том случае, когда окно питания гидродвигателя необходимо последовательно соединить с источником давления (с насосом) или с резервуаром, т. е. в гидродвигателях одностороннего действия. Однако в некоторых случаях их применяют также и в двусторонних гидродвигателях. Подобная схема с трехходовым золотником, допускающим изменение направления движения гидродвигателя, показана на рис. 189, *б*. В этой схеме применен силовой цилиндр двойного действия, в котором эффективная площадь поршня со стороны штока вдвое меньше площади поршня с противоположной стороны (см. также рис. 177, *д*). В положении плунжера, показанном на рис. 189, *б*, жидкость поступает от источника питания одновременно как в левую, так и в правую полости цилиндра, в результате поршень будет перемещаться вправо. Скорость V движения поршня и развиваемое им усилие P определяется в зависимости от расхода жидкости источника питания Q по выражениям

$$V=\frac{Q}{A_1-A_2};\quad P=p\,(A_1-A_2),$$

где A_1 и A_2 — площади цилиндра и штока.

При условии $A_2 = \frac{A_1}{2}$ получим

$$V = \frac{2Q}{A_1}; \quad P = \frac{pA_1}{2}.$$

При соединении левой полости цилиндра со сливом и правой с источником питания поршень будет перемещаться влево со скоростью

$$V = \frac{Q}{A_1 - A_2} = \frac{2Q}{A_1},$$

развивая при этом усилие

$$P = p(A_1 - A_2) = \frac{pA_1}{2}.$$

По числу фиксируемых положений плунжера различают двухпозиционные и трехпозиционные золотники. Если плунжер золотника не задерживается в среднем положении, такой золотник называют двухпозиционным; если задерживается с помощью каких-либо устройств, — трехпозиционным.



Рис. 190. Схемы перекрытий золотников

По величине перекрытий поясками плунжера в среднем его положении расходных окон втулки (корпуса) различают распределители с положительным (рис. 190, *а*) и отрицательным (рис. 190, *б*) перекрытием. Реже применяются золотники с нулевым перекрытием (рис. 190, *в*).

В золотниках первого типа (рис. 190, *а*) ширина h рабочего пояска плунжера превышает ширину t проходного окна корпуса золотника для протока жидкости, поэтому поясок плунжера при симметричном его положении по отношению к этим окнам перекрывает соответствующее окно на длине $c = \frac{h - t}{2}$.

В золотниках второго типа (рис. 190, *б*) ширина h рабочего пояска меньше ширины t проходного окна, в результате чего при среднем положении плунжера золотника по обеим сторонам его пояска образуется начальный зазор, равный $c = \frac{h - t}{2}$. Поскольку при условии $h < t$ величина перекрытия c, вычисленная по выражению $c = \frac{h - t}{2}$, будет иметь отрицательное значение, подобное перекрытие окон уплотняющими поясками золотника условно называют «отрицательным перекрытием» (см. рис. 268, *а*).

Золотники третьего типа с нулевым перекрытием ($t = h$) применяются в тех случаях, когда требуется, чтобы при любом

малом смещении плунжера из среднего положения образовывалась расходная щель. К подобным случаям относятся гидравлические следящие системы (стр. 460).

В зависимости от конструкции золотника рабочие полости гидродвигателя в среднем положении плунжера либо фиксируются, либо соединяются с резервуаром. На рис. 191 показаны возможные соединения каналов питания при среднем положении плунжера. В схеме с положительным перекрытием, представленной на рис. 191, *а*, перекрыты все каналы золотника; в схеме, представленной на рис. 191, *б*, блокирован лишь канал питания, каналы же, соединенные с полостями гидродвигателя, соединены с баком; в схеме с отрицательным перекрытием, представленной на рис. 191, *в*, все каналы соединены с баком.



Рис. 191. Схемы каналпзации золотников

Гидравлические характеристики золотника определяются его сопротивлением, которое для золотников с острыми отсечными кромками принято выражать коэффициентом μ расхода. В этом случае расход жидкости Q и сопротивление Δp в расходной щели золотника можно определить, применяя соотношения для истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке [см. выражение (74)].

$$Q = f\mu\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} \quad \text{и} \quad \Delta p = \frac{Q^2\gamma}{f^2\mu^2 g},$$

где $f = wx$ — площадь проходного окна золотника;

w — размер проходного окна по длине окружности золотника; для распространенных золотников, в которых окна выполнены в виде круговых проточек, $w = \pi d$, где d — диаметр плунжера;

x — смещение плунжера золотника относительно отсечных кромок (открытие расходного окна);

μ — коэффициент расхода.

Коэффициент расхода μ для ламинарного потока является функцией числа Рейнольдса, однако для турбулентного потока, который в золотниках является преобладающим, этот коэффициент при $\mathrm{Re} = \frac{2xu}{\nu} > 260$, где u — скорость жидкости, можно принимать без учета влияния сопротивления подводящих каналов постоянным $\mu = \mathrm{const}$. Для минеральных масел и щелей с острыми кромками можно в практических расчетах принимать для

последних условий $\mu = 0{,}60 \div 0{,}62$. Для закругленных кромок или кромок с фасками $\mu = 0{,}75 \div 0{,}8$.

При числах $Re < 200—260$, соответствующих малым смещениям золотника (открытиям окон), коэффициент μ может быть приближенно принят в среднем равным $\mu = 0{,}5$. Размеры золотника определяются в основном расходом и допустимой скоростью жидкости в его каналах, которая, в свою очередь, зависит от назначения золотника и рабочего давления в системе.

Скорость течения жидкости в каналах корпуса золотника и в проточках плунжера обычно выбирают, в целях уменьшения габаритов, в 2—2,5 раза выше скорости жидкости в подводящих трубах, однако потеря напора в золотнике не должна превышать примерно 2% рабочего давления. Практически скорость жидкости выбирают равной 6—10 *м/сек* и реже до 15 *м/сек*.

При расчете сечений каналов исходят также из условия, чтобы площадь сечения потока жидкости в любом месте канала была не меньше $\sim 40—50\%$ площади сечения подводящей трубы. В ряде рекомендаций принято, что отношение квадрата проходного сечения f каналов распределителя к квадрату сечения $f_{тр}$ трубопровода равно $\frac{f^2}{f_{тр}^2} = 0{,}1$.

Подвод жидкости в камеры золотника и отвод из них обычно производится через круговые (кольцевые) проточки a в корпусе (в гильзе), занимающие 360°, соединенные с трубопроводами (см. рис. 191, *а*). Благодаря подобному выполнению каналов питания по всей окружности контакта плунжера с гильзой достигают максимального значения размера как проходное окно по окружности ($w = \pi d$), так и его площадь $f = \pi dh$, где d и h — диаметр плунжера и ширина окна вдоль оси.

Кроме того, золотники в подобном исполнении отличаются простотой, а также тем, что подобные кольцевые щели обладают свойством самоочищения от частичек загрязнителя, которые при открытии щели уносятся потоком жидкости.

Диаметр d_1 шейки плунжера золотника (см. рис. 191, *а*) должен быть таким, чтобы было обеспечено требуемое проходное сечение между шейкой и втулкой золотника $\pi dh \leqslant \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$ и одновременно с этим была сохранена требуемая поперечная жесткость плунжера; обычно соблюдается условие $\frac{d_1}{d} = \frac{4}{5} \div \frac{2}{3}$.

Для обеспечения герметичности минимальный диаметральный зазор в золотниках обычно выбирается равным 0,004—0,01 *мм*. При более жестких требованиях к герметичности диаметральный зазор для диаметров золотника до 25 *мм* и давления $p = 150 \div 200$ *кГ/см²* составляет 0,004—0,007 *мм*.

Ниже приведены рекомендуемые по зарубежным источникам зазоры между гильзой и плунжером для общего машиностроения:

Диаметр плунжера в *мм*	< 20	20—40	> 40
Диаметральный зазор в *мм* . . .	0,005—0,01	0,008—0,015	0,01—0,02

При выборе зазоров необходимо учитывать температурное расширение материалов, из которых изготовлены детали плунжерной пары, с тем чтобы было устранено защемление плунжера при изменениях температуры. В тех случаях, когда золотник и корпус распределителя изготовлены из материалов с различными коэффициентами теплового расширения, изменение зазора может быть вычислено по выражению

$$\delta = \delta_0 + \frac{D}{2}(\beta - \alpha)(t - t_0),$$

где t_0 и t — первоначальная и средняя температуры распределителя;

δ_0 — зазор при первоначальной температуре;

β и α — коэффициенты температурного расширения корпуса (гильзы) и плунжера.

Величину диаметра и длину плунжера золотника, а также величину его хода выбирают с учетом обеспечения требуемого расхода жидкости при допустимом сопротивлении потоку жидкости.

При выборе диаметра плунжера исходят также из необходимости уменьшения трения. Так как трение плунжера золотника зависит от его диаметра, величину последнего выбирают минимальной.

В табл. 10 приведены рекомендуемые размеры золотников (в *мм*).

Таблица 10

Размеры золотников

Диаметр			Ширина расходных окон (каналов)	Минимальное перекрытие	Ход плунжера
входной трубы	плунжера	штока плунжера			
6	15	12	6	3	3
12	22	15	9	3	12
18	25	15	9	3	12
25	30	18	12	4	18
38	38	22	15	4	22
50	50	30	18	6	28

Материал для изготовления плунжеров и втулок должен быть твердым и скорее хрупким, чем пластичным. При повышении твердости деталей плунжерной пары уменьшается вероятность заклинивания при попадании в зазоры твердых частиц, которые в этом

случае обычно разрушаются твердыми рабочими поверх
При хрупком материале попавшие в зазор твердые час
грязнителя лишь процарапывают со снятием стружки
ности деталей, не оставляя на них вспучин, могущих
заклинивание плунжера, тогда как при пластичном м
твердые частицы загрязнителя процарапывают поверхност
чивая их.

Для уменьшения возможности заклинивания плунже
точки на плунжере и окна гильзы выполняют с острым
ками, что способствует перерезанию загрязняющих
неметаллических частиц.

Для повышения износостойкости плунжерных пар пр
хромирование рабочих поверхностей плунжеров, что по
срок их службы в 1,5—2 раза; толщина хромового покры
25 *мкм*.

СИЛА ТРЕНИЯ ПЛУНЖЕРА

Одним из основных параметров плунжерной пары, опр
щих ее качество, является трение при движении и при стра
плунжера с места, величина которого для реальной зол
вой пары зависит от величины давления жидкости, увели
с увеличением последнего, а также от правильности геом
ских форм плунжера и гильзы и соосности их распол

Из схемы золотника, показанной на рис. 187, *а*, следу
силы давления жидкости на детали идеальной пары, хар
зуемой абсолютной цилиндричностью и высоким качест
работки поверхности, уравновешиваются как в аксиальн
и в радиальном направлении, а поверхности скольжения
жера разделены граничным слоем жидкости. Следователь
ние плунжера такой идеальной пары будет зависеть то
скорости его перемещения и вязкости жидкости.

Однако трение плунжера реальной пары может достига
чительных величин и зависит от давления жидкости, от пр
ности геометрических форм плунжера и втулки и соосно
расположения. Практически зависимость силы трения пр
жении от величины перепада давления для распростра
в практике величин давления (до 200 *кГ/см²*) имеет линей
рактер.

Исследования показали, что трение плунжера возника
новном в результате неравномерного распределения да
жидкости в радиальном кольцевом зазоре, образованном
жером и гильзой, ввиду чего возникает неуравнове
радиальная сила, поджимающая плунжер к одной
гильзы.

На рис. 192, *а* показана схема элемента плунжерной
(представляющего собой поясок золотникового плунжера дл
помещенной во втулку (гильзу) с радиальным зазором (рис.

ий стороны этого пояска находится полость высокого p_1
правой — полость низкого p_2 давления.

ссмотрим случай размещения в подобной втулке идеального
рического плунжера, ось которого параллельна оси втулки,

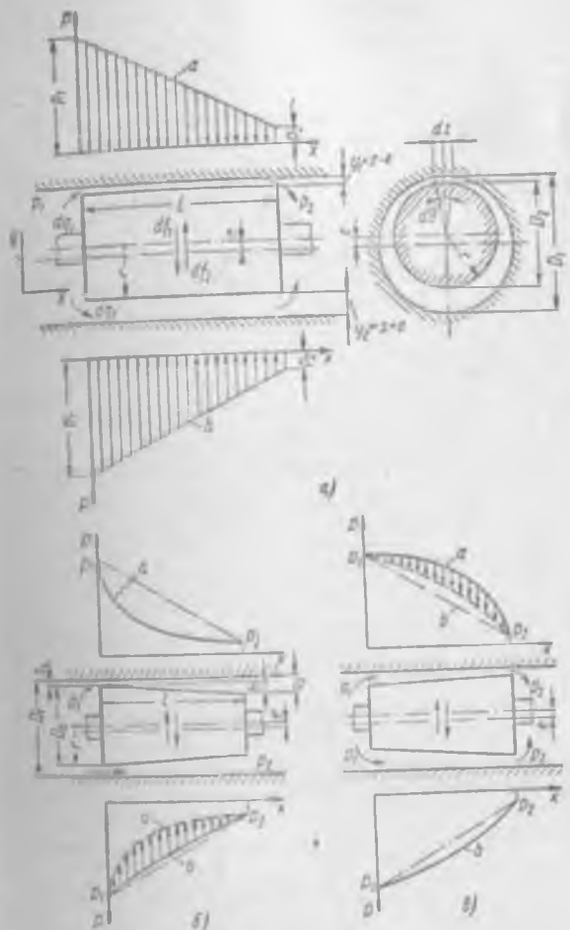


Рис. 192. Схемы, иллюстрирующие действие на плунжер золотника неуравновешенных радиальных сил давления жидкости

ено смещена относительно последней на величину *е*. Для уп-
ления анализа пренебрегаем силами инерции и тяжестью плун-
а и жидкости, а также допускаем, что поток жидкости в за-
е одномерный и ламинарный.

Вследствие эксцентричного размещения плунжера во втулке (цилиндре) в верхней части последней образуется зазор $y_1 = s - e$ и в нижней — зазор $y_2 = s + e$, где $s = \frac{D_1 - D_2}{2}$.

Рассмотрим потоки жидкости dq_1 и dq_2 через верхний и нижний элементарные зазоры шириной $dz = rd\theta$ (рис. 192, *а*). Так как при условии параллельности осей плунжера и втулки площади поперечного сечения как верхнего ($y_1 dz$), так и нижнего ($y_2 dz$) зазора будут постоянными по всей длине пояска плунжера l, градиент давления как для верхнего, так и для нижнего зазора можно приближенно принять постоянным:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_1 - p_2}{l} = \frac{\Delta p}{l} = \text{const},$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления по длине l зазора.

Следовательно, давление в зазоре будет понижаться от величины p_1 на входе до величины p_2 на выходе линейно, т. е. кривые давлений a и b в функции x будут прямыми линиями, соединяющими точки p_1 и p_2.

Нетрудно видеть, что радиальное усилие df_1 давления жидкости в верхнем зазоре, стремящееся переместить плунжер вниз, равно, если пренебречь скоростным напором потока утечек, усилию df_2 давления жидкости в нижнем зазоре, стремящемуся переместить плунжер вверх, т. е. эти силы уравновешиваются:

$$df_1 = df_2 = \int_0^l p dz dx = \frac{p_1 + p_2}{2} l dz \qquad (366)$$

Силы df_1 и df_2 уравновешены во всех случаях при параллельности поверхностей плунжера и втулки, образующих щель, а в случае совпадения осей плунжера и втулки уравновешены при любой симметричной относительно оси конфигурации плунжера и втулки.

Однако при искажении цилиндричности поверхностей втулки и плунжера равновесие радиальных сил при эксцентричном расположении осей плунжера и втулки нарушится, в результате чего возникают силы и моменты, смещающие плунжер к той или иной стороне поверхности втулки.

Рассмотрим наиболее характерный случай эксцентричного размещения в цилиндрической втулке конусного плунжера, основание конуса которого обращено в сторону высокого давления жидкости (рис. 192, *б*).

Величину усилия давления жидкости на единицу ширины поверхности dz можно в этом случае определить двойным интегрированием. Опуская математические выкладки, приводим результаты этих вычислений, из которых следует, что для любой элементарной щели длиной dx высотой y по радиусу и шириной

по дуге окружности справедливо соотношение связывающее градиент давления с градиентом расхода:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu dq}{y^3 dz},$$

где μ — абсолютная вязкость жидкости;

$\frac{dq}{dz}$ — поток жидкости через площадь зазора шириной dz по дуге круга.

После интегрирования и подстановки граничных условий

$$y = s_1 \text{ и } p = p_1 \text{ для } x = 0;$$

$$y = s_2 = s_1 + h \text{ и } p = p_2 = p_1 - \Delta p \text{ для } x = l$$

находим, что давление в зазоре по длине l пояска плунжера изменяется по параболическому закону

$$p = p_1 - \frac{\Delta p (s_1 + h)^2}{h(2s_1 + h)} \left(1 - \frac{s^2}{y^2}\right). \qquad (367)$$

Очевидно, что отклонение параболической зависимости от линейной, показанной на рис. 192, *б* штрих-пунктирной линией, зависит как от величины относительной конусности $\frac{h}{l}$ плунжера, где l — длина пояска плунжера, так и от величины минимального значения s_1 зазора между поверхностью втулки и основанием конуса, т. е. зависит от значения отношения $\frac{s_1}{s_2}$ величин зазоров по концам рассматриваемого пояска плунжера (см. рис. 192, *б*), при этом чем меньше величина отношения $\frac{s_1}{s_2}$, тем больше кривые давлений a и b приближаются к прямой линии, и наоборот.

Величина радиальной силы давления p жидкости, действующей на элементарную площадку $dxdz$ поверхности плунжера, равна $df = pdxdz$. Интегрируя по x, находим величину радиальной силы df, действующей на элемент поверхности плунжера шириной dz и длиной l:

$$df = \left[p_1 - \frac{(s_1 + h)\Delta p}{(2s_1 + h)} \right] dz.$$

Произведя второе интегрирование по окружности пояска, получим полную радиальную силу.

Для рассматриваемого нами случая интерес представляет компонент df этой радиальной силы, действующий в плоскости эксцентрицитета e осей плунжера и втулки; компоненты, действующие перпендикулярно этой плоскости, ввиду симметрии рассматриваемой системы относительно этой плоскости будут уравновешены.

Указанный компонент силы давления жидкости на плунжер для этого случая можно выразить уравнением

$$df = -lr\left(p_1 - \Delta p\,\frac{s+h+e\cos\theta}{2s+h\,2e\cos\theta}\right)\cos\theta d\theta,$$

где $s = \frac{D_1 - D_2}{2}$ — номинальный радиальный зазор со стороны основания конуса (при концентричном положении плунжера во втулке) (см. рис. 200, *а*).

Полную величину действующей на плунжер неуравновешенной радиальной силы f получим, интегрируя последнее уравнение по углу θ от нуля до 2π:

$$f = \frac{\pi l r h \Delta p}{2e}\left(1 - \frac{2s+h}{\sqrt{(2s+h)^2 - 4l^2}}\right). \qquad (368)$$

Так как второй член выражения, заключенного в скобки, больше единицы:

$$\frac{2s+h}{\sqrt{(2s+h)^2 - 4l^2}} > 1,$$

то значение силы f будет отрицательным, т. е. неуравновешенная радиальная сила будет действовать со стороны широкого (нижнего) зазора, стремясь переместить плунжер вверх и одновременно вследствие несимметричности действующих сил разворачивая (перекашивая) его относительно оси втулки

Эпюра неуравновешенных радиальных сил давления жидкости, действующих в этом случае на плунжер, представлена на рис. 192, *б* площадью, заключенной между кривыми *а* и *b* давлений соответственно для верхнего и нижнего зазоров. Направление действия неуравновешенных радиальных сил указано стрелками.

Следовательно, при конусной щели, расширяющейся в направлении движения утечек жидкости (рис. 192, *б*), положение плунжера во втулке будет неустойчивым и при нарушении по какой-либо причине центричности возникнет неуравновешенная радиальная сила, которая будет стремиться сместить плунжер в сторону меньшего зазора до контакта его с поверхностью втулки; при приходе плунжера в контакт со втулкой боковая (защемляющая) сила будет максимальной.

При зазоре, суживающемся в направлении движения утечек жидкости (рис. 192, *в*), максимальный градиент давления возникает в месте максимального сужения зазора; при этом плунжер стремится под действием неуравновешенной силы переместиться в положение, соосное втулке. В этом случае защемляющая сила будет минимальной.

Описанный разгружающий эффект можно получить выполнением искусственной конусности щели при окончательной обработке золотниковой пары, которая выбирается в пределах 0,2 c, где c — величина номинального входного радиального зазора

Жесткость корпуса. Защемление плунжера может произойти в результате деформаций под давлением жидкости корпуса золотника. Это обусловлено тем, что деформация в результате недостаточной и неравномерной жесткости происходит неравномерно, ввиду чего форма отверстия под плунжер может искажаться таким образом, что на одних участках зазор увеличится, а на других уменьшится, в результате плунжер золотника может оказаться защемленным в гильзе (цилиндре).

Деформация корпуса золотника может произойти также в результате температурных усадок материала и излишней затяжки присоединительных штуцеров, а также при ввинчивании в корпус пробок (заглушек) в особенности конических пробок.

Для устранения возможности защемления плунжера вследствие деформации корпуса золотниковая гильза *1* помещается в расточку корпуса свободно (с небольшим зазором); герметичность же гильзы достигается при помощи уплотнительных колец *2* (рис. 193, *г*). Практически зазоры между гильзой и корпусом составляют 0,01—0,02 *мм* для диаметра гильзы меньше 30 *мм* и 0,01—0,025 *мм* для диаметра гильзы больше 30 *мм*.

Загрязнение масла механическими частицами. Сила трения может значительно увеличиться при попадании в зазоры между сопрягаемыми поверхностями плунжера и гильзы находящихся в масле твердых частиц загрязнителя и смолисто-асфальтовых образований масла. При попадании твердых частиц в зазор они оказывают расклинивающее действие на плунжер золотника в радиальном направлении и могут прижать его к гильзе, а также в результате заклинивания этих частиц в сужениях зазора они могут повредить (процарапать) рабочие поверхности.

При засорении рабочей жидкости абразивными частицами возможно значительное повышение усилия трения; в частности усилие, требующееся для страгивания золотника диаметром 20—30 *мм*, достигает 30 *кГ*, а в отдельных случаях 70 *кГ*.

Наиболее неблагоприятными с точки зрения увеличения усилия страгивания золотников с микронными зазорами (5—10 *мк*) являются абразивные частицы загрязнения с твердостью, превышающей твердость материала золотника размером от 5 до 15 *мк*. На рис. 193, *а* приведен график зависимости усилия страгивания плунжера золотника (⌀15 *мм*) от величины подводимого давления. Кривая *1* соответствует чистому маслу и кривая *2* — маслу, загрязненному абразивными частицами размером 7—13 *мк* при концентрации 40 *мг/л*.

Усилие страгивания плунжера повышается с течением времени выдержки его в покое под давлением жидкости. При длительном неподвижном состоянии золотника, находящегося под давлением жидкости, происходит отложение и слеживание в зазоре между неподвижными элементами распределителя мелко дисперсных составляющих загрязнителя, в результате усилия, необходимые для

страгивания, могут достигать многих десятков килограммов. Т
при трехминутной выдержке золотника под давлением 200 кГ
усилие страгивания при загрязнении жидкости твердыми
стицами размером 5—8 *мк* в количестве, допустимом для с
дартно «чистой» жидкости (количество загрязняющих частиц

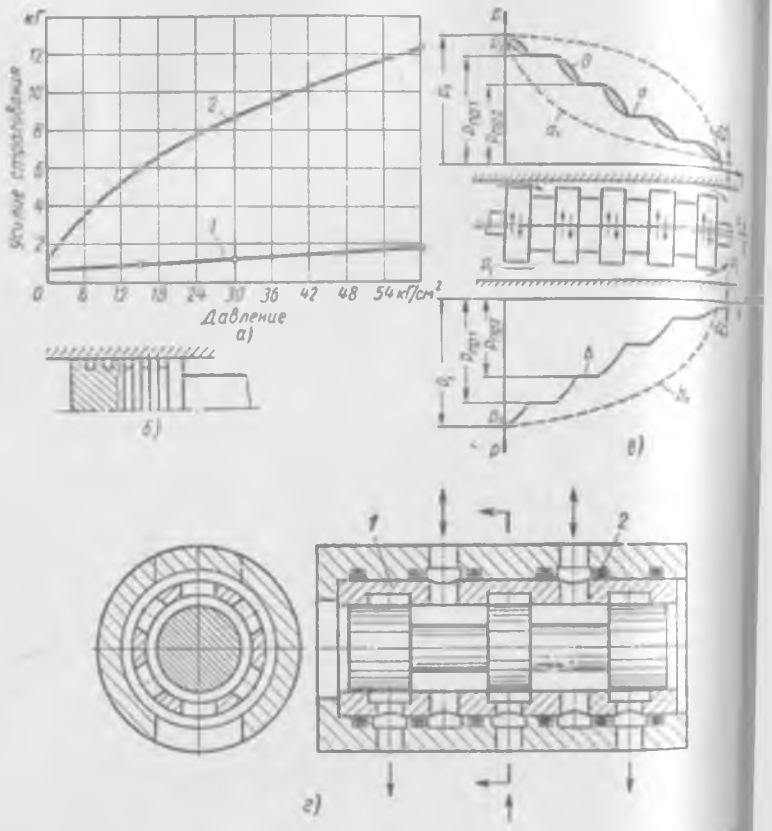


Рис. 193. Кривые зависимости усилия страгивания золотника от да
жидкости (*а*) и схемы, иллюстрирующие разгрузку плунжера золот
радиальных сил давления жидкости (*б* и *в*)

более 0,005% по весу), в 15—20 раз и более превышает усили
выдержки по времени. Основное повышение усилия (80—
происходит за первые 30—40 *сек*.

Помимо повышения трения, загрязнение твердыми част
вызывает интенсивный износ скользящей пары. Этот износ
вается как микрорезанием защемленными в зазоре между

верхностями скользящей пары твердыми частицами, так и микрорезанием движущимися с маслом частицами при их скольжении по этим поверхностям.

Облитерация щели. Усилие, требующееся для страгивания плунжера, зависит также от физико-молекулярных свойств жидкости и связано с явлением заращивания (облитерации) щели адсорбированными на поверхностях деталей полярными молекулами. При полном заращивании щели произойдет сращивание поверхностей втулки и плунжера фиксированными слоями этих молекул. В этом случае чтобы сместить плунжер с места, потребуется приложить усилие для разрушения указанной цементирующей прослойки из полярных молекул.

После того, как плунжер будет сдвинут с места, произойдет разрушение этой прослойки, и усилие, необходимое для его перемещения, понизится до величины, обусловленной трением при движении.

Способы снижения сил трения. Снизить силу трения можно выбором соответствующих материалов, из которых изготовляются золотниковые пары, а также различными конструктивными мероприятиями.

Большие силы трения, в частности при страгивании, обусловлены в основном схватыванием металлов плунжера и гильзы, могущим произойти при известных условиях нагружения, а также при определенном качестве материалов, из которых изготовлены плунжер и гильза, и качестве их обработки. Как известно, детали золотниковых пар фактически контактируют на весьма ограниченных участках поверхности, в результате на последних создаются высокие удельные давления, приводящие к взаимному внедрению микронеровностей поверхностей и к образованию при относительных перемещениях поверхностей небольших царапин и локальных задиров из-за схватывания на микроконтактах.

Поскольку схватыванию менее подвержены твердые и легко окисляющиеся материалы, то от твердости сопрягаемых поверхностей зависит и сила трения плунжерной пары, которая, как показали опыты, уменьшается, как правило, с увеличением твердости материалов. С целью снижения трения на поверхности гильзы и плунжера рекомендуется наносить покрытия, препятствующие схватыванию металлов.

Для снижения трения, и в особенности в условиях высоких температур, плунжеры и гильзы покрываются серебром.

Силы трения могут быть снижены путем уменьшения неуравновешенных радиальных сил давления жидкости на плунжер. Наиболее простым способом снижения указанных сил является прорезание на поверхности плунжера или гильзы кольцевых прямоугольных канавок (рис. 193, *б*). Поскольку гидравлическое сопротивление канавки ничтожно по сравнению с сопротивлением щели, давление в канавке, обусловленное утечками жидкости, одинаково

во всех точках, давление по окружности в радиальном зазоре этими канавками выравнивается и тем самым уменьшается неуравновешенность радиальных сил давления жидкости на плунжер, в результате чего трение может быть значительно уменьшено.

Если плунжеры имеют пояски небольшой длины, то можно применить одну канавку, которая, как показывает практика, уменьшает величину неуравновешенных радиальных сил в 1,5—2 раза в сравнении с плунжером без канавки.

Как показали опыты, при прорезании одной разгрузочной канавки трение как покоя, так и движения может понизиться со 100% при гладком плунжере (без канавок) до 40%; при семи канавках трение снижается до 2,7—3%.

Для наглядной оценки разгружающего эффекта при применении нескольких канавок на рис. 193, *в* представлены кривые *а* и *b* распределения давления в верхнем и нижнем зазорах перекошенного во втулке цилиндрического плунжера. Входное давление p_1 понижается до выходного p_2 ступенями (причем $p_1 > p_{пр1} > p_{2пр} > p_2$, где $p_{пр1}$, $p_{пр2}$ и т. д. — промежуточные давления в канавках). На участке длины каждого пояска между двумя канавками давление в зазоре будет понижаться по тем же законам, что и в рассмотренных выше случаях конусного плунжера (без канавок) (см. рис. 192, *б*). Эпюра неуравновешенных радиальных сил давления жидкости на такой плунжер представляет собой отдельные узкие сегменты *о*, являющиеся эпюрами неуравновешенных радиальных сил для отдельных поясков (см. рис. 193, *в*).

Так как канавки уменьшают длину уплотняющей части щели, т. е. уменьшают длину пути утечек, то величина утечек при наличии канавок обычно несколько превышает утечку через щель при плунжере без канавок. Однако в некоторых случаях при наличии канавок наблюдается уменьшение утечек. Последнее обусловлено тем, что при наличии канавок давление в радиальном зазоре по окружности плунжера выравнивается, что способствует сохранению концентричного его положения во втулке, при котором утечки меньше, чем при эксцентричном (см. стр. 0

Сечение канавки следует выбирать таким, чтобы ее сопротивление потоку жидкости было незначительным по сравнению с сопротивлением радиального зазора между плунжером и гильзой. Так как зазоры в плунжерных парах имеют микронные размеры, ширину канавки обычно выбирают настолько малой, насколько это позволяет технология изготовления. Канавки прорезаются обычно шириной 0,5—1 *мм* и глубиной 0,8—1,0 *мм*; расстояние между осями канавок обычно равно 1 *мм* и меньше; число канавок должно быть возможно большим.

Гидростатическое центрирование золотников. Для разгрузки золотника от действия неуравновешенных радиальных сил применяют гидростатическое центрирование плунжера. Одна из схем подобного центрирования представлена на рис. 194, *а*. В пояске

плунжера выполняют 4—6 противоположно расположенных радиальных отверстий (⌀6—8 *мм*), соединенных осевым каналом с полостью питания золотника. Эти отверстия перекрыты утопленными в них пробками *1*, в которых выполнены дроссельные отверстия малого сечения ($d_2 = 0{,}2 \div 0{,}3$ *мм*), через которые жидкость из полости питания подводится в камеры *2*, образованные утопленными пробками и втулкой золотника. Нетрудно видеть, что если

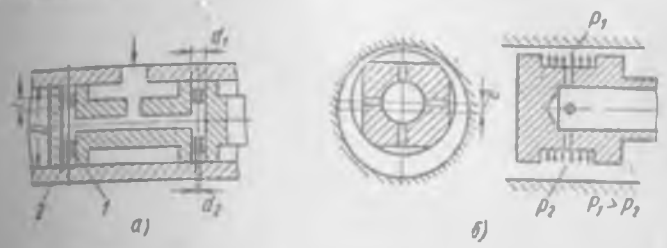


Рис. 194. Схема золотника с гидростатическим центрированием

в результате радиального смещения плунжера зазор на какой-либо стороне уменьшится, то на противоположной он в равной степени увеличится, в результате чего давление в камере *2* со стороны уменьшенного зазора повысится, а со стороны увеличенного зазора понизится, а следовательно, появится неуравновешенная радиальная сила, стремящаяся сместить плунжер в положение, соосное с втулкой. В том случае, когда эта сила преодолеет силы, стремящиеся децентрировать плунжер, последний сместившись в направлении к оси втулки, зависнет на масляной «подушке».

Поскольку плунжер при этом теряет контакт с поверхностью втулки, усилие, необходимое для смещения его с места и дальнейшего перемещения, снизится до величины, обусловленной чисто жидкостным трением.

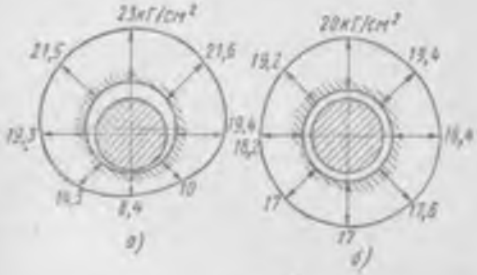


Рис. 195. Эпюры давлений жидкости в радиальном зазоре золотника

На рис. 195, *а* и *б* представлены эпюры давления в радиальном зазоре золотника по окружности, полученные при испытаниях неразгруженного (с глухими заглушками в радиальных сверлениях *2*; см. рис. 194, *а*) и разгруженного золотников (число сверлений — 4 на каждой из поясков; диаметр $d_2 = 0{,}3$ *мм*; радиальный зазор 40 *мк*, $D = 25$ *мм*). Испытания проведены при подводимом давлении 50 *кГ/см²*. Усилие страгивания в первом случае (*а*)

достигало 4,6 *кГ* и во втором не превышало 6 *Г*. На рис. 196, *а* приведены данные сравнительных испытаний неразгруженного (с заглушенными разгрузочными отверстиями) (кривая *1*) и разгруженного (кривая *2*) плунжеров, видно, что сила трения разгруженного плунжера практически приближается к нулевому значению.

Результаты испытаний также показали, что усилие страгивания разгруженного таким способом плунжера практически не зависит от длительности пребывания его в покое под давлением жидкости, в то время как в случае неразгруженного золотника это усилие с течением времени повышается (рис. 196, *б*).



Рис. 196. Кривые изменения силы трения плунжера золотника в функции давления (*а*) и времени (*б*)

Надежность разгрузки зависит от рационального соотношения диаметра d_2 жиклерного отверстия и величины радиального зазора между плунжером и втулкой золотника. Очевидно, увеличение этого диаметра дросселирующих отверстий приведет к тому, что они не будут создавать необходимого сопротивления; в результате давление во всех камерах *2* независимо от величины эксцентрицитета плунжера будет практически одинаковым (общим), а следовательно, восстанавливающая сила в этом случае не будет возникать.

При практически распространенных диаметральных зазорах (10—20 *мк*) могут быть рекомендованы к применению четыре дроссельных отверстия диаметром 0,2 *мм*.

Для повышения эффективности действия разгрузочного механизма радиальные отверстия в плунжере заменяют лысками (см. рис. 194, *б*), образующими с поверхностью втулки камеры, в каждую из которых через радиальные дроссельные отверстия подведено рабочее давление жидкости. Нетрудно видеть, что и в этом случае при эксцентричном положении плунжера давление $p_1 > p_2$, однако поскольку разность давлений

$\Delta p = p_1 - p_2$ действует на относительно большую поверхность, на плунжер будет действовать значительная по величине компенсирующая сила.

Последний способ гидростатического центрирования применяют также для разгрузки поршней насосов и гидромоторов, а также поршней силовых цилиндров.

Представляет практический интерес разгрузка плунжера путем выполнения на его пояске нескольких (5—6) глухих неглубоких засверловок (камер) *а*, соединенных между собой узкой кольцевой канавкой *в*, прорезанной на поверхности пояска (рис. 197, *а*). Диаметр *d* засверловок обычно равен $d = (0{,}3—0{,}4)\,l$, где l — ширина пояска; сечение соединяющей кольцевой канавки обычно равно 0,5—1 *мм*². Испытания показали, что при выполнении шести таких засверловок сила трения плунжера среднего размера (∅15—30 *мм*) может быть уменьшена при давлении жидкости (200 *кГ/см*²) до 10—20 *г* и менее, тогда как эта сила без засверловок может достигать для указанных условий 5—10 *кГ*.

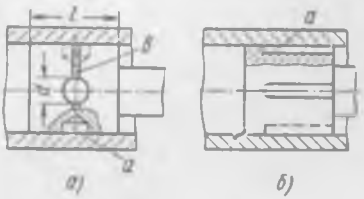


Рис. 197. Схемы элементов золотников с гидравлическим центрированием плунжера

Разгрузка плунжера здесь достигается, как и в рассмотренной выше схеме (см. рис. 194, *а*), за счет центрирующего действия на плунжер давления жидкости в камерах засверловок, в которые жидкость поступает в виде утечек через радиальный зазор.

Преимуществом последнего способа разгрузки является относительная простота исполнения, а также то, что в отличие от разгрузки по схеме, представленной на рис. 194, *а*, разгрузка по рассматриваемой схеме практически не ухудшает, а во многих случаях улучшает герметичность в сравнении с плунжерной парой без разгрузки. Последнее является следствием указанного центрирующего действия на плунжер радиальных сил давления жидкости.

Центрирующий эффект при последнем способе разгрузки может еще более быть повышен, если вместо засверловок выполнить на поверхности пояска столько же узких аксиальных пазов *а* (см. рис. 197, *б*), соединенных с полостью рабочего давления.

В некоторых конструкциях золотников, и в частности золотников гидроусилителей (см. стр. 455), предназначенных для работы при высоких давлениях, разгрузка достигается тем, что средние пояски четырехпоясковых плунжеров (см. рис. 188, *а*) занижают по диаметру на 5—10 *мкм* относительно крайних поясков, которые в этом случае будут опорными, обеспечивая тем самым центрирование средних поясков, находящихся под рабочим перепадом

давления относительно гильзы. Поскольку же крайние пояски разгружаются под перепадом давления, близким к нулевому, сила трения их ничтожна.

Вибрационные движения плунжера золотника. Для уменьшения сил трения применяют золотники, плунжеры которых совершают поступательные или поворотные вибрационные (осциллирующие) колебания небольшой амплитуды (0,01—0,1 *мм*) и высокой частоты (~ 50 *гц*). Эти движения осуществляются с помощью механических и электротехнических средств.

Опыт показывает, что при осциллирующих движениях, особенно при осевых, усилие, необходимое для страгивания плунжера с места, составляет небольшую часть (3—4%) усилий, которые необходимы для этого при отсутствии таких движений.

Применение возвратно-поступательных колебаний особенно целесообразно в золотниках следующих систем (см. стр. 455), в которых плунжер колеблется относительно своего среднего (нейтрального) положения. Амплитуда колебаний в этом случае должна несколько превышать (на 0,01—0,05 *мм*) величину перекрытия поясками плунжера окон питания. При смещении же плунжера из нейтрального положения равновесие пульсирующих сил давления жидкости на гидродвигатель нарушится, и он переместится в соответствующую сторону.

При колебаниях плунжера с такой амплитудой все движущиеся силовые узлы гидросистемы будут подвержены частотным знакопеременным нагрузкам (возмущениям), вызываемым знакопеременными силами давления жидкости на поршень силового цилиндра, благодаря чему снижается трение во всех этих узлах. Частота колебаний в этом случае должна быть такой, чтобы поршень силового цилиндра не реагировал на импульсы, вызываемые частотными колебаниями подачи жидкости в цилиндр. Подобной частотой является частота 40—50 *гц*.

Практика показала, что при применении для привода золотников электромагнитов переменного тока частотное возбуждение электромагнита действует на золотник так же, как и преднамеренно вводимая вибрация. В результате силы трения в подобном золотнике резко снижаются, хотя амплитуда колебаний плунжера вследствие высокой частоты практически близка к нулевой.

Следует указать, что вибрация частей машины, к которым крепятся золотники, оказывает на силу страгивания примерно тот же эффект, что и преднамеренно вводимая вибрация (осциллирующие движения) его плунжера. Так, наблюдения показывают, что при наличии вибраций мест крепления гидроусилителей с частотой от ~ 30 до 80 *гц* и амплитудой от 0,05 до 0,5 *мм* усилия страгивания плунжеров после выдержки золотника в покое под давлением практически сохраняются такими же, как и без выдержки.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ЗОЛОТНИКЕ

На плунжеры золотников действуют также осевые силы, вызываемые гидродинамическим (реактивным) действием потока жидкости (рис. 198). Эти силы искажают вследствие нелинейности своих характеристик линейность характеристик гидроагрегатов и при известных условиях могут ввести гидросистему в автоколебания. Подобные колебания могут возникать, например, в следящих гидросистемах, если в звеньях входного контура имеются люфты (см. стр. 493). Указанные осевые силы действуют в сторону

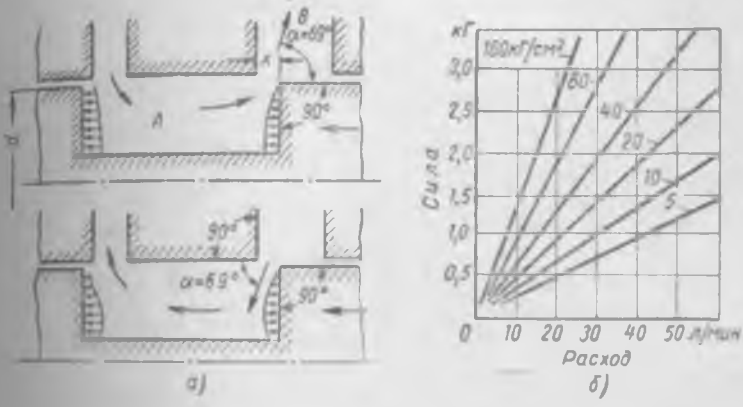


Рис. 198. Схема действия на плунжер золотника гидродинамических сил жидкости (*а*) и кривые зависимости этих сил от расхода и давления (*б*)

закрытия золотника (стремятся вернуть плунжер в нейтральное положение).

По величине усилия реакции потока достаточно велики для того, чтобы при использовании существующих моментных электромагнитов ограничить при высоких давлениях жидкости расход большинства однокаскадных сервоклапанов (см. стр. 476) величиной 8—10 *л/мин*. Даже при двухкаскадных клапанах обеспечение расходов выше 35—40 *л/мин* представляет известные трудности.

Опыт показывает, что величина этой силы является в основном функцией двух переменных — перепада давления жидкости и величины открытия окна золотника.

На рис. 198, *а* показана эпюра сил давления жидкости на стенки поясков плунжера для разных направлений потока жидкости, а на рис. 198, *б* — типовые кривые зависимости рассматриваемой силы от расхода и перепада давления жидкости.

Практически можно считать, что в четырехходовых золотниках (см. рис. 188) на каждую лошадиную силу мощности теряемую в золотнике вследствие перепада в нем давления, приходится осевая сила, равная примерно 400—600 *Г*.

Происхождения аксиальной силы. Из схемы элемента плунжерной пары, представленной на рис. 198, *а*, видно, что поток жидкости из камеры *А* в камеру *В* (или наоборот) через щель окна, образованную острыми кромками плунжера и втулки, направлен к оси плунжера под некоторым углом α, величина которого для идеальной жидкости и беззазорной пары может достигать значения $\alpha = 69°$.

Реактивную силу *R* потока жидкости, действующую под углом α к оси плунжера в направлении, обратном направлению скорости потока, можно определить из выражения

$$R = mu, \tag{369}$$

где *m* — секундная масса расхода жидкости через щель окна;
u — расчетная скорость потока жидкости на выходе из щели.

Принимая во внимание, что

$$m = \frac{G}{g};\ G = Q\gamma \text{ и } \gamma = \rho g,$$

уравнение (369) можно представить в виде

$$R = Qu\rho, \tag{370}$$

где *G* — секундный весовой расход жидкости через щель окна;
Q — секундный объемный расход жидкости;
ρ — массовая плотность жидкости;
γ — вес единицы объема жидкости;
g — ускорение силы тяжести.

Аксиальная составляющая *F* этой силы определится из уравнения

$$F = R\cos\alpha = Qu\rho\cos\alpha \tag{371}$$

где α — угол, образованный осями плунжера и направлением потока жидкости; в случае прямоугольных острых кромок поясков в плунжере золотника и отсутствия зазора этот угол будет максимальным и равным 69°.

Подставив $u = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}}$, а также значение *Q* согласно выражению (75)

$$Q = f\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} = wx\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \tag{372}$$

получим

$$F = 2wx\Delta p\cos\alpha, \tag{373}$$

где *w* — длина щели по дуге круга; для плунжера с кольцевым пояском $w = \pi d$;
Δp — перепад давления между камерами *А* и *В* (рис. 198, *а*);
x — величина открытия окна золотника;
d — диаметр плунжера.

Так как угол α — величина положительная, то возникающая аксиальная сила F стремится сместить плунжер в сторону уменьшения щели окна, иначе говоря, действие жидкости, проходящей через щель, образованную кромками плунжера и окон втулки, аналогично действию пружины, стремящейся вернуть плунжер в нейтральное положение. Значения этой силы в функции расхода и перепада давления в золотнике Δp приведены на рис. 198, *б*.

Поскольку реактивная сила в четырехходовом золотнике (рис. 199) с симметричным расположением поясков плунжера относительно окон втулки будет удвоенной (при равных расходах как в рабочей, так и в сливной камере золотника) уравнение для вычисления суммарной аксиальной силы в беззазорном золотнике примет вид

$$F_c = 2F = 2Qu\rho\cos\alpha = 2Q\cos\alpha\sqrt{2\Delta p\rho} = 2Q\cos\alpha\sqrt{\Delta p_c\rho}, \quad (374)$$

где Δp_c — суммарный для обоих поясков перепад давления.

При этом принимаем, что расход жидкости через рабочую и сливную камеры золотника, а следовательно, и скорости течения в окнах этих камер равны между собой.

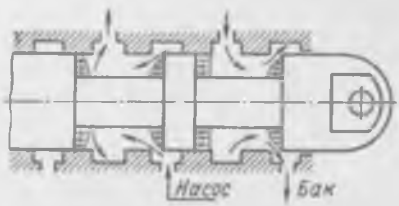


Рис. 199. Схема действия аксиальных гидродинамических сил на плунжер четырехходового золотника

Способы компенсации. Влияние рассматриваемых аксиальных сил на динамику золотника можно уменьшить приложением к нему силы противоположного направления. Частичную, компенсацию рассматриваемой аксиальной силы в четырехходовом золотнике можно осуществить выполнением профильных камер, в которых отрицательные аксиальные силы уравновешивались бы положительной аксиальной силой, действующей в парной камере с прямоугольными кромками (рис. 200, *а*). Однако достигнуть полной компенсации практически не представляется возможным.

Механизм действия этой компенсации заключается в том, что путем изменения конфигурации плунжера золотника можно добиться соответствующего изменения сил, действующих на него со стороны потока жидкости (рис. 200, *б*). В результате того, что жидкость перемещается по поверхности плунжера во входной камере под углом α_1, а затем изменяет этот угол до α_2, на выходе из золотника возникает дополнительная сила F_c', действующая в противоположном силе F_c направлении.

Принимая поперечное сечение потока жидкости в профилированной проточной части золотника постоянным и пренебрегая потерями, можно записать [см. выражение (371)]

$$F' = -Q\rho u\cos\alpha_2; \quad (375)$$

результирующая осевая сила, действующая на плунжер со стороны рабочей (входной) камеры, будет равна

$$F_c = F - F' = Q\rho u\,(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2). \qquad (37)$$

Из этого уравнения следует, что путем подбора углов α_1 и α_2 осевую силу можно свести к нулю или даже изменить ее направление. В первом приближении можно принять, что $F_c = 0$ при $\alpha_1 = \alpha_2$.

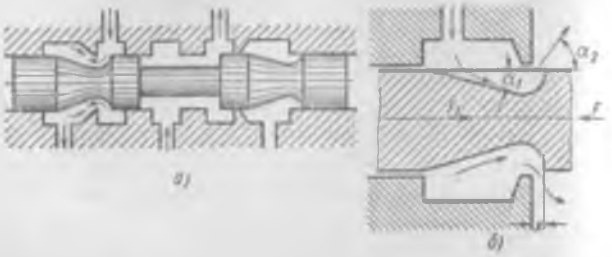


Рис. 200. Схемы золотников с разгрузкой от аксиальных сил

Следует отметить, что в действительности механизм рассматриваемого явления более сложен, чем это описано, и при изменении

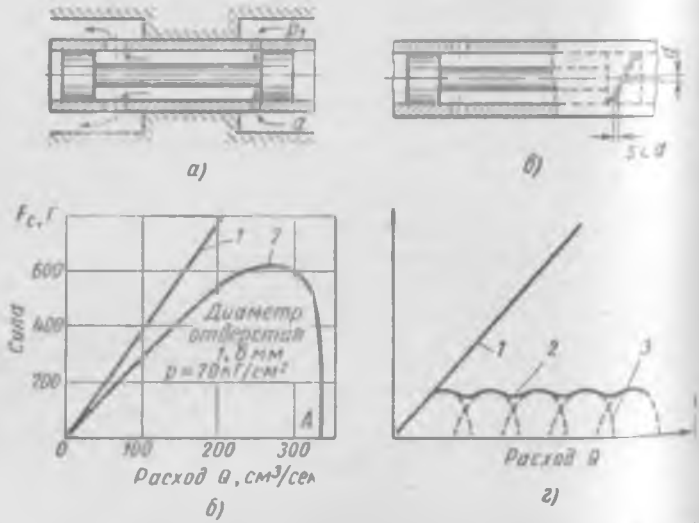


Рис. 201. Схемы плунжерных золотников разгруженных от аксиальных сил и графики действующих сил

рассогласования (открытия окна x) нарушится также характер изменения осевых сил. При $\alpha_2 < \alpha_1$ осевая сила при своем воз-

шивовении будет стремиться сместить плунжер в сторону открытия окон.

Применяется также более простой способ компенсации. Из уравнения (374) следует, что при $\alpha = 90^\circ$ аксиальная сила исчезает. Учитывая это представляется возможным уменьшить эффект аксиальных сил путем подвода жидкости к золотнику через несколько симметрично расположенных, но смещенных одна относительно другой пар отверстий малого (диаметр 0,5 + 1 *мм*) сечения (рис. 201, *а*).

Рассмотрим действие устройства с одной парой диаметрально противоположных отверстий. При открытии этих отверстий в процессе движения плунжера угол α истечения жидкости вначале будет близок к 69°; с увеличением проходного сечения при открытии он будет увеличиваться, и при открытых полностью отверстиях поток направляется под углом 90°; при этом угле сила станет равной нулю (точка *A* на рис. 201, *б*).

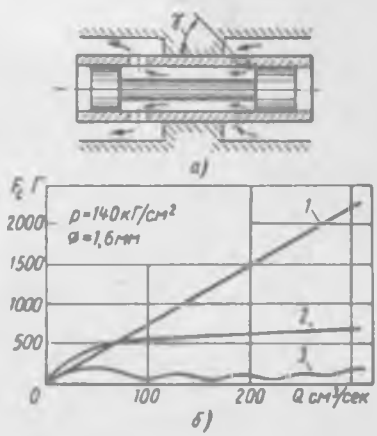


Рис. 202. Схема золотника, разгруженного от действия аксиальных сил и графики сил

При наличии нескольких отверстий, расположенных по спирали с перекрытием ($s < d$, где s — шаг расположения отверстий и d — их диаметр) (рис. 201, *в*), в начале открытия какой-либо пары отверстий соседняя пара продолжает оставаться закрытой. Поэтому сила, возникающая при открытии каждой пары отверстий (см. кривую *3* на рис. 201, *г*), будет частично перекрывать силу, развиваемую потоком, проходящим через соседние отверстия, в результате получим равнодействующую кривую 2. Кривые *1* на рис. 201, *б* и *г* характеризуют расчетные силы для неуравновешенных золотников.

Эффект разгрузки будет значительно увеличен, если первую пару отверстий расположить под углом к оси плунжера (рис. 202, *а*). В этом случае струя, вытекающая из наклонных отверстий, будет действовать на торцовую поверхность плунжера и развивать силу, противодействующую рассмотренному выше эффекту. Как показали опыты, наибольший эффект достигается при $\gamma = 30^\circ$.

На рис. 202, *б* приведены кривые реактивных сил, действующих в золотнике, не разгруженном (кривая *1*) и разгруженном радиальными отверстиями (кривая *2*), а также разгруженном отверстиями, расположенными под углом γ (кривая *3*).

основного золотника при выключенном электромагните *4* удерживается в крайнем левом положении действием усилий пружины *5* и давлением жидкости, поступающей из рабочей магистрали через канал *3* в камеру *7*. В этом положении золотника жидкость из рабочей магистрали *8*, соединенной с насосом, поступает в канал *10*, связанный с силовым цилиндром.

При включенном электромагните жидкость из магистрали *8* через проточку вспомогательного золотника *2* и канал *1* поступает в левую полость *11* основного золотника. Так как рабочая площадь плунжера *9* больше площади вспомогательного плунжера *6*, плунжер *9* переместится вправо. При этом рабочая магистраль *8* соединяется каналом *12*, связанным с силовым цилиндром.

Плоские золотники

Основная трудность при изготовлении цилиндрических золотников высокой точности обусловлена сложностью обработки и контроля качества внутренней рабочей поверхности втулки. В связи с этим представляет интерес конструкция, в которой обеспечен доступ к этой поверхности.

На рис. 206, *а* показана схема распределителя с плоским распределительным элементом (золотником), который удовлетворяет последним требованиям.

Плоский распределительный элемент *2* скользит по плоскому основанию (зеркалу) корпуса *6*, прижимаясь к нему через втулку *1* пружиной *7* и усилием давления жидкости на втулку.

Жидкость от насоса через центральное сквозное окно *4* поступает в зависимости от положения распределителя к левому (рис. 206, *а*) или правому (рис. 206, *б*) окну питания гидродвигателя и удаляется из нерабочих полостей через соответствующие дренажированные окна *3* или *5*. Форма окон показана на рис. 206, *в*.

Усилие P_1, с которым распределительный элемент (золотник) *2* прижимается к зеркалу корпуса, определится (без учета усилия пружины *7*) разностью сил давления $p_н$ жидкости на омываемую ею площадь, прижимающих золотник к зеркалу, и силы P_2, обусловленной средним давлением $p_{ср}$ жидкости в плоском зазоре, (образованном золотником и зеркалом корпуса), отжимающих этот золотник от корпуса. Пренебрегая влиянием площади сквозного окна *4*, которая входит в выражения как прижимающих, так и отжимающих сил, и допуская, что распределение давления в плоском зазоре носит линейный характер, при котором $p_{ср} = \frac{p_н}{2}$, а также принимая, что это давление действует на площадь $f = ab$ (рис. 206, *в*), условие равновесия действующих на золотник сил выразим

$$P_1 = P_2; \quad \frac{\pi D^2}{4} p_н = ab \frac{p_н}{2}$$

или

$$D = \sqrt{\frac{2ab}{\pi}},$$

где D — диаметр втулки *1*.

Для того чтобы не произошло «раскрытия» распределителя (отрыва золотника от корпуса), должно быть соблюдено условие $P_1 > P_2$. Практика показывает, что раскрытия не наблюдается при условии

$$\frac{\pi D^2}{4} p_н = ab \frac{p_н}{2} \cdot 1{,}1.$$

В этом случае отжимающая сила будет на 10% меньше прижимающей силы, к которой добавляется также усилие пружины. Усилие пружины подбирается таким, чтобы был обеспечен плотный контакт при нулевом и малом давлении в системе с учетом трения уплотнительных колец.

Преимуществом этих распределителей является возможность получения высокой герметичности, а также отсутствие благодаря свободной ориентации под-

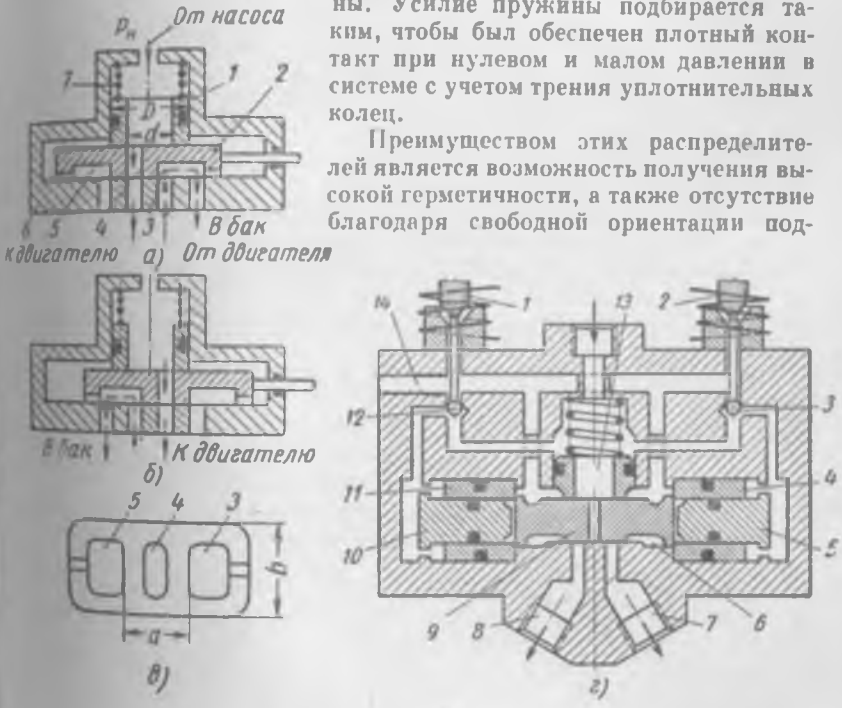


Рис. 206. Схемы распределителей с плоским золотником

вижного элемента *2* вероятности его заклинивания. Поскольку зазор между перемещающимися деталями плоского распределителя определяется толщиной несущей масляной пленки, затруднено также проникновение в него твердых частиц загрязнителя, ввиду чего эти распределители отличаются относительно высоким сроком службы.

На рис. 206, *г* представлена схема распределителя этого типа с серводействием. Он состоит из шариковых датчиков *3* и *12* с электромагнитным приводом и управляемого этими датчиками плоского золотника *9* осуществляющего подачу к двигателю основного потока жидкости. Клапаны-датчики *12* и *3* управляются электромагнитами *1* и *2*. Когда электромагниты не возбуждены, клапаны *12* и *3* прижаты пружинами к верхним седлам, и жидкость под давлением проходит через каналы этих клапанов, оказывая одинаковое действие на внутренние *5* и *10* и наружные *4* и *11* кольцевые поршни. Наружные поршни *11* и *4* прижаты к упорам на внутренних концах цилиндров, ввиду чего плоский золотник *9* центрируется, блокируя выходные окна *8* и *7*, ведущие к гидродвигателю. При включении электромагнита *2* клапан *3* отжимается в нижнее положение, отключив линию давления от полостей поршней *4* и *5* и соединив их со сливным каналом *14*, так что давление на этих поршнях уменьшится. При этом давление жидкости, действующее на внутренний поршень *5*, переместит золотник *9* в левое положение, в котором жидкость под давлением будет проходить через центральное окно *13* и далее через выходное окно *8* к гидродвигателю.

Жидкость, вытесняемая из нерабочей полости цилиндра, поступает в распределитель через второй канал *7*, который в этом случае соединяется через камеру *6* со сливным каналом *14*. После выключения электромагнита *1* клапан *12* возвращается в свое верхнее седло, в результате чего равновесие сил давления восстанавливается и золотник возвращается в центральное положение.

При включении электромагнита *1* система действует в обратном направлении. В этом случае жидкость направляется к окну *7*, а окно *8* соединяется со сливным каналом *14*.

Размер диаметра седла шарикового датчика часто не превышает 1,5—2 *мм*, благодаря чему командное усилие может быть снижено до ничтожной величины; перемещение электромагнитов подобного клапана обычно не более до 0,3 *мм*; вес электромагнита не превышает 200—500 *г*.

При обработке плоскостей золотника *9* и контактирующих с ними поверхностей втулки *14* и корпуса должны быть обеспечены их плоскостность и высокая чистота (▽ 10—12).

Схема подобного распределителя с одним шариковым датчиком представлена на рис. 207, *а*. При выключенном электромагните (рис. 207, *а*) шарик *1* давлением жидкости отжимается вправо и открывает проход жидкости во внутреннюю полость втулки *2*. Так как рабочая площадь втулки значительно больше площади торцовой поверхности золотника *3*, втулка под действием избыточного давления жидкости и давления пружины перемещается влево до упора в корпус, смещая прижатые к нему давлением жидкости золотник *3*, который при этом располагается так, что одна полость сообщается с насосом, а вторая — со сливом.

При включенном электромагните (рис. 207, *б*) якорь электромагнита отжимает шарик *1* влево, закрывая доступ жидкости от насоса во внутреннюю полость втулки *2* и соединяя ее со сливом.

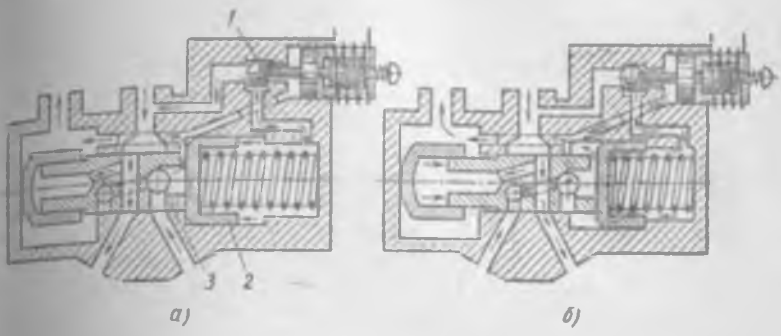


Рис. 207. Схема двухступенчатого распределителя с плоским золотником и односторонним электромагнитным приводом

Золотник *3* под действием давления жидкости на левый торец перемещается вправо и, сжимая пружины, смещает втулку *2* в положение, при котором питание полостей силового цилиндра жидкостью изменяется на противоположное.

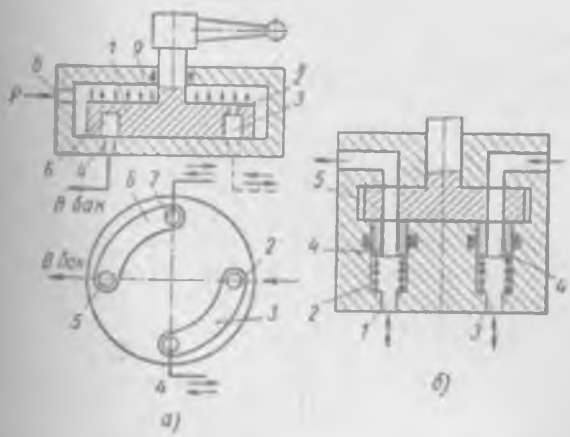


Рис. 208. Схемы распределителя с плоским поворотным золотником

Описанный распределитель применяют при рабочих давлениях до 300 *кГ/см*² и выше. Распределитель отличается малым весом, который при расходе жидкости 75 *л/мин* не превышает 1 *кг*, а

также высоким быстродействием: золотник перемещается от нейтрального в любое крайнее положение за 0,1 *сек* и возвращается в нейтральное положение за 0,03 *сек*.

Плоский поворотный золотник (кран). Применяются также распределители (краны) с поворотным плоским распределительным элементом.

Схема простейшего крана этого типа представлена на рис. 208, *а*. Плоский поворотный элемент *1* имеет два серпообразных окна *3* и *5*. С помощью глухого окна *6* отверстие *5*, ведущее к баку, последовательно соединяется при повороте крана на 90° с отверстиями *4* и *7*, ведущими к гидродвигателю; в свою очередь, эти отверстия с помощью окна *3* и сквозного от... верстия *2* в поворотном элементе *1* последовательно соединяются с ... вводным каналом *8*, связанным ... насосом.



Рис. 209. Конструкция распределителя с плоским поворотным золотником

Недостатком приведенной схемы является большая нагрузка рабочего давления *p* жидкости в камере *9* на поворотный элемент, которое в данном случае действует на всю его поверхность.

Для разгрузки подвижного элемента применяют краны с ... линдрическими втулками (рис. 208, *б*), действие механизма ра... грузки которых основано на том же принципе, что и рассмотре... ных плоских золотников поступательного движения (см. также рис. 206). Герметичность обеспечивается втулками *4*, поджима... емыми пружинами *2* и давлением жидкости в камерах *1* и *3* к ... ской поверхности поворотного золотника *5* (см. рис. 209). Для сни... жения трения золотник *5* опирается на шариковый упорный под... шипник *6*, благодаря чему кран обладает ничтожным моментом трения. В крайних положениях золотник стопорится шарико... фиксатором *7*. Кран снабжен обратным клапаном *8*.

КРАНОВЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

В крановых распределителях рабочий элемент (пробка) конусного (рис. 210, *а* и *б*) или цилиндрического (рис. 211, *а* и *б*) типа совершает поворотные движения. Пробка крана должна быть уравновешена от статических сил давления жидкости, так как

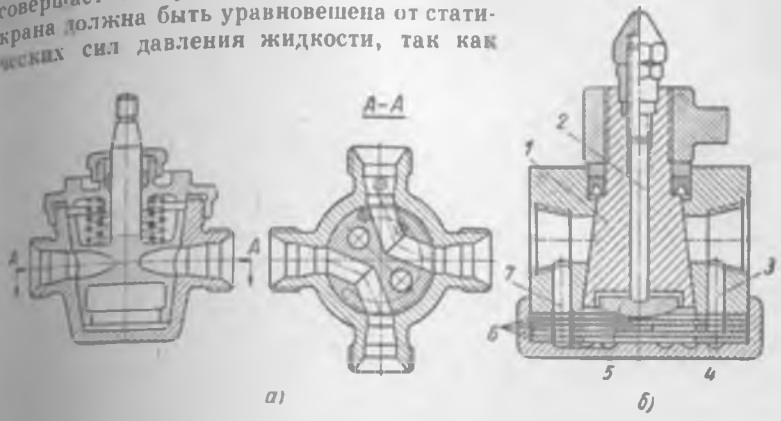


Рис. 210. Крановые распределители жидкости с конусной коробкой

в противном случае она будет прижата к одной стороне, вследствие чего могут развиваться большие силы трения. Уравновешивания в кране, схема которого представлена на рис. 211, *а*, достигают диаметрально противоположным действием давления жидкости на пробку.

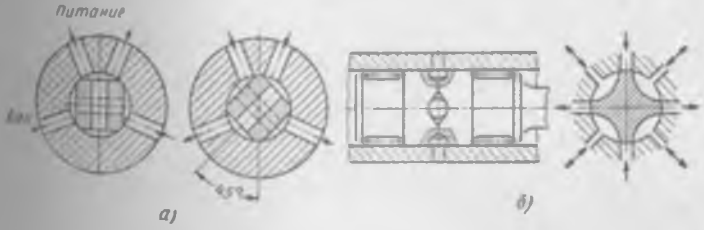


Рис. 211. Крановые распределители с цилиндрической коробкой

В кранах с конусной пробкой плотность герметизирующего контакта (контактное давление) обеспечивается с помощью пружины (рис. 210, *а*), усилие которой должно превышать противодействие давления жидкости, стремящейся вытолкнуть кран из гнезда. Поскольку пружина в этом случае рассчитывается на максимальное рабочее давление, то при малом и нулевом давлениях для поворота крана требуются значительные усилия и в особенности, если последний рассчитан на высокие давления. Ввиду этого эти краны применяются при давлении < 100 *кГ/см*^{2}.

На рис. 210, *б* показан, кран контакт конусной пробки *1* которого с поверхностью гнезда корпуса осуществляется давлением жидкости, подводимой по каналам *3* и *7* к гибким стальным диафрагмам *4*; давление жидкости деформирует диафрагму и через опору *5* и регулировочный штифт *2* нагружает пробку *1*. Диафрагмы *4* служат также пружинами, затяжка которых регулируется штифтом *2*, что обеспечивает необходимую герметичность крана при нулевом и малом давлении жидкости. Диафрагмы уплотнены прокладками *6*.

Для уменьшения трения поворотные краны часто центрируются на подшипниках качения, например игольчатых (см. рис. 211, *б*). При этом может быть обеспечен постоянный концентричный зазор между пробкой крана и гильзой, который может быть сведен до 4—6 *мк*. Эти краны отличаются малым моментом трения, величина которого при давлении 200 *кГ/см*² обычно не превышает ~0,1 *кГ/см*². Кроме того, благодаря малым гарантированным зазорам утечка не превышает 20 *см*³/*мин*.

Подобные распределители имеют особые преимущества в гидравлических следящих устройствах.

КЛАПАННЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

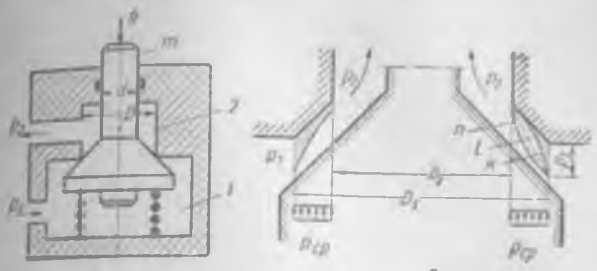
В гидросистемах некоторых машин распространены также клапанные распределители, которые просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, а также могут обеспечить высокую герметичность.

Схема действия клапана показана на рис. 212, *а* и *б*. Клапаны приводят в действие ручными и различными механическими и электротехническими устройствами. Из ручных устройств наиболее простым является качающийся рычаг (рис. 213, *а* и *б*). В клапанном распределителе, представленном на рис. 213, *б*, канал *2*, связанный с линией потребителя, соединен при нерабочем положении рукоятки *1* с каналом слива *4*. При повороте рукоятки *1* перекрывается сперва канал слива, после чего нажимом толкателя *5* на шарик линия потребителя соединяется с каналом *3*, через который подводится под давлением жидкость.

Распространены также распределители с кулачковым приводом; схема подобного клапанного распределителя изображена на рис. 214. На валике *3* находятся четыре кулачка *2*, которые при повороте валика воздействуют на соответствующий конусный клапан *1*.

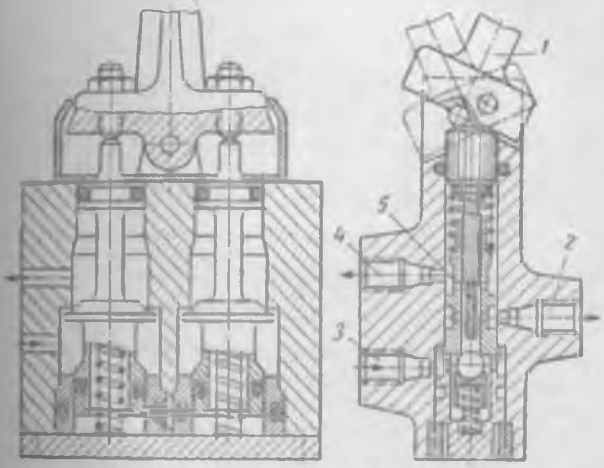
На рис. 215 показана схема трехпозиционного электромагнитного распределителя прямого действия с двумя клапанами, управляемыми электромагнитами *2* и *3*.

При выключенных электромагнитах *2* и *3* клапаны *1* и *4* прижаты своими пружинами к седлам. При этом магистраль нагнетания перекрыта, а потребители соединены со сливом. При включении



а) *б)*

Рис. 212. Схемы клапанного распределителя



а) *б)*

Рис. 213. Схемы клапанных распределителей жидкости с рычажным приводом

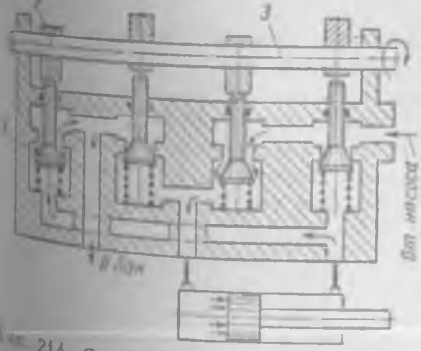


Рис. 214. Схема клапанного распределителя с кулачковым приводом

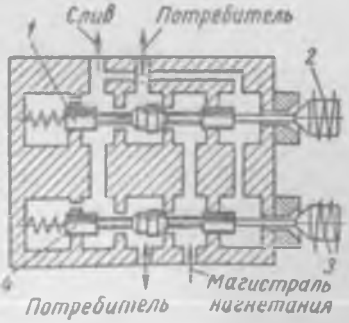


Рис. 215. Схема клапанного распределителя с электромагнитным приводом

электромагнита *2* клапан *1*, сжимая пружину, переместится в крайнее левое положение и прижмется к противоположному седлу; в этом положении один из потребителей соединится с магистралью нагнетания. При включении электромагнита *3* при выключенном электромагните *2* сработает клапан *4*, соединив второй потребитель с магистралью нагнетания.

Действующие силы. Величину усилия R (см. рис. 212, *а*), которую необходимо приложить к хвостовику m клапанного распределителя с острой уплотняющей кромкой для поднятия или удержания его в поднятом положении (без учета реактивных сил потока жидкости, см. стр. 379, и допуская, что давление на внешний торец хвостовика m не действует), можно вычислить по выражению

$$R = p_1 F - p_2 (F - f) + P_{пр} + s_n, \qquad (377)$$

где p_1 и p_2 — давление соответственно в полости *1* подвода жидкости к клапанному распределителю и в полости *2* — отвода жидкости в систему потребителей;

s_n — сила трения покоя;

$P_{пр}$ — усилие предварительной затяжки пружины;

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь контакта конусной части затвора клапанного распределителя с седлом;

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь штока клапанного распределителя.

Практически контакт затвора распределителя происходит не по острой кромке, а по конусу седла (см. рис. 212, *б*), поэтому значения сил, действующих на затвор, будут зависеть при этих же условиях от ширины поверхности его контакта с седлом.

Если в конусной щели, образованной поверхностью затвора и поверхностью гнезда, давление отсутствует, к хвостовику затвора для отрыва его от седла необходимо приложить силу

$$R = p_1 F_1 + P_{пр} + s_n - p_2 (F_2 - f), \qquad (378)$$

где F_1 и F_2 — площади окружностей контакта затвора с гнездом по диаметрам D_1 и D_2.

Если предположить, что усилие затяжки пружины $P_{пр}$ и давления p_1 жидкости, после того как затвор клапана будет оторван от седла, не изменяются и давление в образовавшейся щели будет убывать по линейной зависимости от p_1 и p_2 (см. кривую *1* на рис. 212, *б*), то усилие R_1, необходимое для перемещения затвора после того, как он оторвется от седла, составит

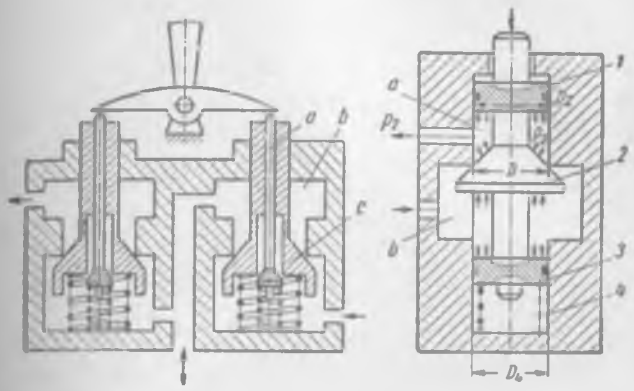
$$R_1 = p_1 F_1 + P_{пр} + s_0 - p_2 (F_2 - f) - p_{ср} (F_1 - F_2), \qquad (379)$$

где $p_{ср} = \frac{p_1 + p_2}{2}$ — среднее давление в щели;

s_0 — сила трения движения.

Следовательно, сила R будет больше силы R_1, в соответствии с чем после отрыва затвора от гнезда усилие, необходимое для дальнейшего его перемещения, снизится.

После открытия затвора давление в полости *2* повысится до величины $p_1 = p_2 + \Delta p$, где Δp — приращение давления в полости *2* после открытия распределителя. В соответствии с этим по-



а) *б)*

Рис. 216. Схемы разгруженных клапанных распределителей

высится также среднее давление в конусной щели, которое в этом случае будет равно

$$p_{cp} = \frac{p_1 + p_2 + \Delta p}{2}.$$

Таким образом

$$R_1 = p_1 F_1 + P_{np} + s_\partial - (p_2 + \Delta p)(E_1 - f) - \left(\frac{p_1 + p_2 + \Delta p}{2}\right)\left(F_1 - F_2\right), \qquad (380)$$

Очевидно, что закон распределения давления по длине щели клапанного распределителя, находящегося в покое, может быть и степенным, причем кривая распределения давления может быть как выпуклой (кривая n), так и вогнутой (кривая k, см. рис. 212, *б*), что наложит соответствующие коррективы на приведенные выкладки.

Способы разгрузки клапана. Недостатком клапанных распределителей, представленных на рис. 212 и 214, являются большие усилия, которые требуются для преодоления давления жидкости на поверхность клапана и усилия пружин. Ввиду этого имеет большое практическое значение разгрузка клапана от сил давления

жидкости, так как при высоких давлениях на ручке управления могут возникнуть большие усилия, требующиеся для его перемещения, а также затрудняющие автоматизацию управления, особенно при высоких перепадах давления и при больших проходных сечениях.

На рис. 216 изображена схема клапанного распределителя с частичной разгрузкой, которая достигается тем, что при утапливании вспомогательного клапанного распределителя *а* давление в полости *b* основного клапанного распределителя, связанной с силовым цилиндром, повысится, благодаря чему усилие R [см. выражение (377)] понизится.

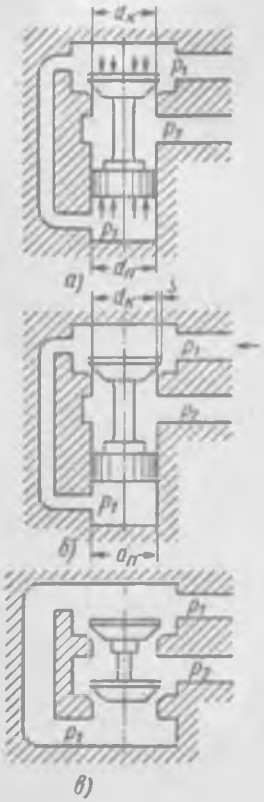


Рис. 217. Схемы разгрузки клапанов распределителей

Для более радикальной разгрузки клапана от силы давления жидкости применяют различные конструктивные средства, одним из которых является уравновешивание этой силы. Принципиальные схемы таких клапанов представлены на рис. 217. В схеме конусного тарельчатого клапана, представленной на рис. 217, *а*, разгрузка осуществляется при помощи уравновешивающего поршня. Для полного уравновешивания клапанного распределителя должно быть соблюдено условие $d_п = d_к$, где $d_п$ — диаметр поршня и $d_к$ — диаметр окружности контакта конусной части клапанного распределителя с кромкой седла, которую в нашем случае принимаем острой. При обеспечении указанного условия силы давления p_1 и p_2 жидкости на клапанный распределитель будут уравновешены.

Для конусного седла (рис. 217, *б*) можно принять приближенно $d_п = d_к + s$, где s — проекция конусной части седла на плоскость, перпендикулярную к оси клапана.

Для устранения трения поршня применяют схемы с двойным конусным клапаном (рис. 217, *в*). Однако при применении этой схемы возникают трудности обеспечения одновременной посадки клапанов на свои гнезда.

На рис. 213, *а* представлен клапан с уравновешиванием по схеме рис. 216, *б* как сил давлений, действующих на входе, так и на выходе. Клапан *2* в нижней своей части снабжен уравновешивающим поршнем *3*; если диаметр D_4 этого поршня будет равен

аметру D седла клапана, последний будет разгружен от статических сил давления p_1 жидкости в камере b. Для разгрузки клапана *2* от давления p_2 жидкости в камере a применен второй поршень *1* диаметром D_1. Из схемы видно, что при условии $D = D_1 = D_2$ клапан будет полностью статически уравновешен от сил действия давления жидкости. К седлу он в этом случае будет прижат лишь усилием пружины *4*. В случае $D_1 < D$ к усилию пружины добавится усилие давления жидкости на неуравновешенную площадь $P = p_1 \frac{\pi (D^2 - D_1^2)}{4}$, прижимающее клапан к седлу.

Для того чтобы компенсировать после отрыва клапана от седла ($p_1 > 0$) изменение усилия пружины, принимают $D_1 > D$. Конструктивное исполнение клапана с подобной разгрузкой приведено на рис. 213, *а*.

Глава V

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ И РЕДУКЦИОННЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительный клапан является агрегатом эпизодического действия, предназначенным для ограничения возможности повышения в гидросистеме давления жидкости сверх установленной величины. Принцип действия клапана, применяемого в гидросистемах, основан на уравновешивании внешней силой (пружиной,

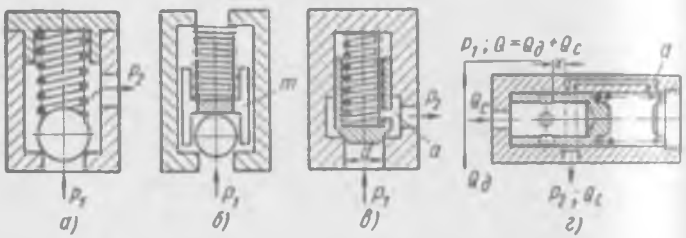


Рис. 218. Схемы предохранительных клапанов шарикового (*а* и *б*), конусного (*в*) и плунжерного (*г*) типов

грузом и пр.) давления жидкости, действующего на клапан (шарик или плунжер с конусным посадочным местом и пр.), который под действием этой силы плотно (герметично) перекрывает проходной канал.

Наиболее простым из предохранительных клапанов является шариковый (рис. 218, *а*) с постоянной или регулируемой затяжкой пружины, который отличается просто той конструкции и изготовления, однако он применим лишь при относительно небольших давлениях и кратковременном действии, так как при длительной работе он вследствие вибраций неравномерно вырабатывает (разбивает) гнездо. С целью уменьшения этой неравномерности в выработке седла шарик, и в особенности в клапанах систем высоких давлений, обычно снабжают направляющей m (рис. 218, *б*), с помощью которой обеспечивается его перемещение лишь вдоль оси.

К этому же типу относится клапан с конусным затвором, по-

казанный на рис. 218, *в*. Обязательным условием обеспечения герметичности этого клапана является соблюдение строгой соосности цилиндрической и конусной поверхностей самого затвора, а также соосности направляющего цилиндра корпуса клапана и отверстия гнезда.

Различают также переливной клапан — клапан, постоянного действия, поддерживающий заданное давление жидкости, подаваемой насосом на входе в гидросистему. Этот клапан отличается от предохранительного тем, что конструкция его должна быть рассчитана на непрерывную работу. Гидравлическими параметрами переливного клапана (рис. 218, *г*) является разность ($p_1 - p_2$) давлений в нагнетательной и сливной линиях и расход (перепуск) в линию слива $Q_c = Q_н - Q_д$, где $Q_н$ — расход (производительность) насоса и $Q_д = Q_н - Q_c$ — расход питания гидродвигателя.

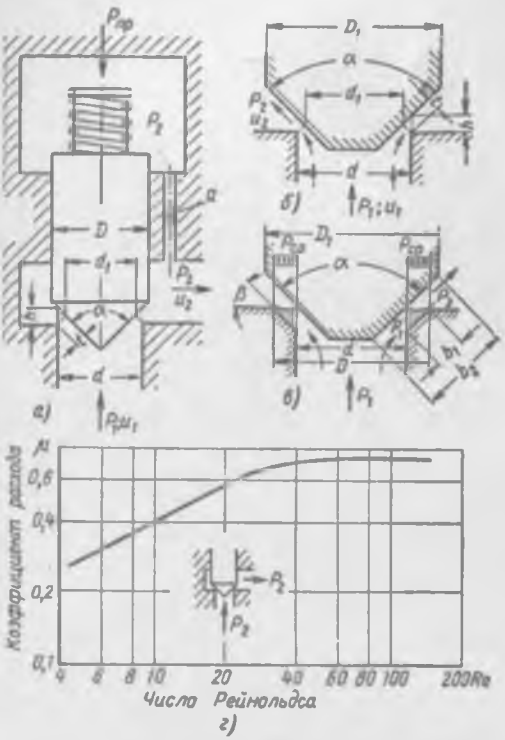


Рис. 219. Расчетные схемы конусных клапанов и график зависимости коэффициента расхода от числа Рейнольдса

В качестве переливных обычно применяют клапаны плунжерных типов. Величина x перекрытия затвором (плунжером) окна, через которое масло после открытия клапана перетекает в бак, должна быть несколько больше величины размаха возможных осевых колебаний затвора, с тем чтобы он не ударялся при этих колебаниях о свою опору. Для демпфирования этих колебаний применен дроссель *а*.

Расход жидкости. Расчет клапана для работы в статическом режиме в основном сводится к определению площади расходного окна (рис. 219, *а—в*), необходимого для прохода через него требуемого количества жидкости (расхода) Q при заданном перепаде давления Δp.

Аналитическое выражение зависимости $\Delta p = f(Q)$ для расхода через щель клапана с острой кромкой седла (рис. 219, *а* и *б*) имеет вид

$$Q = \mu f_э \sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p}; \quad \Delta p = \frac{\gamma}{2g}\left(\frac{Q}{\mu f_э}\right)^2, \tag{38}$$

где μ — коэффициент расхода;

g и γ — ускорение силы тяжести и объемный вес жидкости;

$\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления на клапане;

$f_э$ — эффективная площадь сечения проходной щели (окна) клапана.

В это уравнение входит как переменная площадь проходного сечения f, зависящая от высоты подъема клапана, так и переменный коэффициент расхода μ. Однако для турбулентного течения жидкости, которое является преобладающим для рассматриваемого случая, можно принять с достаточной точностью $\mu = \text{const}$. Для конусных клапанов с острой кромкой гнезда коэффициент расхода при $\text{Re} > 100$ (где $\text{Re} = \frac{4Q}{\nu\sigma}$, σ — смоченный периметр) можно принять $\mu \approx 0{,}75$.

Поскольку диаметр сечения щели между затвором и седлом клапана может изменяться при подъеме, при расчете принимают среднее значение этого диаметра. В частности для конусного затвора средний диаметр щели при его подъеме приближенно определяют (см. рис. 219, *б*) так:

$$d_{ср} = \frac{d + d_1}{2}.$$

В соответствии с этим площадь проходной щели клапана определяется по выражению

$$f = \pi d_{ср} t = \pi t\left(\frac{d + d_1}{2}\right),$$

где d — диаметр отверстия (острых кромок седла) клапана;

d_1 — диаметр эффективного сечения конуса затвора клапана в поднятом положении (диаметр сечения конуса по точкам пересечения с его сторонами перпендикуляров, опущенных из острых кромок седла);

t — размер проходного отверстия щели в сечении, перпендикулярном к направлению потока.

Из расчетной схемы клапана (см. рис. 219) следует, что $d_1 = d - h\sin\alpha$ и $t = h\sin\frac{\alpha}{2}$, можем написать

$$f = \pi d h \sin\frac{\alpha}{2}\left(1 - \frac{h}{2d}\sin\alpha\right),$$

где h — высота подъема клапана по его оси;

α — угол при вершине конуса клапана.

Поскольку h значительно меньше d, вторым членом разности можно, и в особенности при небольших подъемах (открытиях), пренебречь, в результате получим упрощенное выражение

$$f = \pi d h \sin\frac{\alpha}{2}.$$

Пользуясь приведенными выражениями, находим высоту подъема затвора этого клапана:

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d \sin\frac{\alpha}{2}} \sqrt{\frac{\gamma}{2g\Delta p}}. \qquad (382)$$

Высота подъема в клапанах с углом при вершине $\alpha = 90°$ конструктивно выбирается обычно равной $h = (0{,}04—0{,}1)\,d$. Во избежание заклинивания клапана значение α должно быть $\alpha > 60°$.

В ряде рекомендаций коэффициент расхода принимается равным $\mu = 0{,}8$. Кроме того, в некоторых рекомендациях коэффициент расхода принимают постоянным уже при числах Рейнольдса $Re = 30—40$. Однако допущение может быть принято для случая достаточно высоких давлений и когда седло клапана выполнено с весьма острой кромкой, т. е. при развитом турбулентном потоке. При наличии на седле фаски следует учитывать возможность появления при малых подъемах ламинарного режима течения жидкости в щели и соответственно изменения (снижения) коэффициента расхода.

На рис. 219, *г* представлен график экспериментальной зависимости коэффициента расхода μ клапана с конусным затвором (угол при вершине 90°) от числа Рейнольдса Re в логарифмических координатах при различных перепадах давления $\Delta p = p_1 - p_2 = 5$; 10; 15 и 20 $кГ/см^2$.

Эксперименты проведены на масле АМГ-10 при двух температурах 30 и 50 °С.

Число Рейнольдса рассчитывалось по выражению

$$\mathrm{Re} = \frac{4ur_г}{\nu} = \frac{4Qf}{2\nu f \pi d} = \frac{2Q}{\pi d \nu},$$

где $r_г$ — гидравлический радиус.

На приведенной кривой можно видеть два участка $Re < 30$ и $Re > 30$. Для участка $Re < 30$ коэффициент расхода может быть вычислен по выражению

$$\mu = 0{,}126\,\mathrm{Re}$$

Для участка $Re > 30$ коэффициент расхода практически не зависит от числа Рейнольдса и может быть принят для этого клапана $\mu = 0{,}75$.

Ввиду того, что коэффициент расхода μ для конусных клапанов с острой кромкой гнезда сохраняется для реальных условий

практически постоянным в достаточно широком диапазоне открытий (подъемов) h клапана, выражение (381) можно представить в виде

$$Q = B\sqrt{p_1 - p_2}, \qquad (383)$$

где $B = \mu d\pi \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sin\frac{\alpha}{2}$ — постоянный для данных условий член.

Скорость жидкости в подводящем канале (в отверстии гнезда) предохранительного клапана обычно выбирают до 15 *м/сек* и лишь в отдельных случаях, в клапанах высокого давления, до 30 *м/сек*. Отношение площади маслопроводных каналов в корпусе клапана к площади $f = \frac{\pi d^2}{4}$ подводящего канала (гнезда клапана) (см. рис. 219, *а*) обычно принимают равным 2 : 1.

Стабильность давления жидкости. Важной характеристикой клапана является стабильность поддерживаемого им давления при различных расходах жидкости, а также обеспечение минимального гистерезиса (см. рис. 220) в переходных режимах работы клапана.

Статическая характеристика клапана $p = f(Q)$ определяется отношением прироста давления на единицу расхода:

$$\Delta = -\frac{\Delta p}{\Delta Q}.$$

Для большинства клапанов этот параметр колеблется в пределах

$$\Delta = \frac{\Delta p}{\Delta Q} = 0{,}04 \div 0{,}25 \ \ кГ\ мин/см^2\ л.$$

Качество клапанов в статическом (установившемся) режиме определяется также их чувствительностью к изменениям давления $\delta = \frac{\Delta p}{p}$, где Δp — превышение давления над номинальным давлением p. Чувствительность предохранительного клапана зависит от силы трения затвора, от формы седла и конструкции затвора и может колебаться в широких пределах $\left(\delta = \frac{\Delta p}{p} = 0{,}03 \div 0{,}1\right)$.

Из схем клапана, представленных на рис. 218, *а* и *б*, условие равновесия затвора клапана, посаженного на острые кромки гнезда, выражается (без учета сил трения)

$$P_0 = f\Delta p = \frac{\pi d^2}{4}\Delta p,$$

где P_0 и d — усилие начального натяжения (сжатия) пружины и диаметр посадочного гнезда клапана;

$\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления, соответствующий началу открытия затвора.

Очевидно, обеспечить полную стабильность давления с точки зрения рассматриваемой зависимости можно лишь в том случае, если будет обеспечено при открытом затворе постоянство сил, действующих на затвор.

Этим условиям отвечает (без учета гидродинамических сил) идеальный клапан с пружиной бесконечно большой длины. Характеристика подобного клапана по давлению в функции расхода выражается вертикальной прямой *a* (см. рис. 220) как при увеличении расхода от нулевого до максимального значения, так и при снижении от максимального до нулевого. Точки давлений в начале ($p_н$) и в конце подъема (p_{max}), а также в конце закрытия затвора ($p_к$) для этого клапана совпадают.

Однако в реальных одноступенчатых клапанах изменение расхода приводит к существенным изменениям давления (клапаны имеют возрастающую характеристику). Обеспечить получение в одноступенчатых клапанах прямого действия (в клапанах с одной дросселирующей щелью) постоянного давления при переменном расходе практически невозможно. Обычное превышение давления при перепуске через клапан полного расхода жидкости практически составляет 5—6% давления, имеющего место в начале открытия.



Рис. 220. Характеристики расхода предохранительного клапана в функции давления

На рис. 220 связь между расходом и давлением при подъеме затвора одноступенчатого клапана (при повышении расхода) выражается кривой *b* и при закрытии (при понижении расхода) — кривой *c*. Причем давление $p_н$, соответствующее началу открытия затвора клапана, при повышении давления выше давления p_0, при котором затвор клапана садится в седло, при снижении давления. Разница в этих давлениях определяет гистерезис предохранительного клапана, под которым понимается разница между давлением в начале открытия и давлением в конце закрытия затвора, величина которой должна быть возможно малой.

Причинами, приводящими к нарушению при изменении расхода стабильности давления (и к появлению гистерезиса), являются в основном жесткость пружины и трение подвижных деталей клапана, а также изменения при подъемах затвора клапана (в переходных режимах) действующих на него сил давления жидкости, в том числе сил инерции и сил гидродинамического происхождения (см. стр. 379).

Особенно существенное влияние на характеристику клапана оказывает трение подвижных его частей. Последнее обусловлено тем, что трение в момент страгивания затвора клапана (отрыва его от седла) может значительно превышать трение при дальнейшем его движении на открытие. Это различие трения вызывает заброс

(всплески) давления вначале, а также приводит, в результате знакопеременности направления сил трения, к тому, что наименьшему расходу ($Q \approx 0$) в процессе закрытия клапана соответствует давление более низкое, чем давление, которое соответствует давлению в начале открытия клапана при цикле повышения давления.

Причинами, приводящими к нарушению при изменениях расхода стабильности давления, являются также изменения при подъемах клапана действующих на него сил давления жидкости, в том числе и сил гидродинамического происхождения.

Условие равновесия сил (без учета гидродинамической силы потока жидкости и силы инерции клапана), действующих на конусный затвор клапана с острыми кромками контакта в момент начала открытия (отрыва от седла) затвора и в конце его закрытия, ($h \approx 0$; $Q \approx 0$) имеет вид

$$P_0 = \Delta p f \pm R = ch_0 \pm R; \quad \Delta p = \frac{P_0 \pm R}{f} = \frac{ch_0 \pm R}{f}, \qquad (384)$$

где P_0 — усилие предварительного сжатия h_0 пружины (при нулевом подъеме клапана);

h_0 — предварительное сжатие пружины (при нулевом подъеме клапана);

c — жесткость пружины;

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения клапана по линии контакта его с кромками седла (проекция поверхности клапана, омываемой жидкостью под давлением при подъеме затвора $h = 0$);

Δp — перепад давления жидкости в начале открытия и в конце закрытия клапана;

R — сила трения покоя клапана (статическое трение).

Из приведенного следует, что для повышения стабильности давления при работе клапана необходимо снижать трение подвижного элемента клапана (затвора), а также применять эластичные пружины, для уменьшения трения детали скользящих пар клапанов и в особенности клапанов, предназначенных для работы в условиях высоких температур, покрывают серебром.

При приближенных расчетах трением часто пренебрегают, в результате выражение (384) примет вид

$$\Delta p = \frac{P_0}{f} = \frac{ch_0}{f} = \frac{4ch_0}{\pi d^2}.$$

Очевидно, без учета трения перепад давления Δp, соответствующий началу открытия клапана с острой кромкой, будет равен перепаду давления в момент закрытия клапана.

После того, как клапан оторвется от своего гнезда, перепад давления может существенно измениться. Последнее в основном обусловлено тем, что [см. выражение (384) и рис. 219, *а*] подъем

затвора клапана, вызываемый увеличением расхода жидкости, сопровождается увеличением обжатия (и соответственно увеличением жесткости) пружины и уменьшением эффективной площади затвора $f_э$, на которую действует давление жидкости, а также изменением сил трения. Из расчетной схемы, приведенной на рис. 219, *а*, следует, что при закрытом клапане давление жидкости будет действовать на его затвор по сечению диаметром d, тогда как при открытом клапане это сечение определится переменным диаметром $d_1 < d$ сечения конуса затвора по точкам, лежащим на пересечении с ним перпендикуляров, опущенных из вершины кромки седла.

В соответствии с этим эффективная площадь клапана после открытия $f_э = \frac{\pi d_1^2}{4}$ будет меньше площади $f = \frac{\pi d^2}{4}$, соответствующей закрытому затвору.

Для отрыва клапана от седла и для его открытия на величину, требующуюся для прохода жидкости, должна быть преодолена также сила инерции клапана w, обусловленная ускорением и массой затвора клапана и присоединенной массой пружины, величина которой при расчетах обычно принимается равной $^1/_3$ массы пружины. При расчете клапанов больших размеров учитывается также масса жидкости над клапаном. Для приближенных расчетов присоединенную массу пружин и жидкости выражают величиной, равной 0,5 массы пружины. Ускорение затвора клапана принимают при расчетах из условия равноускоренного движения $I = \frac{2h}{t^2}$, где h и t — высота и время подъема (открытия) затвора клапана.

Испытания показали, что всплеск (заброс) давления при открытии клапана, обусловленный силой w, может достигать 50% номинального максимального значения давления.

После отрыва затвора от седла ($h > 0$) в месте дросселирования жидкости появится также гидродинамическая сила $P_д$ (см. стр. 379), стремящаяся закрыть клапан (противодействующая дальнейшему его открытию).

С учетом этих сил равновесие клапана в процессе открытия определится выражениями

$$\left.\begin{aligned} P_0 &= c(h_0 + h) = f_э \Delta p - w - P_д - R_0; \\ \Delta p &= \frac{P_д + c(h_0 + h) + w + P_д + R_0}{f_э}, \end{aligned}\right\} \qquad (385)$$

где h — текущее значение подъема затвора клапана;

R_0 — сила трения движения затвора клапана;

$f_э = \frac{\pi d_1^2}{4} < f$ — эффективная площадь клапана (см. рис. 219, *а*).

После открытия клапана составляющая w обращается в нуль, а $P_д$ изменяется по величине.

При максимальном открытии клапана (максимальном расходе жидкости) условие равновесия сил, действующих на клапан с острыми кромками гнезда, примет вид

$$\left.\begin{aligned} P_{\max} &= \Delta p_{\max} f_э - P_г \pm R = c\,(h_0 + h_{\max}) - P_г \pm R; \\ \Delta p_{\max} &= \frac{P_{\max} + P_г \pm R}{f_э} = \frac{c\,(h_0 + h_{\max}) + P_г \pm R}{f_э}, \end{aligned}\right\} \quad (386)$$

где $P_{\max} > P_0$ — усилие пружины при сжатии ее на величину $(h_0 + h_{\max})$; $h_{\max}$ — подъем клапана, соответствующий максимальному расходу.

Без учета сил трения выражение (386) примет вид

$$\Delta p_{\max} = \frac{P_{\max} + P_г}{f_э} = \frac{c\,(h_0 + h_{\max}) + P_г}{f_э}. \quad (387)$$

Анализ показывает, что для клапанов с небольшим подъемом запора уменьшение эффективной площади клапана, обусловленное разницей $(d - d_1)$, незначительно и им в большинстве случаев можно пренебречь, приравняв $f_э = f$.

Испытания показывают, что в балансе действующих сил значительное место занимает сила $P_г$ гидродинамического воздействия (см. стр. 379), хотя она часто и игнорируется.

В большинстве конструкций клапанов гнездо представляет собой не острые кромки, а некоторую поверхность (рис. 219, *в*), ввиду чего стабильность сил давления жидкости, действующих на клапан, а следовательно, и разница в давлениях $p_н$ и p_0 с изменением расхода нарушается еще в большей степени. Из рис. 219, *в* видно, что перед отрывом затвора (клапана) от седла усилие пружины уравновешивается давлением жидкости, действующим на проекцию омываемой поверхности затвора, которой для герметичного клапана будет площадь сечения отверстия диаметром d [см. выражение (383)]. После же того, как затвор клапана оторвется от своего гнезда, жидкость поступит в щель, образованную седлом и конусом затвора, в результате площадь, на которую будет действовать давление жидкости, увеличится на величину проекции площади седла на плоскость, перпендикулярную к оси затвора. Очевидно, что давление у внутренней кромки контакта затвора с седлом будет равно давлению p_1 на входе в клапан, тогда как у внешней кромки щели оно понизится до величины p_2, равной давлению на выходе из клапана, причем закон этого понижения будет зависеть от характера щели. При параллельных конусных поверхностях, образующих щель, изменение величины давления от p_1 до p_2 изображено на рис. 219, *в* (заштрихованные площадки).

В соответствии с этим условие равновесия сил, действующих на затвор клапана в момент открытия и закрытия, определится без учета сил трения и влияния сил инерции из выражения

$$p_0 = \Delta p f + p_{ср} f_{зн}, \quad (388)$$

где $f_{эк} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$ — проекция поверхности гнезда на плоскость, перпендикулярную к оси клапана;

$p_{ср}$ — среднее давление, действующее в щели, образованной седлом и клапаном после отрыва его от седла.

Для определения дополнительного усилия давления жидкости, действующего в рассматриваемой щели, исходят из среднего значения давления, которое по данным опытов может быть принято равным

$$p_{ср} = 0{,}45\,(p_1 - p_2); \tag{389}$$

отсюда перепад давления, при котором клапан закроется (без учета сил трения),

$$\Delta p = \frac{P_0}{f + 0{,}45 f_{эк}}. \tag{390}$$

В случае нарушения герметичности клапана дополнительное усилие от давления жидкости в щели гнезда клапана войдет также и в баланс сил, действующих в момент его отрыва от седла при открытии клапана, ввиду чего давление начала открытия подобного клапана будет ниже давления, рассчитанного по выражению (383). Если при этом допустить, что среднее давление в щели гнезда клапана до его открытия равно приведенному в выражении (389), то давление в начале открытия клапана будет равно давлению его закрытия и должно вычисляться по выражению (390).

Разрыв в давлениях начала открытия и конца закрытия подобного клапана можно снизить уменьшением ширины опорной поверхности гнезда.

Ширину b_1 седла клапана выбирают обычно по выражению

$$b_1 = \frac{D - d}{2 \cos \beta} \approx 0{,}1\, d,$$

где β — угол конуса седла.

Минимальная ширина седла лимитируется контактным напряжением и выбирается не меньше 0,25 *мм*.

Площадь седла подсчитывают по выражению (см. рис. 219, *в*)

$$F = \pi b_1 \frac{D + d}{2} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2 - d^2}{\cos \beta}.$$

В случае $\beta = \frac{\alpha}{2}$

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2 - d^2}{\sin \frac{\alpha}{2}}. \tag{391}$$

Длина b_2 конусной части затвора клапана должна быть, с целью устранения неравномерной выработки седла, несколько больше его ширины b_1. Твердость материала клапана должна быть возможно высокой и превышать твердость материала седла.

Герметичность клапана достигается обычно путем обеспечения точности и чистоты обработки контактирующих металлических деталей без применения мягких материалов. При высоких требованиях к герметичности и при применении текучих жидкостей (см. стр. 58) применяют седла или затворы из пластмассы и твердой резины.

Контакт затвора клапана с седлом, по кромкам близким к острым, часто обеспечивается тем, что углы при вершинах затвора и гнездах выполняются различными: $\alpha < \beta$ (рис. 221, *а*).

Площадь f, на которую действует давление жидкости в начале открытия и в конце закрытия клапана, определяется сечением вершины конуса $f = \frac{\pi d_1^2}{4}$. В этом случае поток жидкости отрывается от седла в нижней точке (у входной грани) и давление на пояске будет близким давлению слива.

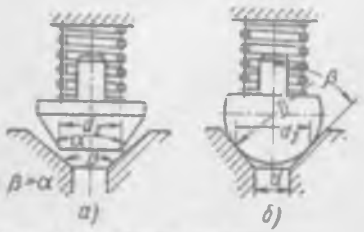


Рис. 221. Схемы клапанов с конусным седлом

Этим же условиям контакта по кромке, близкой к острой, удовлетворяют также клапаны с коническим седлом и сферическим затвором (рис. 221, *б*). Подобные клапаны обладают относительно небольшим сопротивлением потоку жидкости (в полтора-два раза ниже, чем с коническим затвором). Угол β седла последнего клапана обычно равен 45 °, и диаметр сферы затвора $D = 2d$.

Площадь, на которую действует давление жидкости в начале открытия и в конце закрытия этого клапана, является сечением сферы по точкам ее контакта с гнездом плоскостью, перпендикулярной к оси клапана. Величина этой площади равна

$$f = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi}{4} D^2 \sin^2 \beta.$$

Переливной клапан. Рассмотренные клапаны могут применяться как в качестве предохранительных с эпизодическим действием, так и в качестве переливных, поддерживающих постоянное давление жидкости в системе путем непрерывного отвода (слива) части жидкости в бак.

Однако в силу специфичности работы переливных клапанов они обычно выполняются с плунжерным затвором (см. рис. 218, *г*). Величина x перекрытия затвором (плунжером) окна, через которое масло после открытия клапана перетекает в бак, должна быть несколько больше величины размаха возможных осевых колебаний плунжера при его вибрациях с тем, чтобы он не ударялся при этом о свою опору.

Для демпфирования энергии колебаний в клапане предусмотрено дроссельное отверстие *а*.

Связь между давлениями на входе в клапан (p_1) и на выходе (p_2), а также расходом жидкости через клапан (Q) получим совместным решением уравнений (допускаем, что давление p_1 равномерно распределено по площади затвора):

расхода

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}};$$

равновесия клапана

$$P_{пр} + ch + cx = (p_1 - p_2)\frac{\pi d^2}{4},$$

где d и x — диаметр плунжера и ход (открытие) клапана;

μ — коэффициент расхода;

$P_{пр}$ — сила пружины при $x + h = 0$;

c — константа упругости пружины;

h — величина перекрытия плунжером окна слива, т. е. величина, на которую должен переместиться плунжер от своей опоры до положения начала слива жидкости.

Решив эти уравнения относительно x, получим

$$Q = \mu \pi d \left[\frac{\pi d^2}{4c}(p_1 - p_2) - \frac{P_{пр}}{c} - h\right]\sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}}. \qquad (392)$$

Очевидно, для получения возможно более пологой кривой характеристики $p = f(Q)$, т. е. для уменьшения степени влияния расхода жидкости на давление p_1, следует уменьшать жесткость пружины c и увеличивать диаметр клапана d.

Действие на клапан гидродинамической силы. Помимо рассмотренных выше сил, на затвор клапана действует гидродинамическая сила, представляющая собой реакцию потока жидкости, которая может существенным образом изменить баланс действующих сил. При известных условиях усилие пружины составляет в этом балансе менее 50% общей силы, действующей на клапан. Эту силу можно рассматривать как дополнительную гидравлическую пружину с переменной жесткостью.

Величину гидродинамической силы определяют, пользуясь законом изменения количества движения (см. рис. 219, *б*):

$$P_g = Q\rho\left(u_1 - u_2 \cos\frac{\alpha}{2}\right). \qquad (393)$$

где Q и ρ — секундный расход и плотность жидкости;

u_1 и u_2 — средняя скорость жидкости перед клапанной щелью и в самой щели;

$\frac{\alpha}{2}$ — угол отклонения потока в щели клапана.

Исследования показывают, что направление потока для распространенных в клапанах углов конусности затвора при вершине 140° практически совпадает с образующей конуса затвора.

Поскольку скорость $u_1 \ll u_2$, ею в большинстве случаев расчета можно пренебречь, в результате получим упрощенное выражение

$$P_g = -Q\rho u_2 \cos\frac{\alpha}{2}. \tag{394}$$

Подставив значение этой гидродинамической силы в уравнение (386), получим условие равновесия затвора клапана при максимальном расходе:

$$P_{max} = c(h_0 + h) + Q\rho u_2 \cos\frac{\alpha}{2} \pm R \tag{395}$$

или

$$p_{max} = \frac{1}{f_a}\left[c(h_0 + h) + Q\rho u_2 \cos\frac{\alpha}{2} \pm R\right]. \tag{396}$$

Выражение (394) показывает, что значение P_g увеличивается с повышением расхода, а следовательно, увеличивается с подъемом клапана. Ввиду этого при рассмотрении механизма явления можно ввести по аналогии с жесткостью пружины понятие гидродинамической жесткости:

$$c_g = \frac{\Delta P_g}{\Delta h},$$

где ΔP_g — изменение величины осевой составляющей гидродинамической силы потока;

Δh — приращение подъема клапана, обусловленное увеличением расхода жидкости.

Опыт показывает, что гидродинамическая жесткость c_g во многих случаях превышает (в 2 раза и более) жесткость c самой пружины: $c = \frac{\Delta P_g}{\Delta h}$. Опыты также показывают, что величина c_g изменяется в широком диапазоне расходов пропорционально открытию затвора.

Чем выше перепад давления на клапане и чем больше ширина b_1 его седла, т. е. чем больше разность $D_1 - d$, где D_1 и d — диаметры основания и вершины конуса седла (см. рис. 219), тем бо́льшим будет гидродинамический эффект, который при известных соотношениях величины перепада давления и разности $D_1 - d$ может быть значительным.

Суммируя гидродинамическую жесткость c_g с жесткостью пружины c, получим суммарную (результирующую) жесткость клапана:

$$c_{рез} = c_g + c = \frac{\Delta P_g + \Delta P_{пр}}{\Delta h}.$$

В соответствии с приведенным приращение усилия на клапане ΔP, обусловленное результирующей (суммарной) жесткостью, может значительно превышать приращение $\Delta P_{пр}$, обусловленное жесткостью самой пружины:

$$\Delta P > \Delta P_{пр}.$$

Изменение силы давления жидкости на клапан, обусловленное гидродинамической жесткостью и жесткостью пружины, может быть выражено

$$\Delta P = \Delta P_г + P_{пр}.$$

На рис. 222 приведены кривые изменения сил ΔP и $\Delta P_г$ в зависимости от расхода жидкости (от открытия затвора h) для типового конического клапана (за начало отсчета принят расход $Q = 10$ *л/мин*). Кривые показывают, что значения ΔP и $\Delta P_г$ изменяются в широком диапазоне расхода прямо пропорционально открытию затвора, т. е. величины $c_г$ и c сохраняются в этом диапазоне расходов постоянными. Резкое уменьшение значения $\Delta P_г$, наблюдаемое при большом расходе, вызвано возникновением на конической поверхности клапана кавитации, обусловленной высокими скоростями жидкости в щели.

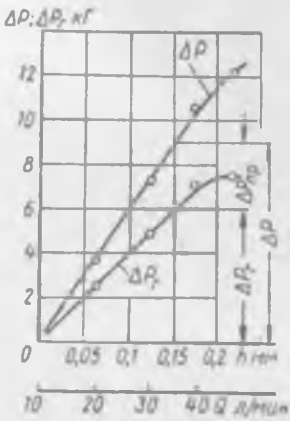


Рис. 222. Характеристики сил, действующих на затвор конусного клапана

Следует отметить, что высокая результирующая (суммарная) жесткость $c_{рез}$, которая имеет место в рассматриваемом случае, повышает частоту собственных колебаний клапана, а также повышает возможность вхождения его в резонансные колебания.

Способы стабилизации давления. Для стабилизации давления необходимо, чтобы после открытия затвора возникла добавочная сила, направленная в сторону действия давления жидкости (сжимала бы пружину). Для этой цели часто используют действие на затвор потока жидкости, достигаемое изменением направления входящей струи.

На рис. 223, *а* показана схема плунжерного клапана, в котором для этой цели выполнена промежуточная кольцевая камера *3*, расположенная после проходной золотниковой щели. В этой камере при работе клапана образуется промежуточное давление $0 < p' < p_н$, создающее дополнительное усилие на плунжер *2*, противодействующее усилию пружины *1*. Путем соответствующего выбора площади этой камеры и канализации ее можно добиться требуемого исправления характеристики клапана $p = f(Q)$.

Для улучшения рассматриваемой характеристики применяют также клапаны с обратным конусом (рис. 223, *б*), в которых благодаря значительному отклонению потока жидкости можно получить гидродинамические силы, способные компенсировать растущее с подъемом клапана усилие пружины. Помимо этого, эффект компенсации здесь обусловлен также тем, что с подъемом затвора

увеличивается эффективная его площадь, поскольку при подъеме $d_1 > d$ (рис. 223, *б*).

Эффект компенсации может быть повышен при применении двойной конусности посадочного гнезда (рис. 223, *в*), благодаря которой в промежуточной камере *а* при открытом затворе создается некоторое давление $0 < p' < p_н$, действующее на затвор в направлении силы давления жидкости (против направления действия усилия пружины).

Опыт показывает, что в клапане этой схемы представляется возможным получить практически стабильную характеристику $p = f(Q)$.

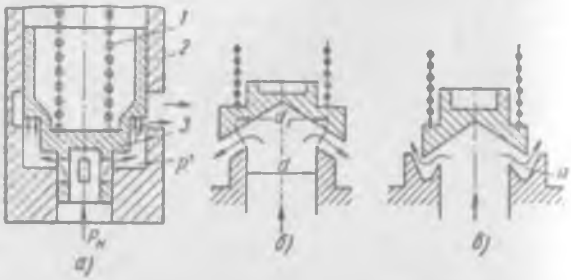


Рис. 223. Схемы клапанов с промежуточным давлением с обратным (отрицательным) конусом

Вибрации клапанов. Клапан вместе со столбом жидкости представляет собой сложную колебательную систему. При известных условиях клапан в переходных режимах может вступить вследствие инерции подвижных его частей и упругости жидкости и пружины в колебания (вибрации), которые в условиях резонанса вызовут колебания давления во всей гидравлической системе. В частности, при мгновенном увеличении расхода затвор клапана в силу инерции сместится с некоторым запаздыванием, в результате давление под ним резко возрастет, что выведет клапан после стрегивания за пределы нового равновесного положения, соответствующего измененному расходу; при этом излишне большое открытие (перемещение) затвора вызовет резкое снижение давления, что, в свою очередь, приведет к излишне большому перемещению его в сторону закрытия.

Кроме того, при этих изменениях расхода изменяется скорость $u_щ$ потока жидкости в щели между клапаном и седлом (см. рис. 219, *в*) ввиду чего изменяется среднее давление $p_{ср}$ в щели, что нарушает равновесие сил, действующих на затвор. В результате затвор клапана может вступить в автоколебания, происходящие обычно с высокой амплитудой и частотой.

Источником колебаний клапанов могут быть также прочие различные внешние и внутренние возмущения, однако основным из

них является пульсация потока жидкости подаваемой насосом (см. стр. 141). Возникновению и поддержанию этих колебаний способствует воздух, находящийся в жидкости в нерастворенном состоянии.

Наиболее нежелательным является такой режим, когда частота возмущающих импульсов совпадает или кратна частоте собственных колебаний затвора клапана. При совпадении частот наступят резонансные колебания большой амплитуды.

Для устранения резонансных явлений требуется создать такое сопротивление при перемещении затвора клапана, сила которого была бы по возможности пропорциональна скорости его перемещения. Этим условиям наиболее полно удовлетворяет гидравлическое демпфирование, достигаемое путем применения дросселей *а* (см. рис. 218—219, *а*).

Очевидно, что эффективность демпфирования зависит от рабочего сечения клапана и от величины дросселирующего канала, размер которого подбирается экспериментально.

Влияние сил инерции. На характеристику клапана в переходном режиме влияет также динамика клапана, обусловленная ускорением подвижных его частей. Инерционные усилия в клапане определяются ускорением, массой затвора клапана и присоединенной массой пружины, величина которой обычно принимается равной $^1/_3$ массы пружины. В некоторых случаях (в клапанах больших размеров и сливных каналах большой длины и малого сечения) учитывается также масса жидкости над клапаном и в каналах. Для приближенных расчетов присоединенную массу пружины и жидкости обычно принимают равной $^1/_3$ массы пружины.

Ускорение затвора клапана принимается из условия равноускоренного его движения $J = \frac{2h}{\Delta t^2}$, где h и Δt — высота и время подъема (открытия) клапана.

Опыт показывает, что всплеск (заброс) давления при открытии клапана может достигать 50% номинального значения давления.

КЛАПАНЫ ПЛАСТИНЧАТОГО (ПЛОСКОГО) ТИПА

В некоторых гидроприводах применяют клапаны с плоскими посадочными поясками (рис. 224, *а*). Эти клапаны отличаются при обеспечении точности и чистоты обработки рабочих поверхностей высокой герметичностью и надежностью.

Расход жидкости через клапан

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\gamma}},$$

где $f = \pi dh$ — переменная площадь проходного сечения;
d и h — диаметр отверстия седла клапана и подъем затвора;
μ — коэффициент расхода.

Поскольку течение жидкости через клапан с плоским затвором и узкой опорной поверхностью носит обычно турбулентный характер, значение коэффициента расхода для этого случая можно принять при распространенных режимах постоянным и равным $\mu = 0{,}62$.

На затвор клапана со стороны жидкости действует при открытии клапана усилие (трением и толщиной s седла пренебрегаем)

$$P = P_{ст} + P_g = \Delta p f + Q\rho (u_1 - u_2 \cos\beta) = \\ = \Delta p f + \rho u_1 (u_1 - u_2 \cos\beta) f, \qquad (397)$$

где $P_g = Q\rho (u_1 - u_2 \cos\beta) = \rho u_1 f (u_1 - u_2 \cos\beta)$ — гидродинамическая сила (реакция потока на затвор), обусловленная изменением количества движений;

$P_{ст}$ — сила статического давления жидкости;

Q и ρ — секундный расход жидкости через клапан и ее плотность;

$\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления до (p_1) и после (p_2) затвора;

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь гнезда (подводящего канала) клапана;

u_1 и u_2 — средняя скорость жидкости перед затвором (в отверстии гнезда) и в щели клапана;

β — угол отклонения струи, вытекающей из щели клапана.

Угол отклонения струи β является величиной переменной и зависит от подъема затвора клапана, уменьшаясь с увеличением последнего. Значение этого угла зависит от величины подъема h и соотношения размеров D, d и s (см. рис. 224, *а*), а поэтому точное определение зависимости этого угла от подъема определить чрезвычайно сложно, ввиду этого ограничиваются приближенными оценками и экспериментальными данными. Допуская $D = d$, значение этого угла можно принять при приближенных расчетах равным $\beta = 69°$ (см. стр. 359). При значительных перекрытиях ($D > d$) и небольших подъемах затвора h можно принимать $\beta = 90°$.

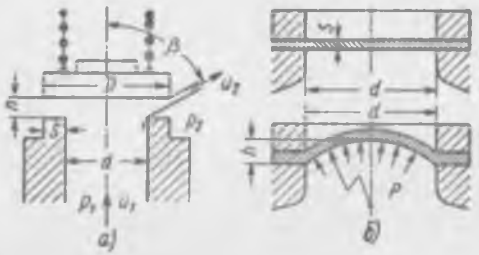


Рис. 224. Расчетные схемы клапанов с плоским затвором (*а*) и пластинчатого разрывного (*б*) типа

Усилие пружины, действующее на затвор после открытия клапана,

$$P_{пр} = P_{пр} + ch = (h_0 + h)\, c,$$

где $P'_{пр} = ch_0$ усилие начального сжатия пружины (при $h = 0$);
h — переменное значение подъема затвора, обеспечивающее заданный расход;
h_0 — величина начального сжатия пружины (при $h = 0$);
c — коэффициент жесткости пружины.

В соответствии с этим условие равновесия затвора клапана определится:

до открытия затвора

$$P_{пр} = ch_0 = \Delta p_0 f;$$

после открытия затвора

$$P_{пр} = (h_0 + h)\, c = \Delta p f + Q\rho\,(u_1 - u_2 \cos\beta),$$

где Δp_0 и Δp — перепад давления при $h = 0$ и при $h > 0$.

При малых расходах (при малых значениях h) реактивной силой потока можно пренебречь, в результате получим

$$(h_0 + h)\, c = \Delta p f.$$

Следовательно,

$$h_0 + h = \frac{\Delta p f}{c}.$$

Из уравнения (397) следует

$$\Delta p = \frac{P}{f} - \frac{Q\rho\,(u_1 - u_2 \cos\beta)}{f}.$$

Диаметр затвора клапана обычно составляет

$$d_к = 1{,}25\, d.$$

ДИАФРАГМЕННЫЕ КЛАПАНЫ

Для систем сверхвысоких давлений, применение в которых обычных предохранительных клапанов затруднительно, часто используют диафрагменные (пластинчатые) клапаны (рис. 224, *б*), рабочая часть которых представляет собой закрепленную по контуру пластину, воспринимающую перепад давления. При повышении перепада давления сверх расчетного значения диафрагма разрушается. Пластины изготовляют из красной меди, серебра, биметаллов и др.

Если кромка зажимного фланца выполнена острой (см. рис. 224, *б*), то пластина будет работать на срез у места ее закрепления. Для этого случая расчет производят по выражению

$$p = \frac{\pi d^2}{4} = \tau_{ср} \pi d s; \quad p = 4\tau_{ср} \frac{s}{d},$$

где $\tau_{ср}$ — касательное напряжение при работе материала пластины на срез; для красной меди $\tau_{ср} \approx 15$ *кГ/мм*²;

s — толщина пластины в начальный момент нагружения;
d — диаметр отверстия, закрываемого пластиной.

В соответствии с этим толщина пластины

$$s = \frac{pd}{4\tau_{cp}}.$$

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Для уменьшения размеров пружин и действующих на них усилий применяют дифференциальные клапаны с гидравлическим уравновешиванием части усилия, развиваемого давлением жидкости (рис. 225, *а*). Это уравновешивание обычно осуществляется при помощи дополнительного поршня *1*, связанного с основным поршнем *2* затвора клапана. Очевидно, в этом случае пружина воспринимает лишь давление жидкости, действующее на площадь, равную разности площадей поршней *2* и *1*.

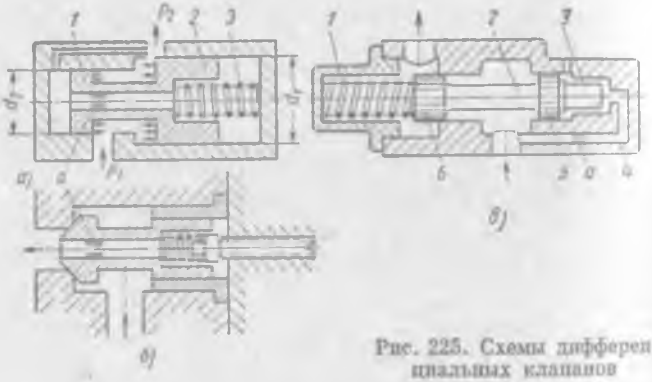


Рис. 225. Схемы дифференциальных клапанов

Усилие предварительного сжатия пружины *3* для этого клапана находят без учета трения из уравнения

$$P_{пр} = p(f_2 - f_1) = p\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2), \qquad (398)$$

где d_1 и d_2 — диаметры поршней *1* и *2* затвора клапана.

Уравнение показывает, что данная схема позволяет применить независимо от величины давления и расхода жидкости через клапан пружины столь малого усилия, насколько это допускают силы трения плунжера. Очевидно, что чрезмерное уменьшение эффективной площади затвора клапана, т. е. уменьшение разности площадей $(f_2 - f_1)$ поршней *2* и *1*, приведет к тому, что доля сил трения в балансе сил, действующих на плунжер, будет настолько велика, что клапан не сможет удовлетворительно выполнять свою функцию из-за большого гистерезиса трения (см. рис. 220).

Практика показывает, что для удовлетворительной работы клапана разность площадей, на которую действует давление жидкости, должна быть не меньше 0,25 площади основного плунжера.

Конструктивная схема дифференциального клапана конусного типа представлена на рис. 225, *б*.

Для демпфирования колебаний служат дроссели *а* (см. рис. 225, *а*, *б*).

При высоком расходе жидкости усилие пружины можно уменьшить, объединив функции разгрузочного золотника и клапана по схеме, приведенной на рис. 225, *в*. Диаметры его поясков *6* и *5* равны, вследствие чего плунжер *2* золотника разгружен от сил давления жидкости, протекающей через золотник. В этом случае пружина *1* клапанной части золотника воспринимает лишь усилие давления жидкости на хвостовик *3* плунжера *2*. Диаметр этого хвостовика может быть выбран настолько малым, насколько это позволяет требуемая чувствительность клапана. Подвод жидкости в камеру *4* клапанной части осуществляется через дроссель *5*, являющийся одновременно и демпфером против колебаний.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ С СЕРВОДЕЙСТВИЕМ

При применении в системах высоких давлений клапанов прямого действия диаметры их затворов практически ограничены величиной 25 *мм*, поскольку при больших значениях этих параметров недопустимо повышаются усилия пружин. При применении же дифференциальных клапанов понижается их чувствительность.

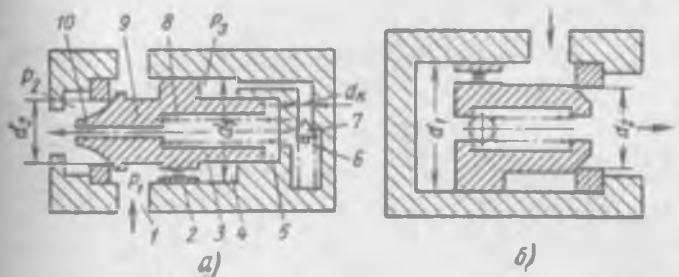


Рис. 226. Схемы двухступенчатых предохранительных клапанов

В целях уменьшения усилия пружины при заданных расходе и давлении, а также для повышения чувствительности клапана и стабильности давления применяют клапаны с серводействием (рис. 226, *а*). Полость *1* рабочего давления этого клапана через дроссельное отверстие *2* соединена с полостью *4*, благодаря чему давления в них будут равны. Затвор *9* удерживается

пружиной *8* в закрытом положении. Затвор будет закрыт до тех пор, пока рабочее давление p_2 в полости *4* не преодолеет действие пружины *6* и не откроет вспомогательный клапан *7*. После открытия этого клапана давление жидкости в полости *4* вследствие действия дросселя *2* понизится по сравнению с давлением в полости *1*, в результате затвор *9* сместится, а давление в полости *1* понизится до величины, при которой расход жидкости через клапан *7* будет равен тому количеству жидкости, которое поступит в полость *4* через дроссельное отверстие *2*.

Процесс вытеснения жидкости, а следовательно, и открытия основного клапана будет зависеть также от перетекания в полость *4* жидкости из напорной магистрали через дроссель *2*.

Благодаря ничтожному расходу жидкости через дроссель *2* в поршне *3* давление жидкости на поршень будет практически стабильным, а следовательно, стабильным будет и давление p_1 при всех режимах потока жидкости через окно затвора *9*.

Изменением усилия предварительного сжатия пружины *6* вспомогательного клапана *7* можно изменять регулировку основного затвора *9*. Так, например, при увеличении усилия сжатия пружины *6* давление, при котором произойдет открытие клапана *7*, повысится, а следовательно, повысится и рабочее давление в камере *1* до величины, при которой будет достигнуто равновесие сил, действующих на поршень *3* затвора *9*.

Для уравновешивания клапана от сил сливного давления в затворе *9* выполнено осевое отверстие *10*, соединяющее сливную полость клапана с камерой *5*, диаметр которой равен диаметру седла клапана.

На рис. 226, *б* представлена схема подобного клапана с расположением вспомогательного шарикового клапана внутри основного клапана. Этот клапан более прост, чем клапан, представленный на рис. 226, *а*, в изготовлении, однако, отличается от последнего неуравновешенностью от действия сил сливного давления. Эта неуравновешенность определяется отношением $\left(\frac{d_1^2}{d_1^2 - d_2^2}\right)$, где d_1 и d_2 — соответственно диаметр поршня затвора и гнезда клапана.

Для повышения чувствительности клапанов с серводействием (см. рис. 226, *а*) диаметр $d_к$ сечения гнезда вспомогательного клапана *7* желательно увеличивать. Однако это ведет к увеличению размера пружины *6*. Опыт показывает, что оптимальный диаметр $d_к$ составляет 4—5 *мм*.

Диаметр d_1 поршенька *3* выбирают равным примерно двум диаметрам d_2 гнезда. Увеличение диаметра d_1 повышает чувствительность клапана, однако при этом растут его габариты.

Диаметр дроссельного отверстия *2* выбирают в 3—4 раза меньше диаметра $d_к$ отверстия гнезда вспомогательного клапана *7*.

Скорость течения масла через окна и прочие каналы клапана выбирают, если это не противоречит иным требованиям, в пределах 5—6 *м/сек* и реже 15 *м/сек*.

Предохранительный клапан с индикаторным стержнем

Недостатком рассмотренных предохранительных клапанов прямого действия является то, что в процессе повышения давления усилие, с которым затвор клапана прижимается к своему гнезду (контактное давление), уменьшается. К моменту начала отрыва затвора клапана от гнезда натяжение пружины полностью уравновешивается давлением жидкости, а следовательно, усилие, с которым он будет прижат к седлу, понизится до нуля. В результате герметичность клапана задолго до его открытия может быть в той или иной степени нарушена.

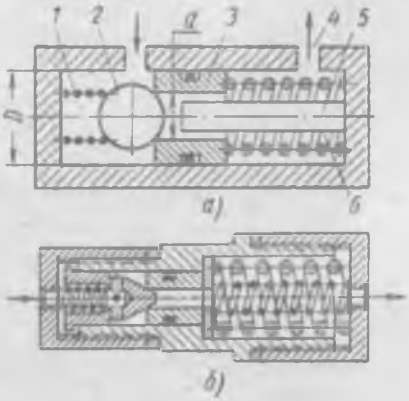


Рис. 227. Схема (*а*) и конструкция (*б*) предохранительного клапана с индикаторным стержнем

Очевидно, в интересах сохранения герметичности усилие прижима затвора клапана к его гнезду желательно было бы сохранить вплоть до достижения давления, соответствующего началу его открытия. Для этого необходимо, чтобы клапан перед открытием имел ступеньку в давлении.

Конструктивная схема предохранительного клапана, отвечающего этим требованиям, представлена на рис. 227, *а*. Подвижный поршень *3*, в котором выполнено седло для шарикового клапана *2*, перемещается при повышении давления выше заданной величины сжимая пружину *6*. При этом условие, с которым шарик *2* прижат к седлу, будет с повышением давления увеличиваться. После того, как шарик *2*, перекрывающий канал *4*, ведущий в резервуар, придет в результате перемещения поршня *3* к упорному стержню *5*, площадь, на которую действует давление жидкости, уменьшится на величину площади отверстия, перекрываемого этим шариком. Вследствие этого равновесие сил нарушится и движение поршня *3* прекратится и возобновится лишь после того, как давление повысится до величины, способной преодолеть при указанном уменьшении площади клапана усилие пружины *6*. В результате этого перед открытием клапана образуется ступенька давления. После того, как эта ступенька будет преодолена, шарик в результате

движения поршня *3* оторвется от своего седла и откроет проход жидкости через отверстие в этом поршне.

Величину давления p_2, при котором шарик *2* придет к упору *5*, можно вычислить по выражению (усилием пружины *1* пренебрегаем)

$$p_2 = p_1 \frac{D^2 - d^2}{D^2},$$

где p_1 — рабочее давление, на которое отрегулирован клапан; D и d — диаметры поршня *3* и проходного отверстия в нем.

Для снижения утечки (повышения герметичности) отношение $\frac{D^2 - d^2}{D^2}$ должно быть максимальным.

После того, как шарик придет к упорному стержню, клапан действует, как обычный, однако усилия, с которым он перед началом открытия будет прижат к своему седлу, можно достичь в клапане обычной схемы лишь путем большого предварительного натяжения пружины.

На рис. 227, *б* показана типовая конструкция рассматриваемого клапана, рассчитанного на давление 300 *кГ/см²*.

Место установки клапанов. Предохранительный клапан должен устанавливаться возможно ближе к тем агрегатам, для защиты которых он предназначен.

Для сглаживания (срезания) мгновенно нарастающих пиков (забросов) давлений (например, при гидравлическом ударе) рекомендуется применять клапаны прямого действия (см. рис. 218) с минимальной массой подвижных частей, так как при применении для этих целей клапанов с серводействием (см. рис. 226, *а*) могут возникнуть вследствие неизбежного запаздывания в открытии основного затвора клапана большие забросы давления. Как видно из последней схемы, затвор клапана *9* может сместиться лишь после того, как будет открыт вспомогательный клапан *7* и жидкость, заполняющая камеру *4*, вытеснится в сливной канал. Кроме того, вытеснение жидкости, а следовательно, и открывание основного клапана будет зависеть также от перетекания в камеру *4* жидкости из напорной магистрали через дроссель *2*.

Испытания показали, что даже в лучших образцах подобных клапанов с серводействием разрыв между началом открытия вспомогательного клапана *7* и затвора *9* составляет 0,01 *сек*.

РЕДУКЦИОННЫЕ КЛАПАНЫ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

Если от одного источника расхода питается несколько потребителей с разными давлениями, то для понижения давления применяют редукционные клапаны, которые поддерживают давление рабочей жидкости на выходе постоянным.

Источник расхода (насос) в этом случае рассчитывают на максимальное давление, необходимое для питания какого-либо из потребителей.

Редукционный клапан представляет собой автоматически действующий дроссель, сопротивление которого равно в каждый данный момент разности между переменным давлением $p_м$ на входе в клапан и постоянным (редуцированным) давлением $p_{ред}$ на выходе из него.

В простейшем виде редукционный клапан (рис. 228, *а*) представляет собой плунжерное устройство, плунжер *2* которого с ко-

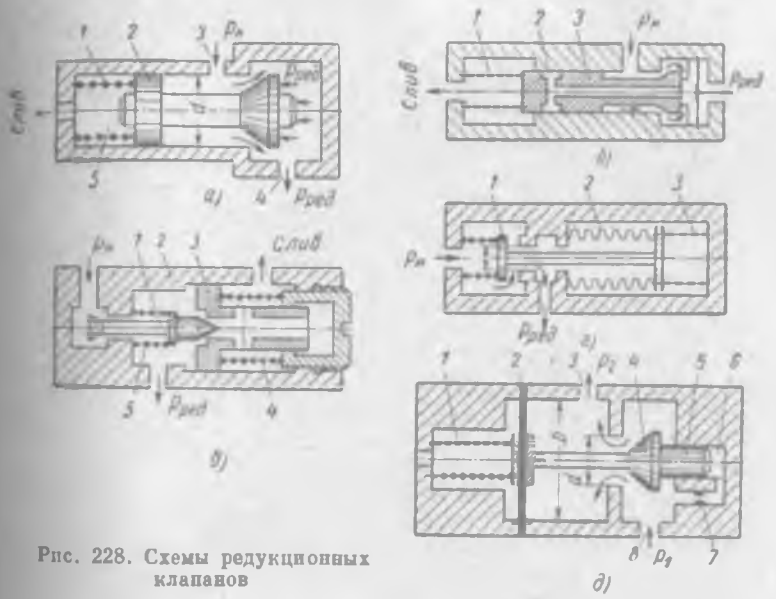


Рис. 228. Схемы редукционных клапанов

нусной головкой *5* на конце усилием пружины *1* отжимается вправо и открывает проход жидкости из линии *3* высокого давления $p_{вх}$ в линии *4* пониженного (редуцированного давления $p_{ред}$). После того, как давление $p_{ред}$ в последней линии превысит усилие, на которое рассчитана пружина *1*, плунжер *2* под действием давления жидкости переместится влево, перекрывая частично или полностью доступ жидкости в линию пониженного (редуцированного) давления.

Поскольку диаметр сечения конуса *5* затвора плоскостью, проходящей по точкам контакта с острыми кромками седла, равен диаметру уравновешивающего поршенька *2*, клапан статически уравновешен от сил входного давления жидкости $p_м$.

Клапан будет закрыт при

$$P_{1пр} \leq p_{ред} f_к$$

и открыт при

$$P_{2пр} \geq p_{ред} f_к,$$

где $P_{1пр}$ и $P_{2пр}$ — усилия сжатия пружины при закрытом и открытом клапане (практически при достаточно длинной пружине можно принять $P_{1пр} = P_{2пр}$);

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения поршенька *2*.

Для компенсации влияния возможного колебания давления в сливной магистрали гидросистемы она соединена с камерой *6* редуктора, ввиду чего усилие сливного давления на поршенек *2* плунжера суммируется с усилием пружины *1*.

На рис. 228, *б* и *в* представлены схемы распространенных конструкций редукционных клапанов. Золотник *3* редукционного клапана, показанного на рис. 228, *б*, находится при отсутствии давления на выходе (в полости редуцированного давления) в крайнем правом положении, в котором жидкость из нагнетательной магистрали беспрепятственно поступает в питаемую систему (к потребителю редуцированного давления). Если давление $p_{ред}$ в питаемой системе повышается, то золотник *3* сдвигается влево, при этом дросселирующая щель сужается, в результате гидросопротивление ее возрастает, а редуцированное давление уменьшается. Если же давление в питаемой системе уменьшается, то золотник под действием пружины *1* перемещается вправо, в результате чего дросселирующая щель и редуцированное давление в системе увеличиваются.

Если давление в системе возрастает до недопустимой величины, то золотник перемещается влево настолько, что соединяет окно *2* с камерой слива, т. е. открывает проход маслу из системы на слив и полностью отсекает магистраль нагнетания от магистрали потребителя. При этом редуктор работает как предохранительный клапан системы потребления.

В редукторе (рис. 228, *в*) клапан *1* показан в положении, соответствующем подаче к потребителю жидкости под редуцированным давлением $p_{ред}$. В этом положении клапана жидкость из магистрали нагнетания через щель между грибком клапана *1* и седлом в корпусе *2* поступает к потребителю.

До того, пока давление $p_{ред}$ в системе потребителя не достигло заданной величины, поршень *3* отжат пружиной *4* в крайнее левое положение, при котором игла клапана *1* упирается в седло поршня *3*, пружина *5* сжата, поэтому клапан открывает максимальный проход жидкости к потребителю.

При повышении давления $p_н$ на входе в редуктор повышается также давление $p_{ред}$ и в полости потребителя (в системе), в результате поршень *3* под действием давления жидкости сжимает пружи-

ну и перемещается вправо. При этом клапан *1* под действием пружины *5* перемещается вправо, уменьшая зазор между клапаном и седлом корпуса. При достижении заданного давления в системе клапан *1* полностью закроется.

При уменьшении давления в системе поршень *3* снова переместится влево и откроет клапан, в результате давление в системе увеличится.

При повышении редуцированного давления $p_{ред}$ сверх заданного значения усилие давления жидкости на поршень увеличивается настолько, что он, перемещаясь вправо, отходит от иглы клапана *1*, вследствие чего клапан закроется, а между иглой и седлом поршня образуется зазор, через который жидкость поступает на слив. В этом случае редуктор работает в качестве предохранительного клапана системы потребителя.

В некоторых случаях необходимо поддерживать заданное редуцируемое давление при расходах, близких к нулю, для чего требуется высокая герметичность. Поскольку при рассмотренных выше схемах с щелевым уплотнением (рис. 228, *а* — *б*) обеспечить необходимую герметичность трудно, применяют редукторы с уплотнением при помощи плоского (торцового) клапана *1* и сильфона *2* (рис. 228, *г*).

Условие равновесия такого клапана может быть приближенно записано так:

$$(p_н - p_{ред})\, s + p_{ред} S = P_{пр} - Ch, \tag{399}$$

где S — полезная площадь сильфона;

s — площадь поперечного сечения входного отверстия диаметром d;

C — суммарная жесткость пружины *3* и сильфона;

$p_н$ — давление на входе в клапан;

h — подъем клапана;

$P_{пр}$ — суммарное усилие пружин при подъеме клапана $h = 0$.

При малом подъеме клапана величиной h можно пренебречь, в результате получим

$$p_{ред} = \left(\frac{P_{пр}}{S - s}\right) - \left(p_н \cdot \frac{s}{S - s}\right). \tag{400}$$

При понижении входного давления $p_н$ давление $p_{ред}$ за редукционным клапаном будет несколько повышаться.

Клапан вследствие отсутствия трущихся пар характеризуется высокой чувствительностью, но склонен к вибрациям.

С целью устранения трения и повышения чувствительности при невысоких редуцированных давлениях в качестве поршня насоса применяют резино-тканевую гофрированную или плоскую мембрану *2* (рис. 228, *д*). Жидкость под высоким давлением p_1 подводится к каналу *8* и, пройдя дросселирующую щель, образованную конусным затвором *4* и гнездом клапана, поступает в

канал *3* потребителя пониженного (редуцированного) давления p_2. Пружина *1*, как и в рассмотренных выше схемах, стремится открыть клапан, а силы давления жидкости на мембрану и на связанный с ней затвор *4* стремятся его закрыть. Для демпфирования колебаний применен дроссель *7*.

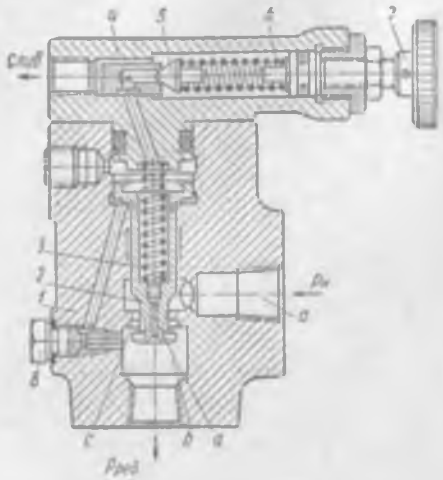


Рис. 229. Конструкция редукционного клапана

Выражение, отражающее работу такого клапана, основано на следующих исходных уравнениях:

расхода жидкости через клапан:

$$Q = \mu \pi d h \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}}; \qquad (401)$$

равновесия клапана (допускаем равномерное распределение давления по площади клапана):

$$P_{пр.0} - Ch - \frac{\pi d^2}{4}(p_1 - p_2) - \frac{\pi D^2}{4} p_2 = 0, \qquad (402)$$

где μ — коэффициент расхода;

h и α — величина открытия (ход) клапана и угол конуса при вершине;

D и d — диаметры мембраны и седла клапана;

$P_{пр.0}$ — сила сжатия пружины при закрытом клапане (при $h=0$);

C — константа жесткости пружины.

Подставив значение h из выражения (402) в выражение (401), получим

$$Q = \mu \pi d \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{1}{\kappa} \left[P_{пр.0} - \left(p_1 - p_2\right)\left(\frac{D^2}{d^2} - 1\right)\right] \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}}, \qquad (403)$$

где $\kappa = \frac{4C}{\pi d^2}$.

Подставив в уравнение (402) значение $h = 0$, получим выражение для определения максимальной величины давления p_2 на выходе из редуктора:

$$p_{2max} = \frac{P_{пр.0}}{\frac{D^2}{d^2} - 1} - p_1.$$

Из последнего выражения следует, что выходное давление p_2 зависит от входного p_1, увеличиваясь с уменьшением последнего.

На рис. 229 показана конструктивная схема распространенного редукционного клапана. В расточке корпуса *1* размещен редукционный золотник *2*, который пружиной *3* отжимается в нижнее положение, соответствующее свободному проходу жидкости из подводящего канала *d* в камеру *b* и далее на выход. В крышке *4* размещен вспомогательный клапан *5*, нагруженный пружиной *6*, усилие сжатия которой регулируется маховичком *7*. Золотник *2* предназначен для редуцирования давления потока жидкости, а клапан *5* — для настройки на необходимую величину редуцированного давления $p_{ред}$.

Жидкость из камеры *b* редуцированного давления проходит через демпферное отверстие *a* в золотнике *2* к вспомогательному клапану *5*. До того, пока давление $p_{ред}$ в питаемой системе не превысит усилия пружины *6*, золотник *2* пружиной *3* будет удерживаться в нижнем положении, свободно пропуская жидкость из канала *d* в камеру *b*. После того, как давление $p_{ред}$ в камере *b* повысится до заданной величины, клапан *5* откроется, и жидкость через канал *4* поступит на слив. При этом равновесие сил, действующих на золотник *2*, нарушится и он, перемещаясь вверх, уменьшит проходное сечение, обеспечивая постоянное давление $p_{ред}$ в камере *b* независимо от давления $p_н$ в подводящем канале *d*.

Если редуцированное давление в камере *b* вновь упадет ниже величины, на которую настроена пружина *6*, вспомогательный клапан *5* закроется, в результате давления, действующие на золотник *2* с двух сторон, уравновесятся, и он под действием пружины *3* опустится, обеспечивая свободный проход жидкости из канала *d* в камеру *b*.

Для дистанционного управления предусмотрен канал перекрытый в обычных условиях пробкой *8*.

Глава VI

ДРОССЕЛЬНЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Дроссель представляет собой местное регулируемое или нерегулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути течения жидкости с целью ограничения ее расхода, достигаемого отводом (сбросом) части его в сливную линию, или создания перепада давления.

По принципу действия дроссели различают на дроссели вязкостного сопротивления, потеря напора (давления) в которых определяется преимущественно вязкостным сопротивлением потоку жидкости в длинном дроссельном канале, и — дроссели инерционного сопротивления с малой длиной канала, потеря напора в которых определяется в основном инерционными силами (деформацией потока жидкости и вихреобразованием при внезапном расширении).

Дроссели первого типа характеризуются большой длиной и малым сечением канала и соответственно небольшим значением числа Рейнольдса, вследствие чего потеря напора в них в основном обусловлена трением при ламинарном течении, т. е. потеря напора является при всех прочих равных условиях практически линейной функцией скорости течения (и расхода) жидкости. Однако поскольку потеря напора в таких дросселях изменяется прямо пропорционально вязкости жидкости (см. стр. 55), гидравлическая характеристика их $\Delta p = f(Q)$ зависит от температуры. Такие дроссели получили название линейных.

В дросселях второго типа давление изменяется практически пропорционально квадрату скорости потока жидкости, поэтому их называют квадратичными. Характеристика таких дросселей не зависит от вязкости в распространенном ее диапазоне.

Поскольку дроссельное регулирование основано на превращении избыточной энергии в тепло, гидравлические системы с дроссельным регулированием применяют преимущественно при небольшой мощности (3—5 *л. с.*) и реже при мощностях до 10 *л. с.*

В гидросистемах низкого и среднего давления (до 50 *кГ/см*^{2}) распространены дроссели типа поворотного крана (рис. 230, *а* — *в*) и типа запорных вентилей (рис. 231, *а* — *г*).

В автоматических системах часто требуется обеспечить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через крановый дроссель от угла поворота его пробки, что достигается выполнением профиля дросселирующей щели в поворотной пробке по архимедовой спирали (рис. 230, *г*). Для обеспечения стабильности рас-

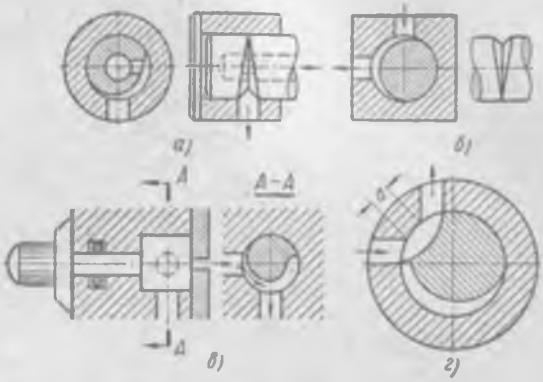


Рис. 230. Дроссели поворотного типа

хода при изменениях вязкости жидкости необходимо уменьшать ширину перемычки *а*.

Недостатком дросселей с поворотной пробкой является зависимость расхода жидкости через них от температуры, а также возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

Для устранения засорения проходного канала применяют дроссели, в которых сопротивление регулируется изменением длины канала дросселя (рис. 232, *а*) или изменением количества местных сопротивлений (рис. 232, *б*) с постоянными проходными сечениями. В дросселе, представленном на рис. 232, *а*, сопротивление регулируется изменением длины канала, которым в этом случае служит винтовая прямоугольная канавка. Ввинчиванием или вывинчиванием винта можно изменять длину канала, а следовательно, регулировать сопротивление дросселя. Ввиду того, что сопротивление этого дросселя определяется, в основном вязкостью жидкости, он может применяться только лишь при стабильных темпера-

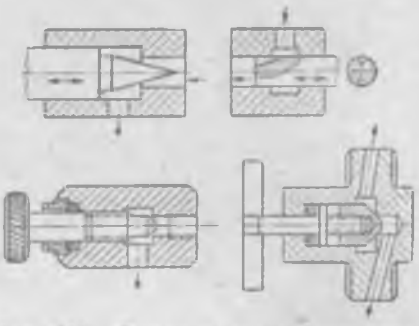


Рис. 231. Дроссели вентильного типа

турах. Расчет сопротивления дросселя можно вести, пренебрегая кривизной канала, по формулам для труб [см. выражение (55)]:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{4r} \cdot \frac{u^2 \gamma}{2g},$$

где $\mathrm{Re} = \frac{4ru}{\nu}$; $r = \frac{ab}{2(a+b)}$ — гидравлический радиус сечения канавки; a и b — стороны сечения канавки.

В условиях широкого колебания температур применяют дроссели в виде тонкой шайбы (диафрагмы) с круглым дроссельным отверстием (рис. 233, *а*). Дросселирующие свойства отверстий в таких шайбах в основном обусловлены внезапным сжатием потока жидкости при входе в отверстие и внезапным его расширением при вытекании из него. Этот дроссель обладает минимальной зависимостью сопротивления от вязкости жидкости, поскольку потеря напора здесь обусловлена в основном инерционным сопротивлением (потеря на сообщение частицам жидкости ускорений).

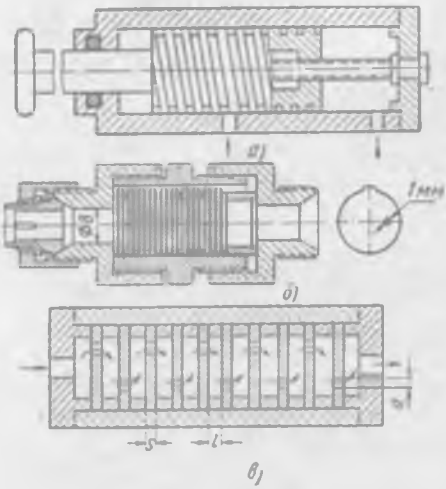


Рис. 232. Дроссели винтового (*а*) и диафрагменного (*б*) типов

При разработке гидравлических систем часто требуется дроссель, обладающий высоким гидравлическим сопротивлением и стабильными расходными характеристиками при колебаниях вязкости. Удовлетворить подобные требования одной дроссельной шайбой невозможно, поскольку размер ее отверстия при этом должен быть зачастую недопустимо (из-за возможности засорения) малым. Ввиду этого применяются дроссели из последовательно соединенных шайб (пакета шайб) (рис. 232, *б*), сопротивление которых обусловлено многократным сужением и расширением потока жидкости. Регулирование сопротивления такого дросселя осуществляется подбором количества шайб.

Сопротивление одношайбового дросселя можно регулировать с помощью дроссельной иглы (рис. 233, *б*).

На рис. 233, *в* показан регулируемый диафрагменный дроссель тонкой настройки, которая достигается тем, что проходное сечение образуется узкими щелями на цилиндрической части перекрывной иглы (плунжера), выполненными в виде прямоугольных

(рис. 233, *в*) или угловых канавок, с постоянным или переменным сечением по ходу иглы. Этот дроссель имеет преимущества перед игольчатыми дросселями, представленными на рис. 233, *б* как по возможности получения малых расходов, так и по возможности уменьшения опасности засорения щелей, геометрическая форма которых, с этой точки зрения, имеет преимущества перед узкой кольцевой щелью.

Нетрудно видеть, что подбором профиля проходного сечения можно создать дроссель (клапан) с линейной характеристикой

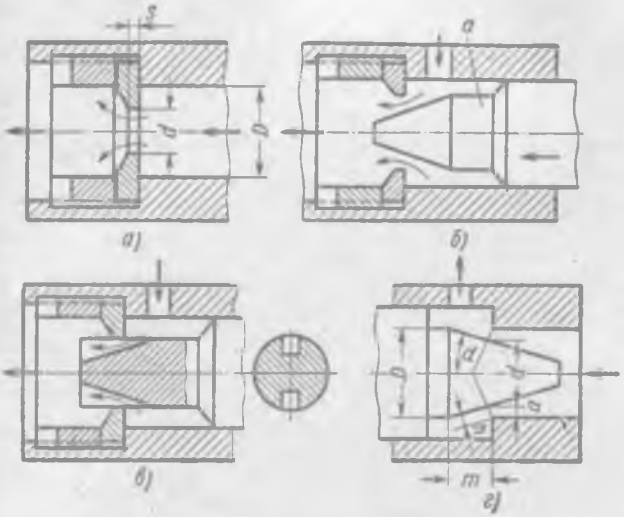


Рис. 233. Схемы дроссельных элементов

расхода по ходу подвижного элемента. Такое требование предъявляется, например, к гидравлическим демпферам, поглощающим энергию колебаний и др.

На рис. 234, *а* показана схема подобного дросселя. В расточке корпуса *12* помещен дроссельный плунжер *13*, на котором выполнены рабочие щели в виде треугольных продольных пазов («усиков»). Величина рабочей щели *11* дросселя при регулировании расхода изменяется перемещением дроссельного плунжера вдоль его оси. Это перемещение осуществляется поворотом лимба *1*, который через штифт *2* поворачивает втулку *3*, сидящую в расточке крышки *4*. От проворота вокруг своей оси дроссельный плунжер *13* удерживается штифтом *6*, который ходит по пазу корпуса. Стопорение лимба *1* в заданном положении осуществляется винтом. Зазор между штифтом *5* и стенками винтовой канавки на дроссельном плунжере выбирается под действием пружины *8*.

Угол, на который поворачивается плмб *1* при регулировании расхода от наименьшего до наибольшего, составляет 300°.

Подвод рабочей жидкости к дросселю и отвод ее осуществляется через присоединительные отверстия *7* и *10*. Утечки отводятся через штуцер *9*.

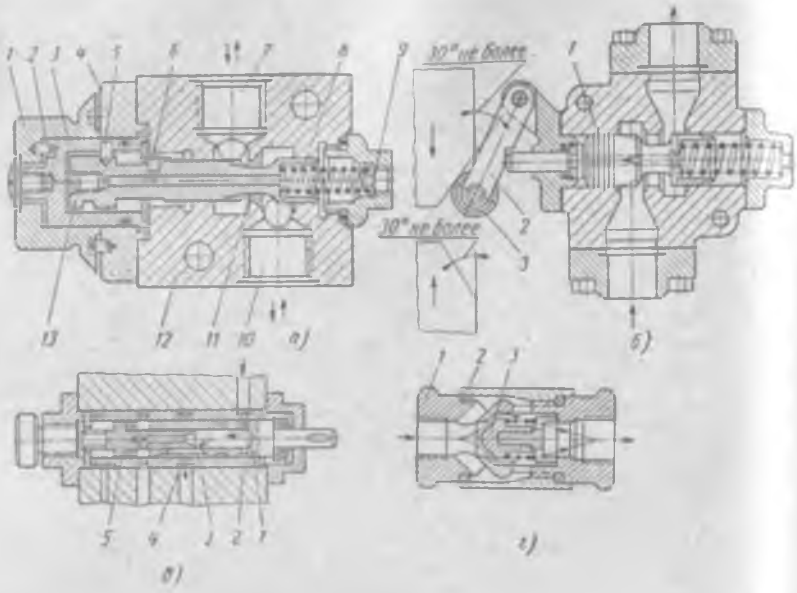


Рис. 234. Схемы дросселей

На рис. 234, *б* показана схема управления (регулирования) подобным дросселем с помощью кулачков, воздействующих через ролик *3* и поворотный рычаг *2* на дроссельный плунжер *3*. При набегании соответствующего кулачка на ролик *3* золотник *1* перемещается вправо, увеличивая тем самым сопротивление проходу жидкости.

РАСЧЕТ ДИАФРАГМЕННОГО ДРОССЕЛЯ

Для практических расчетов потерь напора в диафрагменном дросселе с круглым отверстием и с острой кромкой (см. рис. 233, *а*) можно использовать формулу для расчета расхода при истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке [(см. выражение (74)]. Сопротивление диафрагменных дросселей с регулирующим вентилем (см. рис. 233, *б*) можно рассчитывать по формуле (70) для вычисления местных потерь напора $\Delta p = \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g}$, приняв значение коэффициента ζ равным 2—2,2. Эти же значения ζ можно также принять

при расчете дросселей кранового типа (см. рис. 230), скорость потока жидкости для которых вычисляют по наиболее узкому месту канала.

Площадь сечения канала в месте, наиболее узком для данного положения игольчатого дросселя, представленного на рис. 233, *г* рассчитывают по выражению

$$f_{ор} = \pi h \frac{D + d}{2}.$$

Так как $d = D - 2a$; $h = m \sin \alpha$; $a = m \sin \alpha \cos \alpha$, то можно принять

$$f_{ор} \approx \pi D m \sin \alpha.$$

Угол α выбирают от 3 до 15°; обычно $\alpha \approx 6°$.

Расчет многошайбового дросселя. При приближенном расчете многошайбового дросселя, состоящего из n одинаковых шайб, находящихся на равном расстоянии l друг от друга (см. рис. 232, *б*), пренебрегают потерями в камерах между шайбами и влиянием противодавления в них, а также допускают, что общее сопротивление (перепад давления Δp_n) дроссельного пакета равно сумме сопротивлений Δp отдельных шайб:

$$\Delta p_n = \Delta p n \text{ или } \Delta p = \frac{\Delta p_n}{n}.$$

Поскольку через каждую шайбу протекает в единицу времени одно и то же количество жидкости, то расход Q жидкости при условии равенства сечений отверстий диаметром d в шайбах можно записать в виде

$$Q = \mu\omega \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} = \mu_n \omega \sqrt{2g \frac{\Delta p_n}{\gamma}}, \qquad (404)$$

где μ — коэффициент расхода одной шайбы [см. выражение (74)];

$\omega = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения отверстия в шайбе;

μ_n — приведенный коэффициент расхода дроссельного пакета шайб.

В соответствии с этим приведенный коэффициент μ_n, показывающий, во сколько раз расход жидкости через дроссельный пакет, состоящий из n одинаковых шайб, меньше при том же перепаде давления и расходе через дроссель с одной шайбой, может быть выражен так:

$$\mu_n = \frac{\mu}{\sqrt{n}}. \qquad (405)$$

Из приведенных данных следует, что диаметры отверстий дросселя с одной и многими шайбами при заданных постоянных

расходе Q и перепаде давления Δp дросселя связаны соотношением

$$Q = \mu d^2 \sqrt{2g\frac{\Delta p}{\gamma}} = \mu_n d_n^2 \sqrt{2g\frac{\Delta p_n}{\gamma}}, \qquad (406)$$

где d и d_n — диаметры отверстий при одно- и многошайбовом дросселе.

На основании приведенных данных можно записать

$$\mu d^2 = \frac{\mu}{\sqrt{n}} d_n^2; \quad d_n = \sqrt[4]{n}\, d. \qquad (407)$$

При более точных расчетах необходимо учитывать противодавление среды, в которую происходит истечение жидкости (см. стр. 87).

Опыт показывает, что в области установившегося турбулентного течения ($\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^3$) фактический приведенный коэффициент расхода μ_n' выше расчетного μ_n, вычисленного без учета противодавления, в соответствии с чем $\mu_n' = k\mu_n = \frac{k\mu}{\sqrt{n}}$, где k — поправочный коэффициент, характеризующий это превышение. Среднее значение этого коэффициента для $\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^3$ можно принять равным 1,25 (см. рис. 39).

Однако при этом необходимо учитывать, что поскольку при заданных условиях диаметр d отверстия одношайбового дросселя будет меньше диаметра отверстий шайб многошайбового дросселя d_n, разными при постоянных Q и Δp будут также и числа $\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}$. Значение этого числа для многошайбового пакета будет равно

$$\mathrm{Re}' = \frac{d}{d_n}\mathrm{Re}.$$

С учетом выражения (407) эта зависимость примет вид

$$\mathrm{Re}' = \frac{\mathrm{Re}}{\sqrt[4]{n}}.$$

Расход через дроссельный пакет шайб зависит при всех прочих условиях от расстояния l между шайбами, оптимальным значением которого следует считать $l = 5d$, где d — диаметр отверстия. Опыты показали, что при уменьшении этого расстояния от 5 до $4d$ расход снижается на 15%; при увеличении от 5 до $8d$ расход практически не изменяется. Толщина s дросселирующей шайбы или ее кромки (см. также рис. 233, *а*) обычно выбирается не более $(0{,}4—0{,}5)\,d$.

Диаметр d отверстий в шайбах во избежание засорения не должен быть меньше $\sim 0{,}3$ *мм*. Шайбы при сборке дроссельного пакета обычно смещаются одна относительно другой так, чтобы оси отверстий в них не находились на одной линии.

ОБЛИТЕРАЦИЯ КАНАЛОВ ДРОССЕЛЯ

Устойчивая работа дроссельного регулятора при малом расходе может быть достигнута лишь при невысоком перепаде давления, для обеспечения которого необходимо применять большое число последовательно соединенных сопротивлений (диафрагм). При уменьшении числа диафрагм и соответственно увеличении перепада давления на одной шайбе стабильность расхода при малых его значениях нарушается вследствие облитерации и засорения проходных каналов (см. стр. 98). В одношайбовом дросселе минимальный расход практически составляет не менее 150—200 *см³/мин*.

Влияние облитерации на расход жидкости заметно при величине диаметра канала менее 0,10, и при диаметре 0,01—0,02 *мм* возможно полное прекращение расхода.

Для предотвращения облитерации одной из поверхностей канала дросселя сообщают какое-либо (поступательное или поворотное) движение. При этих движениях можно обеспечить малые стабильные расходы. Согласно литературным данным, при вращении дроссельного золотника (при перепадах давления 1—2 *кГ/см²*) расходы могут составить 10 *см³/мин*. При вибрирующей дроссельной заслонке в схеме сопло — заслонка (см. стр. 469) при перепаде давления 1 *кГ/см²* (диаметр сопла 0,5 *мм*) был получен минимальный стабильный расход, равный 1,5 *см³/мин*.

На рис. 234, *в* представлена схема дросселя с вращающейся пробкой, с помощью которого осуществляют пульсирующий расход жидкости. Дроссель состоит из вращающейся относительно неподвижного плунжера *5* пробки *1*, при вращении которой ее канал *3* за каждый оборот соединяется на короткое время с каналом *4*, выполненным во втулке *2*. Сопротивление дросселя регулируют изменением длины его канала с помощью осевого смещения плунжера *5*. Для того чтобы устранить влияние пульсации подачи на приводимый механизм (на выход системы), число оборотов пробки *1* должно быть > 600 *об/мин*. Минимальный устойчивый расход этого дросселя при 100 *кГ/см²* составляет ~ 30 *см³/мин*.

Зачастую требуются дроссельные клапаны одностороннего действия, которые свободно пропускают жидкость при движении в одном направлении; в противоположном направлении жидкость проходит через дроссельный канал клапана. Эти клапаны изготовляют как в нерегулируемом, так и в регулируемом варианте. Схема регулируемого одностороннего клапана представлена на рис. 234, *г*. При движении жидкости в направлении, указанном стрелками, клапан открывается полностью. При движении в обратном

направлении грибок *3* прижимается к седлу и жидкость перепускается лишь через кольцевую щель между корпусом *1* и регулирующей муфтой *2*. Регулирование сопротивления осуществляется поворотом муфты *2* на 360°, при котором сечение щели изменяется от нуля до полного открытия.

ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ

Существующие гидросистемы дроссельного управления можно разделить в зависимости от вида источника питания на системы, в которых:

а) источник питания (насос) с переменным расходом ($Q \neq \text{const}$) и постоянным давлением ($p_н = \text{const}$), устанавливаемым регулированием переливного клапана (см. рис. 215);

б) постоянный расход рабочей жидкости от источника питания в систему управления ($Q = \text{const}$) с переменным давлением ($p_н \neq \neq \text{const}$), которое определяется рабочими условиями.

Реже применяются комбинированные системы.

Наиболее распространенной является система с постоянным давлением источника питания. При таком источнике питания особые преимущества имеют системы, в которых несколько гидроприводов питаются от одного источника и в быстродействующих гидроусилителях с высоким коэффициентом усиления по мощности.

Дроссель (регулятор) в системах с $p_н = \text{const}$ может быть установлен на линии питания (на входе) гидравлического двигателя (рис. 235, *а*) и в сливной магистрали (на выходе) (рис. 235, *б*). Излишек жидкости, подаваемой насосом, отводится в бак через переливной клапан.

Схемы с регулятором в сливной магистрали (рис. 235, *б*) обеспечивают двустороннюю жесткость двигателя гидросистемы, поэтому они могут применяться в системах с знакопеременными нагрузками гидродвигателя, для которых схемы с регулятором, установленным на линии питания (рис. 235, *а*), менее пригодны, так как при изменении знака внешней нагрузки двигателя скорость движения выходного его штока (вала) может значительно увеличиться, поскольку дроссель этому увеличению здесь не противодействует.

Эта схема не пригодна также для работы в режиме больших ускорений выходного звена (поршня или валика). Из схемы, представленной на рис. 235, *а*, видно, что при резком снижении подачи жидкости на входе в цилиндр путем дросселирования поршень будет перемещаться под действием силы инерции движущейся массы. Применение последней схемы особенно нецелесообразно в системах с гидродвигателем вращательного движения (с гидромотором), который может работать в переходных режимах с высокими ускорениями выходного вала, в результате чего инерция вращающихся узлов двигателя и присоединенной к нему массы внешней

нагрузки может достигать значительной величины. При установке же дросселя в сливной магистрали (рис. 235, *в*) увеличению (забросу) скорости выходного вала оказывает сопротивление этого дросселя. Однако при резком торможении гидромотора в линии между гидромотором и дросселем могут возникнуть недопустимо высокие давления. Для предохранения системы и гидромотора от подобного давления в этой линии необходимо установить предохранительный клапан *в*.

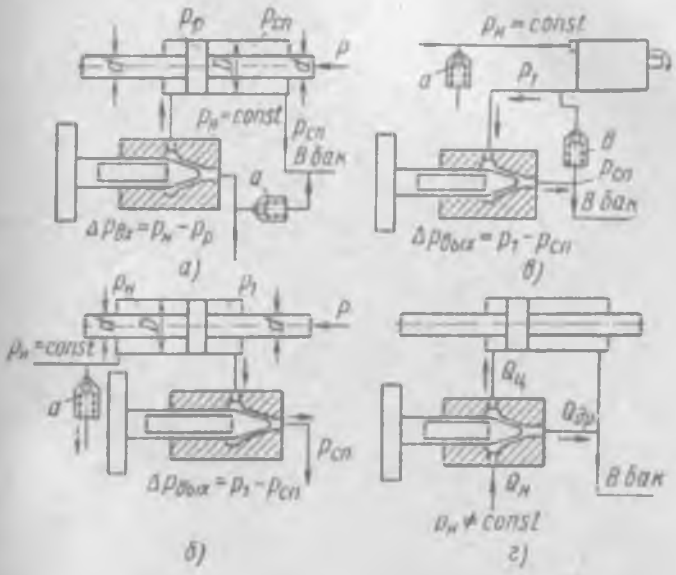


Рис. 235. Схемы дроссельного регулирования скорости гидродвигателя

Кроме того, схемы с регулятором в сливной магистрали более устойчивы против автоколебаний, и в особенности при малых скоростях движения гидравлического двигателя, чем схемы с регулятором в линии питания.

Условие равновесия сил, действующих на поршень, в схеме силового цилиндра с двусторонним штоком при установке дросселя на входе (рис. 235, *а*) может быть выражено уравнением

$$p_р F = p_{сл} F + P + T. \tag{408}$$

Поскольку $p_р = p_н - \Delta p_{вх}$, можем написать

$$\Delta p_{вх} = p_н - p_{сл} - \frac{P + T}{F}. \tag{409}$$

При установке дросселя на выходе (рис. 235, *б*)

$$p_н F = p_1 F + P + T. \tag{410}$$

Поскольку $p_1 = \Delta p_{вых} + p_{сл}$, можно написать

$$\Delta p_{вых} = p_н - p_{сл} - \frac{P + T}{F}, \qquad (411)$$

где $\Delta p_{вх} = p_н - p_р$ и $\Delta p_{вых} = p_1 - p_{сл}$ — перепад давления на дросселе при установке его соответственно на входе и на выходе;

$p_н$ = const — подводимое давление (давление насоса);

$p_р$ — рабочее давление в цилиндре для схемы с дросселем на входе (рис. 235, *а*);

$p_{сл}$ — давление в сливной магистрали;

p_1 — противодавление в нерабочей полости цилиндра для схемы с дросселем на выходе (рис. 235, *б*);

P — нагрузка, приложенная к штоку цилиндра;

T — сила трения в цилиндре;

$F = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$ — площадь живого сечения цилиндра;

D и d — диаметр поршня и штока.

Из выражений (409) и (411) следует, что перепад давления на дросселях, а следовательно, и расход жидкости через них зависят от величины нагрузки P на штоке гидроцилиндра, причем перепады давления в схеме с дросселем на выходе и на входе будут при всех прочих равных условиях равны между собой. В соответствии с этим зависимость скорости от нагрузки в этих схемах будет одинаковой. Расчетный к. п. д. одинаков для систем дроссельного регулирования на выходе и для систем регулирования на входе. Однако в действительных условиях к. п. д. системы с дросселированием на выходе несколько ниже, чем для систем с дросселированием на входе, вследствие более высоких потерь на трение в силовом цилиндре.

Необходимо отметить, что системы дроссельного регулирования обладают относительно низким к. п. д. Низкий к. п. д. систем обусловлен значительными потерями энергии, поскольку в насосе подобной системы независимо от мощности, потребляемой исполнительными двигателями, расходуется мощность, соответствующая полной производительности насоса и давлению, определяемому настройкой (регулировкой) переливного клапана.

В соответствии с указанным к. п. д. при уменьшении нагрузки понижается, приближаясь при малой нагрузке к нулю.

Системы с переменным давлением. Реже применяются системы с переменным давлением ($p \neq$ const), в которых давление питания зависит от нагрузки гидродвигателя (рис. 235, *г*). Излишек жидкости в этой схеме отводится в бак через дроссель, установленный параллельно с гидродвигателем (на линии, соединяющей магистраль подводимого давления с баком). Жидкость, подаваемая насосом в объеме $Q_н$, делится на два параллельных потока, один из которых $Q_ц$ поступает в силовой цилиндр (гидродвигатель), а

второй $Q_д$ переливается через дроссель в бак, причем количественно эти потоки обратно пропорциональны сопротивлениям ветвей:

$$Q_н = Q_ц + Q_д.$$

Выразив гидравлическое сопротивление дросселя через $r_д = \frac{Q_д}{\Delta p_д}$, где $Q_д$ и $\Delta p_д$ — расход и перепад давления в нем, и пренебрегая давлением в сливной магистрали, можем написать

$$Q_ц = \frac{Q_н F r_д - P - T}{F r_д} = Q_н - \frac{P + T}{F r_д}. \qquad (412)$$

Основным недостатком последней системы является пониженная жесткость и необходимость индивидуального для каждого потребителя источника питания. Кроме того, точность регулирования скорости и ее стабильность при этом способе регулирования ниже, чем в предыдущих схемах с $p_н = \text{const}$, однако жидкость нагревается меньше. Последнее обусловлено тем, что давление в этой системе пропорционально нагрузке, и лишь при максимальной ее величине оно достигнет значения, на которое отрегулирован переливной клапан насоса.

ДРОССЕЛЬНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ С ПОСТОЯННЫМ ПЕРЕПАДОМ ДАВЛЕНИЯ

Чтобы исключить влияние нагрузки на расход жидкости, а следовательно, и на скорость гидравлического двигателя, устанавливают дроссельные регуляторы, которые позволяют обеспечивать при изменении нагрузки практически постоянный перепад давления и соответственно этому постоянный при прочих равных условиях расход жидкости.

Эти регуляторы состоят из двух дросселей, один из которых имеет постоянную настройку, другой — автоматически регулируемую. Регуляторы соединяются таким образом, что могут изменять сопротивление потоку жидкости, подаваемой от источника питания к гидродвигателю при перемещении управляющего элемента в зависимости от внешнего сигнала.

Принципиальная схема такого регулятора, устанавливаемого на входе в напорную магистраль, представлена на рис. 236, *а*.

Регулятор состоит из соединенных в общем корпусе двух дросселей *1* и *2*, из которых дроссель *1* представляет собой клапан (редуктор) с автоматически изменяющимся сопротивлением (перепад давления $\Delta p_1 \neq \text{const}$) в зависимости от редуцированного давления $p_{ред}$ на выходе из него и нагрузки P гидродвигателя *4*, и дроссель *2* с постоянной (ручной) настройкой сопротивления (перепад давления при постоянном расходе $\Delta p_2 = \text{const}$).

Жидкость с входным давлением $p_{вх} = \text{const}$ поступает (от насоса или иного источника расхода) через входное окно *6* и щель

автоматического дросселя в проточку (камеру) *3* между двумя поясками плунжера дросселя *1* и от нее — к дросселю *2*, от которого она направляется к гидродвигателю (силовому цилиндру *4*).

Для приведенной схемы выходное давление дросселя *2* является рабочим давлением $p_д$ гидродвигателя, которое равно (трением пренебрегаем) $p_д = \frac{P}{F}$, F — рабочая площадь силового цилиндра и P — внешняя нагрузка, приложенная к его штоку.

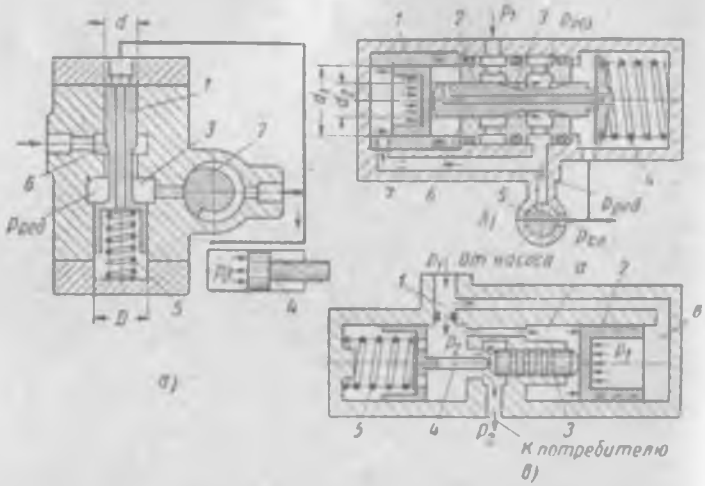


Рис. 236. Схема и конструкция дроссельного регулятора постоянного давления для установки в напорную (*а*) и сливную (*б*) магистрали гидродвигателя регулятора расхода (*в*)

Плунжер дросселя *1* в этой схеме находится под действием усилия пружины *5* и силы давления $p_д$ на площадь $\Delta f_п = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$, стремящихся сместить его в положение максимального открывания проходного окна *6*, и противодействующей им силы редуцированного давления, равного $p_{ред} = \Delta p_2 + p_д$, на ту же площадь, где Δp_2 — перепад давления (сопротивление) дросселя *2*; $\Delta f_п$ — неуравновешенная площадь плунжера дросселя *1*.

При установившемся режиме

$$p_{ред}\Delta f_п = P_{пр} + p_д \Delta f_п$$

или

$$p_{ред} = p_д + \frac{P_{пр}}{\Delta f_п}, \qquad (413)$$

где $P_{пр}$ — усилие сжатия пружины *5*,

На основании последних выражений можно написать

$$\Delta p_2 + p_д = p_в + \frac{P_{пр}}{\Delta f_в},$$

откуда перепад давления в дросселе *2* равен

$$\Delta p_2 = \frac{P_{пр}}{\Delta f_в} = \text{const}. \qquad (414)$$

Очевидно, при сохранении постоянства перепада давления Δp_2 постоянными будут при всех прочих равных условиях и расходы жидкости независимо от нагрузки P гидродвигателя и входного давления $p_{вх}$, которое должно быть лишь несколько превышать $p_д$. Нетрудно видеть, что увеличение давления $p_д$, обусловленное увеличением нагрузки P, нарушит равновесие плунжера *4*, и он, переместившись вверх, увеличит открывание (уменьшит перепад давления Δp_1), компенсируя тем самым повышение нагрузки. При снижении нагрузки P процесс будет протекать в обратном порядке.

Конструктивная схема распространенного регулятора подобного типа, предназначенного для установки в сливной магистрали, показана на рис. 236, *б*. Регулятор представляет собой редукционный клапан (дроссель с автоматической настройкой) *3*, снабженный дросселем 5 с постоянной настройкой.

Редуцированное давление действует через поршень *1* на плунжер *2*, смещению которого противодействует пружина *4;* усилие сжатия этой пружины определяет величину редуцированного давления $p_{ред}$.

При изменении входного давления p_1, которым в этой схеме является давление жидкости, отводимой из нерабочей полости гидродвигателя, вызванном колебанием нагрузки этого двигателя, изменится также мгновенный расход жидкости через щелевой канал автоматического дросселя *3*, что, в свою очередь, вызовет соответствующее изменение сопротивления дросселя *5* постоянной настройки (изменение редуцированного давления $p_{ред}$), в результате чего равновесие плунжера *2* нарушится, и он переместится в новое положение, в котором потери (перепад) давления $\Delta p_щ$ в щелевом канале дросселя *3* вновь будут равны разности нового входного и редуцированного давления.

Редукционное давление $p_{ред}$ без учета сил трения, а также реактивных сил потока жидкости и давления, обусловленного сопротивлением сливной линии, определяют по выражению

$$p_{ред} = \frac{P_{пр}}{f_п},$$

где $P_{пр}$ — усилие регулирования пружины *4*;

$f_п$ — площадь поршня *1*.

Чтобы устранить влияние на регулятор сливного давления, линию соединяют через осевой канал в плунжере *2* с полостью *6*.

В этом случае устанавливается постоянный перепад давления $\Delta p_{др}$ на дросселе *5* при всех возможных изменениях значения редуцированного давления $p_{ред}$ и перепада давления $\Delta p_{др} = p_{ред} - p_{сл}$, которые для этой схемы определяются выражением

$$p_{ред} = \frac{P_{пр}}{f_п} + \frac{p_{сл} f_п}{f_п} = \frac{P_{пр}}{f_п} + p_{сл}. \qquad (415)$$

Для повышения чувствительности регулятора уменьшают диаметр d_2 плунжера *2* и увеличивают диаметр d_1 поршня *1*, отношение которых достигает 5.

Величину $p_{ред}$ выбирают при условии установки регулятора в сливной магистрали двигателя не более 1—2 *кГ/см* ^{2}. Для повышения устойчивости регулятора против автоколебаний жидкость с давлением $p_{ред}$ подводится к поршню через демпфер (дроссель) *7*.

На рис. 236, *в* показана схема распространенного регулятора скорости гидродвигателя (регулятора расхода жидкости) иного типа. Этот регулятор состоит в основном из двух дросселей — шайбового *1* постоянного сопротивления и автоматически регулируемого, сопротивление которого определяется положением плунжера *3*. Этот плунжер под действием пружины *5*, стремящейся сместить его влево и тем самым увеличить проходное сечение (уменьшить сопротивление), и перепада давления $\Delta p_1 = p_1 - p_2$, жидкости на дросселе *1* (в междроссельной камере *а*), который через поршень *2* стремится уменьшить проходное сечение (увеличить сопротивление дросселя).

Величина этого перепада давления определяется усилием пружины *5* и практически не зависит от давления p_1 на входе в регулятор и p_2 — на выходе из него.

При повышении давления p_2 в междроссельной камере *а* сверх заданного перепад давления на поршне *2* $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ уменьшается (при $p_1 = \text{const}$) и пружина *5* через толкатель *4* сместит плунжер *3* вправо, увеличивая проходное сечение дросселя. При понижении давления p_2 процесс протекает в обратном порядке. Следовательно, перепад давления $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ на дросселе *1* поддерживается постоянным, и постоянным будет также расход через него жидкости.

Условие равновесия поршня *2*, управляющего плунжером *3*, имеет вид

$$\Delta p_1 F_0 = P \pm T - R \text{ или } \Delta p_1 = \frac{P_0 + Cx \pm T - R}{F_0},$$

где $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ — перепад давления на шайбовом (нерегулируемом) дросселе *1*;

P — усилие сжатия пружины *4* при $x = 0$ (соответствует минимальному значению расходной щели);

T — сила трения подвижных частей;

C — коэффициент жесткости пружины;

x — перемещения плунжера *3* от полностью закрытого положения;

P_0 — усилие начального натяжения пружины *5* (при максимальном значении x);

F_0 — площадь поршня *2*;

R — гидродинамическая сила (реакция) потока жидкости, действующая на плунжер *3* (см. стр. 349).

Сила трения T ухудшает характеристику регулятора, поэтому она должна быть уменьшена до минимума. Для этого прорезают на плунжере *3* и поршне *2* круговые канавки (см. стр. 343). Силу трения можно уменьшить точностью, чистотой обработки и подбором твердостей скользящих деталей.

Для повышения чувствительности и точности регулирования увеличивают площадь F_0 поршня *2*. Во многих случаях F_0 в $5 \div 10$ раз и более превышает площадь плунжера *3*. Повышение чувствительности обусловлено тем, что при увеличении диаметра поршня периметр трения повышается пропорционально его величине, а площадь — пропорционально квадрату диаметра.

Суммарное сопротивление Δp (перепад давлений в регуляторе) определится

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2,$$

где $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ — перепад давления на дроссельной шайбе *1*,

$\Delta p_2 = p_2 - p_3$ — перепад давления в щели регулируемого дросселя.

Расход жидкости через отверстие дроссельной шайбы *1* (Q_1) и расход через щель (окно) (Q_2) регулируемого дросселя связаны, согласно закона неразрывности потока, выражением

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

или

$$Q = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{\Delta p_1 \cdot 2g}{\gamma}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{\Delta p_2 \cdot 2g}{\gamma}};$$

отсюда перепад давления на автоматически регулируемом дросселе *3* определится выражением

$$\Delta p_2 = \frac{\mu_1 f_1}{\mu_2 f_2} \Delta p_1,$$

где μ_1 и μ_2 — коэффициент расхода через отверстие дроссельной шайбы *1* и щель *6*, образуемую плунжером *3*;

f_1 и f_2 — площади проходных сечений отверстия шайбы *1* и щели, образуемой плунжером *3*.

Значения коэффициентов расхода μ_1 и μ_2 определяются проливками (на основании опытных данных), однако для предварительных расчетов можно принимать

$$\mu_1 = 0{,}62; \quad \mu_2 = 0{,}7 \div 0{,}75.$$

РАСПРОСТРАНЕННЫЕ СХЕМЫ ДРОССЕЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

На рис. 237 представлены распространенные схемы дроссельного регулирования скорости гидродвигателя с установкой дросселя в сливной (рис. 237, *а*) и напорной (рис. 237, *б*) линиях. На рис. 237, *а* видно, что противодавление p_1 в нерабочей полости цилиндра при постоянном подводимом давлении $p_н$ и отсутствии сил трения поршня будет в зависимости от величины приложенной нагрузки P [см. также выражение (411)] равно

$$p_1 = \frac{p_н F_1 - P}{F_2} = p_н \frac{D^2}{D^2 - d^2} - \frac{P}{F_2}, \qquad (416)$$

где D — диаметр цилиндра;

d — диаметр штока;

$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ и $F_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ — площади живых сечений левой и правой полостей цилиндра.

При нулевой внешней нагрузке $P = 0$, приложенной к поршню, противодавление p_1 достигает максимального значения:

$$p_{1\max} = \frac{p_н D^2}{D^2 - d^2},$$

и при максимальной нагрузке $p_{\max}$ достигает минимального значения:

$$p_{1\min} = \frac{p_н D^2}{D^2 - d^2} - \frac{p_{\max}}{F_2}.$$

Регулятор состоит из связанного с поршнем *3* дросселя *4* с переменным проходным сечением и дросселя *2*, настроенного на заданную скорость поршня двигателя. Сверху на поршень *3* регулятора действует сила $P_{пр}$ упругости пружины *1*, а снизу — давление жидкости p_2 перед дросселем:

$$p_2 = \frac{4P_{пр}}{\pi d_п^2},$$

где $d_п$ — диаметр поршня *3*.

При уменьшении противодавления p_1 в цилиндре, вызванном увеличением нагрузки P, количество жидкости, проходящей через дроссель *4*, уменьшится, в результате чего давление p_2 понизится и дроссель под действием пружины *1* будет перемещаться вниз, увеличивая проходное сечение щели до тех пор, пока давление перед дросселем *2* не восстановится.

При стабилизации скорости движения поршня установкой регулятора скорости на напорной линии (см. рис. 237, *б*) на поршень гидродвигателя действует переменное давление p_2 при постоянном давлении $p_н = \text{const}$ в напорной линии, поддерживаемом переливным клапаном насоса.

Связь между перепадами давления, создающимися дросселями m и n, имеет вид

$$p_н = \Delta p_n + \Delta p_m + p_2.$$

где Δp_n и Δp_m — перепады давлений, создаваемые дросселями n и m.

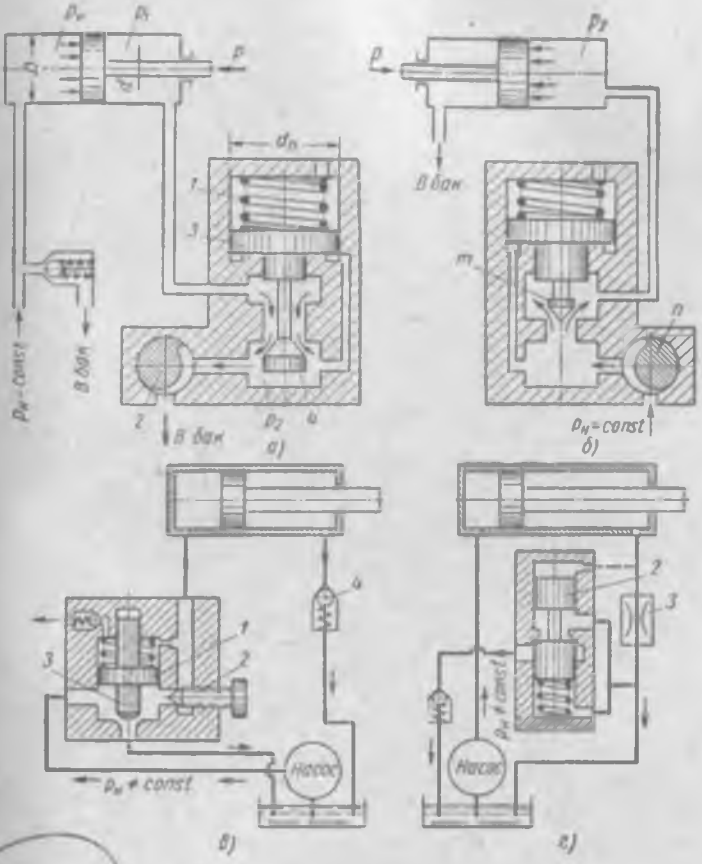


Рис. 237. Схемы автоматических дроссельных регуляторов скорости гидродвигателя

Если обеспечить постоянство одного из этих перепадов, постоянным будет также расход (подача) жидкости.

Для сохранения постоянной подачи жидкости в цилиндр необходимо выдержать условие

$$p_н - \Delta p_n = p_2 + \Delta p_m = \text{const},$$

что может быть достигнуто соответствующим регулированием перепада давления на дросселе m при обеспечении условия

$$\Delta p_m = p_н - \Delta p_п - p_2.$$

Регулирование скорости перемещения ведомого звена можно осуществить также изменением давления жидкости, нагнетаемой насосом ($p_н \neq$ const). Одна из возможных схем подобного регулирования представлена на рис. 237, *в* (см. также. рис. 235, *г*), в которой пропускное сечение маслопровода, ведущего в рабочую полость двигателя, определяется положением дросселя *2* постоянного сопротивления. Однако через этот дроссель проходит только часть потока жидкости от насоса, а остальная часть сливается в бак. Величина отводимой части потока определяется положением плавающего дросселя *3*, связанного с поршнем *1*, к которому с нижней стороны приложена сила, пропорциональная давлению жидкости перед дросселем *2*, а с верхней — сила, пропорциональная давлению в двигателе. Поэтому в зависимости от изменения рабочей нагрузки P в двигателе поршень регулятора, перемещаясь, регулирует перепуск жидкости в бак.

Перепад давления в дросселе *3*, определяемый усилием пружины, обычно не превышает 2—3 *кГ/см²*. Для уменьшения влияния сжимаемости рабочей среды, обусловленной наличием в ней растворенного воздуха, и обеспечения равномерной скорости на выходе из цилиндра установлен подпорный клапан *4*, отрегулированный на противодавление ~ 3—10 *кГ/см²*.

В рассматриваемой схеме предохранительный клапан насоса срабатывает лишь при превышении величины давления в системе, соответствующей максимальной нагрузке двигателя.

Схема регулирования скорости путем изменения давления $p_н \neq$ const жидкости нагнетаемой насосом, с установкой дросселя на сливной линии представлена на рис. 237, *г*. Стабилизация скорости выхода в этой схеме достигается изменением давления жидкости на входе в цилиндр *1* пропорционально нагрузке на его штоке.

Поскольку изменение нагрузки сопровождается изменением давления перед дросселем *3*, изменяется также давление жидкости на верхний торец плунжера *2* автоматического дросселя и соответственно — давление p в питающей ветви. Перепад давления в дросселе *3* обычно не превышает 3—4 *кГ/см²*.

Из сказанного следует, что поскольку входное давление $p_н$ в схемах, приведенных на рис. 237, *в* и *г*, пропорционально нагрузке и не намного превышает величину обусловленную, потери энергии (и нагревание жидкости) будут меньше, чем в схеме с $p_н =$ = const (см. рис. 237, *а* и *б*).

Глава VII

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ГИДРОАГРЕГАТЫ

Гидравлические системы включают в себя большое количество разнообразных вспомогательных гидроагрегатов, предназначенных для регулирования, дозирования и ограничения расхода жидкости, для защиты гидросистемы от потери рабочей жидкости при разрушении какого-либо гидроагрегата или участка магистрали, для фиксирования гидродвигателя в заданном положении и пр.

Основные из этих гидроагрегатов рассмотрены ниже.

СИНХРОНИЗАТОРЫ ДВИЖЕНИЯ УЗЛОВ

Во многих случаях требуется синхронизировать выходные скорости нескольких гидродвигателей (силовых цилиндров), питающихся от одного (общего) насоса. При этом для синхронизации действия нескольких агрегатов обычно требуется обеспечить равенство скоростей.

Для этого применяются различные устройства, так называемые делители потока, которые построены на объемном или дроссельном принципе.

Наиболее простыми делителями объемного типа являются спаренные (связанные валами) гидромоторы *1* и *2* преимущественно аксиально-поршневых типов (рис. 238, *а*). Гидромоторы в данной схеме являются расходомерными устройствами (дозаторами), пропускающими за один оборот объем жидкости, равный без учета утечек в гидромоторе рабочему объему гидромотора.

При равных рабочих объемах гидромоторов *1* и *2* поток жидкости между гидродвигателями (силовыми цилиндрами) *3* и *4* будет разделяться в данной схеме на равные части $\frac{Q}{2}$. При равенстве внешней нагрузки цилиндров ($P_1 \approx P_2$ и $p_1 \approx p_2$) перепад давления в гидромоторах будет обусловлен лишь трением, т. е. гидромоторы в этом случае практически будут работать в холостом режиме, ввиду чего утечки жидкости в них практически

отсутствуют, т. е. объемный к. п. д. их примерно равен единице, вследствие чего подобная схема синхронизации отличается относительно высокой точностью.

При изменении внешней нагрузки гидродвигателей ($P_1 \neq P_2$) равенство давлений в них будет нарушено ($p_1 \neq p_2$), в результате в линии недогруженного гидродвигателя появится избыток мощности. Находящийся на этой линии гидравлический мотор вступит в работу в качестве привода второго гидромотора в линии перегруженного гидродвигателя, который в этом случае будет работать в режиме насоса, повышающего давление сверх давления питания (на входе в гидромоторы) $p_н$ до величины, необходимой для преодоления сопротивления в линии перегруженного гидродвигателя.

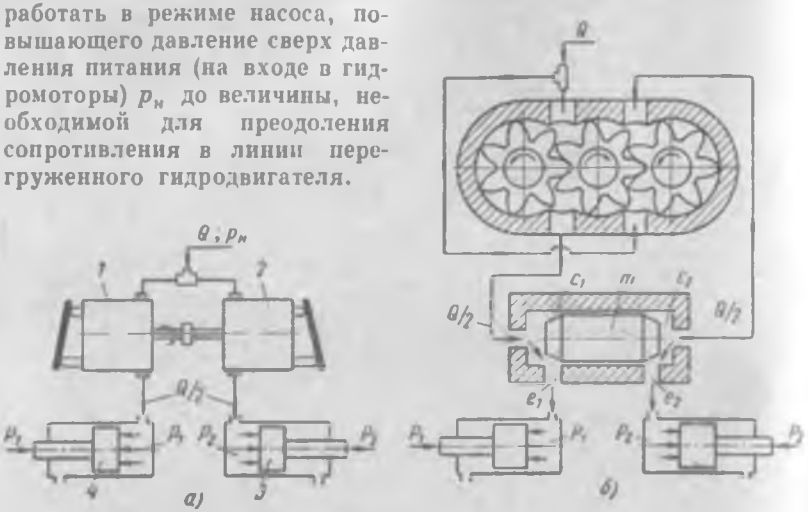


Рис. 238. Схемы объемных делителей потока

Очевидно, что в этом режиме ($P_1 \neq P_2$ или $p_1 \neq p_2$) перепад давления в обоих гидромоторах будет обусловлен не только механическими потерями, но и разностью нагрузок цилиндров P_1 и P_2, которая компенсируется работой (в качестве насоса) гидромотора, установленного в ветви перегруженного цилиндра.

Перепад давления на этом гидромоторе, в этом случае равен без учета сил трения в системе

$$\Delta p = 0{,}5 p_н = 0{,}5 \frac{P_{max} - P_{min}}{F},$$

где P_{max} и P_{min} — максимальная и минимальная текущие нагрузки гидродвигателей (цилиндров);

F — площадь цилиндра;

$p_н = \frac{P_{max} - P_{min}}{F}$ — давление в линии питания (давление перед гидромоторами).

Коэффициент 0,5 обусловлен тем, что мощность для компенсации разности в нагрузках ($P_{max} - P_{min}$) делится поровну между обоими гидромоторами.

Следовательно, при нулевой нагрузке одного из цилиндров оба гидромотора будут работать (без учета потерь трения в системе) с перепадом давления, равным 0,5 $p_н$, где $p_н$ — давление в линии питания, соответствующее нагрузке P_{max}.

В качестве делительных устройств могут быть применены в рассмотренной простой схеме лишь гидромоторы с высоким объемным к. п. д. (малыми утечками), например гидромоторы аксиально-поршневых типов.

На рис. 238, *б* представлена схема объемного делителя потока, в которой в качестве расходомерных устройств применена трехшестеренная машина, представляющая собой два совмещенных шестеренных гидромотора.

Для уменьшения возможной ошибки деления потока, обусловленной разностью нагрузок P_1 и P_2 силовых цилиндров, применен автоматический дроссельный регулятор, представляющий собой плавающий плунжер m, который при равных давлениях p_1 и p_2 жидкости в линиях, ведущих к гидродвигателям ($p_1 = p_2$), будет находиться в среднем положении между каналами e_1 и e_2, через которые происходит питание этих двигателей. Однако при изменении нагрузки в одном из двигателей ($P_1 \neq P_2$) плунжер m в результате создавшейся разности давлений ($p_1 \neq p_2$) жидкости в камерах c_1 и c_2 переместится в направлении камеры с меньшим давлением и частично перекроет соответствующий канал питания двигателей, вследствие чего суммарные сопротивления (а следовательно, и расходы жидкости) ветвей обоих двигателей уравняются.

Очевидно, что без учета трения плунжер m при любом, сколь угодно малом нарушении равенства $p_1 = p_2$ придет в действие, компенсируя возможное рассогласование, могущее произойти вследствие изменения утечек в гидромоторах при $p_1 \neq p_2$. Следовательно, гидромоторы в этой схеме будут работать при постоянном перепаде давления, обусловленном лишь потерями трения, в результате чего будет обеспечено равенство расходов жидкости.

Из дроссельных делительных устройств наиболее распространено устройство, схема которого показана на рис. 239, *а—в*. Поток разделяется с помощью двух пакетов дроссельных шайб a_1 и a_2 и регулируемого дросселя в виде плавающего плунжера m, который при равных давлениях p_1 и p_2 жидкости в линиях, ведущих к гидродвигателям, будет находиться в среднем положении между каналами e_1 и e_2, через которые происходит питание этих двигателей. Однако при изменении нагрузки в одном из двигателей ($p_1 \neq p_2$) плунжер m в результате образовавшейся разности давлений жидкости в камерах c_1 и c_2 переместится в направлении камеры с меньшим давлением (см. рис. 239, *б* и *в*) и частично перекроет соответствующее окно e_1 или e_2, вследствие чего суммарные

сопротивления (а следовательно, и расходы жидкости) в магистралях обоих двигателей выравнятся.

Поскольку система питается от общего источника (насоса) с давлением $p_н$, условие равновесия сил, действующих на дроссель-

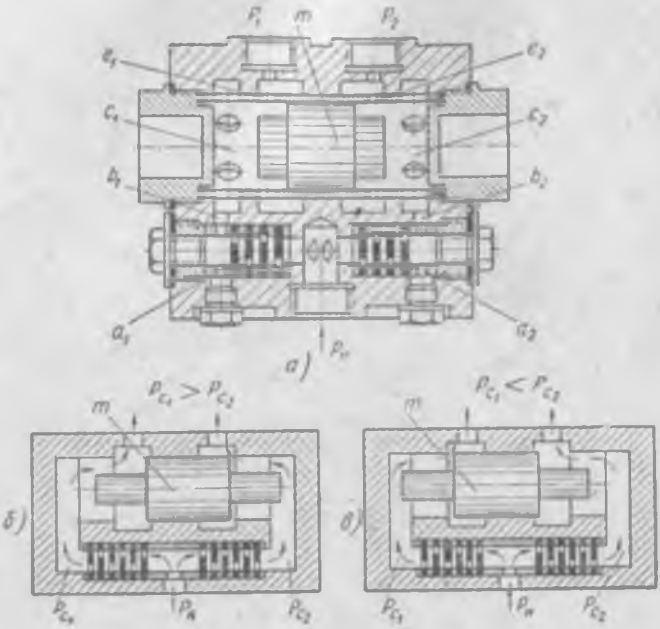


Рис. 239. Конструкция и схема дроссельного делителя потока

ный плунжер m, будет иметь вид (принимаем, что в качестве гидродвигателей применены силовые цилиндры)

$$\Delta p_{n1} + \Delta p_{m1} + p_1 = \Delta p_{n2} + \Delta p_{m2} + p_2 = p_н, \qquad (417)$$

где p_1 и p_2 — давления в цилиндрах;

$\Delta p_{n1} = p_н - p_{c1}$ и $\Delta p_{n2} = p_н - p_{c2}$ — потеря напора в пластинчатых дросселях a_1 и a_2; в соответствии с приведенным

$$\Delta p_{n1} + p_{c1} = \Delta p_{n2} + p_{c2};$$

$\Delta p_{m1} = p_{c1}$ и $\Delta p_{m2} = p_{c2} - p_2$ — потеря напора, вызванная частичным перекрытием плунжером m окон e_1 или e_2 питания цилиндров;

$p_{c1} = p_1 - \Delta p_{m1}$ и $p_{c2} = p_2 - \Delta p_{m2}$ — давления в камерах c_1 и c_2; пренебрегая потерями трения плунжера m, будем иметь $p_{c1} = p_{c2}$, в соответствии с чем $p_1 - \Delta p_{m1} = p_2 - \Delta p_{m2}$.

Из приведенного следует, что при условии $p_{c1} = p_{c2}$; $\Delta p_{n1} = \Delta p_{n2}$ и $F_1 = F_2$ любое изменение рабочего давления p_1 или p_2

в силовых цилиндрах, обусловленное изменением их нагрузки, будет сопровождаться равным, но противоположным по знаку изменением сопротивления (перепада Δp_{m1} и Δp_{m2}), обусловленного смещением дроссельного плунжера *m*.

В действительности вследствие трения плунжера *m* наблюдается некоторая погрешность деления по расходу.

В том случае, если движение поршня на цилиндров по какой-либо причине прекратится, плунжер *m* полностью перекроет окно питания второго цилиндра и движение его поршня также прекратится.

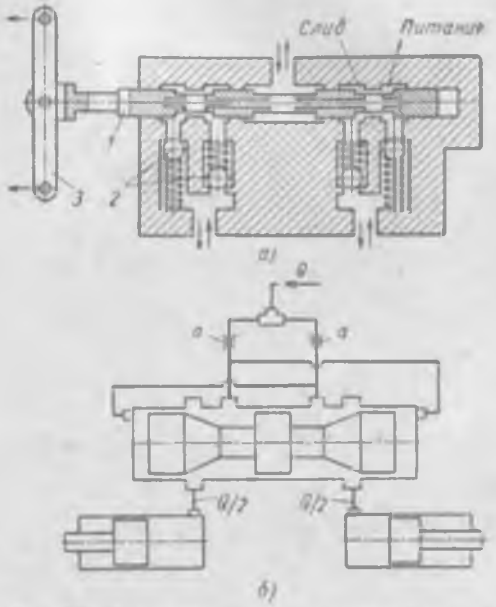


Рис. 240. Схемы дроссельных делителей потока

Схема делителя потока иного типа представлена на рис. 240, *а*. Плунжер *1* связан с дифференциальным рычагом *3*, к которому прикреплены две тяги, соединенные обратной связью с силовыми цилиндрами или с той частью механизма, которую они приводят в движение. Если оба конца рычага *3* перемещаются с одинаковой скоростью (т. е. движения цилиндров синхронизированы), плунжер *1* будет оставаться в нейтральном положении. Если один из цилиндров опередит другой, то рычаг *3*, передвинув плунжер, частично перекроет канал, по которому жидкость поступала к опередившему цилиндру. Жидкость к цилиндрам поступает через обратные клапаны *2*.

Делитель рассчитан на давление до 280 *кГ/см²* и обеспечивает высокую (2—3%) точность деления потока.

На рис. 240, *б* представлена схема делителя с уравновешенным дросселирующим плунжером с конусными отсечными кромками. Схема снабжена также дросселями *а* постоянного сопротивления. По данным фирмы, выпускающей этот делитель, относительная ошибка его составляет 1—2%.

Клапан последовательного включения. Часто требуется обеспечить строгую последовательность включения двух или более гидродвигателей. В частности такие требования предъявляются

к гидравлическим цепям уборки и выпуска шасси и управления створками шасси самолета.

На рис. 241, *а* показана схема, в которой предусмотрена последовательность включения силового цилиндра *5*, осуществляемая при втягивающем движении поршня *2* второго цилиндра *1* его штоком в конце или в промежуточном своем положении.

Левая полость силового цилиндра *1* соединена через распределитель *3* с нагнетательной магистралью и цилиндром *5* — через перекрывной (обратный) клапан *4*. В закрытом своем положении этот клапан перекрывает проход жидкости в цилиндр *5*. Включение

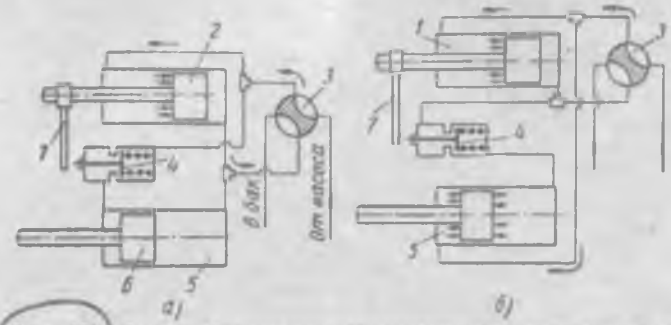


Рис. 241. Схемы обеспечения последовательного включения силовых цилиндров

питания этого цилиндра осуществляется упором *7* цилиндра *1*, который в заданном месте нажимает на хвостовик плоского обратного клапана *4*, обеспечивая подвод жидкости в левую полость цилиндра *5*.

Обратный ход поршней обоих цилиндров осуществляется одновременно.

Следует отметить, что поршень *6* цилиндра *5* рассмотренной схемы имеет возможность перемещаться в правое положение под действием знакопеременной внешней нагрузки. Для исключения этого на сливной линии цилиндра *5* часто устанавливают запорный кран *4* (рис. 241, *б*). В этой схеме рабочее давление подводится одновременно как в верхний *1*, так и в нижний *5* цилиндры, однако движение поршня цилиндра *5* начнется лишь после того, как упор *7* штока цилиндра *1* откроет клапан *4* и соединит через распределитель *3* правую (сливную) полость цилиндра *5* с баком.

ОГРАНИЧИТЕЛИ РАСХОДА ЖИДКОСТИ

Для ограничения расхода жидкости, например для поддержания постоянной скорости выхода гидравлического двигателя при переменной его нагрузке, в линии питания потребителя устанавливают ограничители расхода (клапаны стабильного расхода),

которые автоматически регулируют потерю напора, обеспечивающую заданный расход жидкости.

Схема подобного ограничителя расхода одностороннего действия показана на рис. 242, *а*. Жидкость из входного канала *1* поступает в камеру *2* и далее через дроссельное отверстие *3* в подвижном поршне *4* и окна *6* в корпусе направляется к выходному каналу *7*, связанному с потребителем. Поршень *4* нагружен слабой пружиной *5*, усилие которой уравновешивается перепадом давления, создаваемым сопротивлением отверстия *3*. Если расход жидкости потребителем увеличится, то увеличится и перепад давления, в результате поршень *4* переместится вправо и частично перекроет окна *6*, уменьшая расход до величины, на которую рассчитан ограничитель. При уменьшении расхода поршень *4* переместится влево и тем самым уменьшит суммарное сопротивление окон *6* и отверстие *3*.

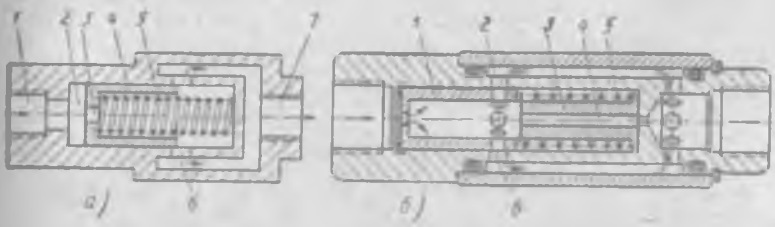


Рис. 242. Схема ограничителя расхода жидкости

Если донышко поршня *4*, в котором выполнено отверстие *3*, отвечает требованиям схемы, приведенной на рис. 233, *а*, условие равновесия определится выражением [см. также выражение (74)]

$$F\Delta p = P_{пр};\ \frac{P_{пр}}{F} = \Delta p = \frac{Q^2}{f^2} \cdot \frac{\gamma}{2g\mu^2}. \qquad (418)$$

где F — площадь сечения поршня *4*;

$P_{пр}$ — усилие сжатия пружины *5*;

$\Delta p = \frac{Q^2\gamma}{f^2 2g\mu^2}$ — перепад давления в отверстии *3*;

f — площадь отверстия *3*;

Q — расход жидкости через отверстие *3*.

Площадь f и усилие пружины $P_{пр}$ рассчитывают обычно на перепад давления $\Delta p \approx 3 \div 5$ *кГ/см²* для заданного предельного значения расхода жидкости.

На рис. 242, *б* представлена конструктивная схема подобного ограничителя расхода. В отличие от показанной на рис. 242, *а* схемы ограничителя в рассматриваемой конструкции деталь *3*, служащая направляющей пружины *5*, имеет осевое калиброванное отверстие *4*, обеспечивающее некоторый минимальный расход жидкости при максимальном давлении, при котором расходные окна *2* и *6* перекрыты плавающим поршнем *1*.

При изменении направления потока жидкости поршень *1* устанавливается в крайнее левое положение и жидкость протекает через полностью открытые окна *6* и калиброванное отверстие *4*. Ограничитель обеспечивает практически стабильный расход независимо от давления на выходе (давления нагрузки).

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИЗОЛИРОВАНИЯ ПОВРЕЖДЕННОГО ТРУБОПРОВОДА

Для защиты участков гидросистемы с потребителями, расходующими за одноразовую операцию ограниченный объем жидкости, применяют дозаторы, которые после прохода заданного количества (объема) жидкости полностью перекрывают подводящую магистраль. В частности для защиты от потерь жидкости при разрушении вспомогательных систем — манометров и различных

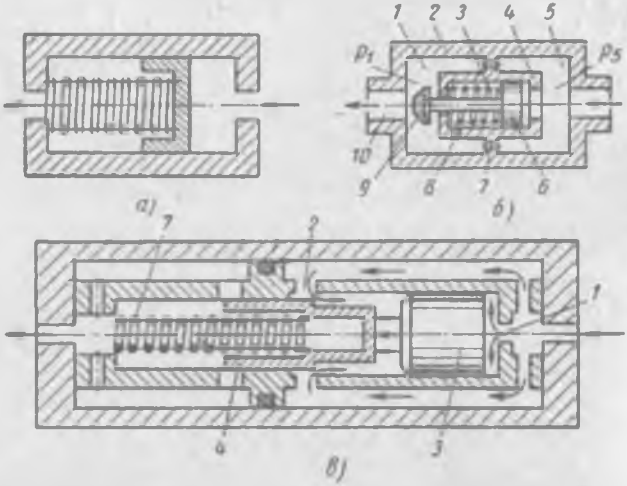


Рис. 243. Схемы дозаторов для изолирования поврежденной гидравлической ветви

датчиков с малым объемом применяют дозаторы, основанные на принципе вытесняемого объема, которые представляют небольшой цилиндр (рис. 243, *а*), поршень которого отделяет защищаемый прибор от гидросистемы. Полость дозатора заполняется жидкостью с помощью перекрывного вентиля, при открытии которого поршенек под действием пружины перемещается влево.

Для изолирования поврежденной гидравлической магистрали применяют различные автоматические предохранительные устройства, принципиальная схема одного из которых показана на рис. 243, *б*. Сигналом о повреждении (разрушении трубопровода),

вызвавшем потерю рабочей жидкости, здесь служит падение давления в магистрали.

Устройство состоит из клапана *9*, поршенек *6* которого входит в цилиндр *4*, а конусная часть может перекрывать выходное отверстие *10*, ведущее к потребителю. Правая полость цилиндра *4* сообщена с полостью *5* корпуса *2*, а левая через дроссельное отверстие *8*— с полостью *1* корпуса. Это дроссельное отверстие определяет скорость перемещения клапана *9*, а также служит демпфером против колебаний клапана и устраняет реакцию клапана на случайные кратковременные забросы перепада давления. Клапан *9* под действием пружины *3* стремится переместиться в крайнее правое положение, при котором отверстие *10*, ведущее к силовому цилиндру, будет открыто.

Принцип действия предохранителя основан на изменении перепада давления жидкости во входной *5* и выходной *1* полостях ($\Delta p = p_5 - p_1$) при нарушении установленного режима течения жидкости в результате разрушения магистрали потребителя. При полном или частичном разрушении трубопровода на линии, связанной с выходной камерой *1*, давление p_1 в ней понизится, что приведет к повышению установившегося перепада давления $\Delta p = p_5 - p_1$ в камерах *5* и *1* действующего на поршенек *6* клапана *9*. При известной величине Δp клапан *9* переместится влево и полностью перекроет выходное отверстие *10*, связанное с поврежденной линией.

Рассмотренное предохранительное устройство пригодно для работы в широком диапазоне расходов жидкости, нижний предел которого определяется предварительным натяжением пружины *3*. При расходах жидкости ниже этого предела, при которых не развивается необходимый для сжатия пружины *3* перепад давления, предохранитель не сможет предотвратить утечку жидкости даже в том случае, если магистраль потребителя полностью разрушена. При расходах же, значительно превышающих верхний предел рабочего диапазона, клапан может преждевременно закрыться даже при исправной системе. Ввиду этого предохранитель регулируется так, чтобы расход жидкости при исправной системе находился в требуемом диапазоне, определяемом сечениями дроссельных отверстий *7* и *8*, также площадью поршенька *6* и усилием пружины *3*.

Максимальное значение расхода Q_{max}, которое вызовет закрытие клапана, определяется из уравнений

$$Q_{max} = \mu f_0 \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\gamma}};$$

$$\Delta p f_n = P_{np} + C x_{max},$$

где μ и f_0 — коэффициент расхода через отверстия *7* и суммарная их площадь;

f_n и Δp — площадь поршенька *6* и перепад давлений на нем;

$P_{пр}$ и C — усилие начального сжатия пружины *3* (при крайнем правом положении поршенька *6*) и константа ее жесткости;

x_{max} — максимальное перемещение поршенька *6*.

Дозируемое количество жидкости не зависит от ее вязкости и температуры, а также от продолжительности рабочего цикла, поскольку с изменением вязкости повысятся перепад давления $\Delta p = p_5 - p_1$ и сопротивление дроссельного отверстия *8*. В результате клапан закроется лишь после того, как пропустит строго заданное количество жидкости.

В равной мере дозирующие свойства устройства будут охранены и при увеличении расхода жидкости. При этом перепад давления $\Delta p = p_5 - p_1$ увеличится, а следовательно, пропорционально уменьшится время, необходимое для заполнения жидкостью правой полости цилиндра и через дроссельное отверстие *8*.

На рис. 243, *в* показана схема объемного дозатора подобного же типа. При подаче жидкости от насоса поршень *4* под действием жидкости, сжав пружину *7*, перемещается влево; одновременно жидкость в количестве Q_1 будет поступать через дроссельное отверстие *1* под поршень *3* и через дроссельные каналы *2* к потребителю (Q_2). Поступление жидкости к потребителю будет происходить до тех пор, пока поршень *3* не перекроет канала *2*.

Объем жидкости, прошедшей через дозатор, можно приближенно определить без учета трения и сил инерции, а также допуская, что коэффициенты расходов дроссельных отверстий *1* и *2* равны из условия

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{f_1}{f_2},$$

где f_1 и f_2 — площади сечений дроссельных отверстий *1* и *2*;

Q_1 и Q_2 — расходы через дроссельные отверстия *1* и *2*.

Время перемещения поршня *3* для установившегося режима

$$t = \frac{FS}{Q_1} = \frac{w_n}{Q_1}, \qquad (419)$$

где F и s — площадь и путь перемещения поршня *3*;

w_n — объем жидкости, вытесняемый поршнем *3* за полный ход.

Расчетный дозируемый объем w такого дозатора без учета потерь может быть выражен

$$w = w_n + Q_2 t = w_n \left(1 + \frac{f_2}{f_1}\right). \qquad (420)$$

Применение дозаторов по объему целесообразно в тех случаях, когда разовое (расход) потребление жидкости относительно небольшое по сравнению с объемом жидкости в баке и потеря дози-

руемого объема не может вызвать каких-либо нарушений в работе гидросистемы.

Следует отметить, что дозатор по объему не дифференцирует наружные и внутренние утечки, в то время как последние не вызывают опасности потери гидросистемой жидкости.

Дозаторы по объему вступают в действие начиная с некоторой скорости потока, соответствующей некоторому критическому расходу, а следовательно, на утечки, объем которых меньше этого значения, дозатор не реагирует.

Дозаторы по расходу. В случае, если потребитель (в частности гидроцилиндр) пропускает за один цикл работы количество жид-

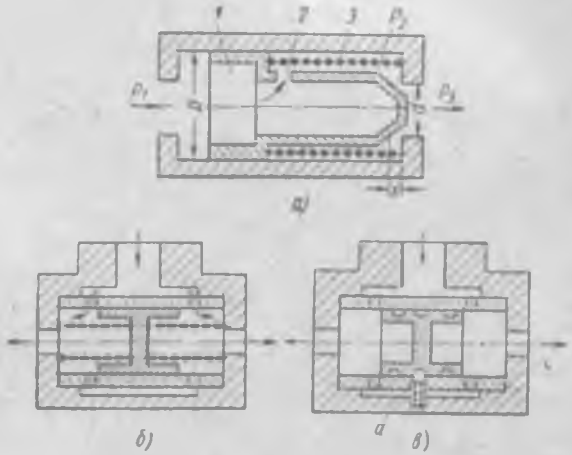


Рис. 244. Схемы дозатора по расходу жидкости (*а*) и челночного клапана (*б* и *в*)

кости, превышающее запас ее в резервуаре, для защиты гидросистемы от потери жидкости применяют дозаторы по расходу, которые при достижении некоторой скорости потока, превышающей скорость при номинальном расходе данного потребителя, полностью перекрывают его участок магистрали.

На рис. 244, *а* представлена схема подробного дозатора по расходу. Жидкость от насоса проходит к потребителю через дроссельное отверстие *2* в поршне *1*, сопротивление которого создает перепад давления $(p_1 - p_2)$, нагружающий пружину *3*.

При повышении расхода жидкости перепад давления увеличивается, в соответствии с чем размер щели x уменьшается, а сопротивление ее увеличивается. При некотором повышении расхода давление p_1 достигнет такого значения, что поршень *1* перекроет выходной канал диаметром d (дозатор срабатывает).

При расходе Q, соответствующем некоторому открытию щели, на поршень *1* действуют силы

$$(p_1 - p_2) F_2 + (p_1 - p_3) F_1 = P_{пр} - cx$$

или

$$\frac{\pi}{4} [(p_1 - p_2) D^2 + (p_1 - p_3) d^2] = P_{пр} - cx, \qquad (421)$$

где $P_{пр}$ — усилие пружины *3* при нулевом открытии клапана ($x = 0$);

c — жесткость пружины *3*;

$F_2 = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь поршня;

$F_1 = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь выходного отверстия дозатора;

p_1; p_2 и p_3 — соответственно давления на входе, в пружинной камере и на выходе.

Поскольку расход определяется выражением $Q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1 - p_2)}$, где f — площадь дроссельного отверстия *2* и μ — коэффициент расхода [см. выражение (74)], перепад давления $p_1 - p_2$ при $Q = \text{const}$ будет величиной постоянной, не зависящей от изменения параметра x.

Дозатор по расходу также не дифференцирует утечки на внешние и внутренние.

Описанные дозаторы по объему и расходу срабатывают при каком-то минимальном расходе, который для лучших типов дозаторов составляет 0,4 *л/мин*. Следовательно, при утечке (во внешнюю среду) меньше 0,4 *л/мин* дозатор не будет срабатывать и жидкость за какое-то время может быть потеряна.

Для уменьшения указанного минимального значения расхода необходимо максимально снижать трение подвижных частей дозатора.

Для уменьшения влияния на работу дозаторов инерционных перегрузок поршни их выполняют полыми и изготовляют из материала с минимальным удельным весом.

Челночные клапаны. Недостатком описанных дозаторов является также и то, что они полностью отключают питание защищаемого агрегата. Для устранения этого применяют дублированный трубопровод с установкой челночных клапанов (рис. 244, *б*), срабатывающих при некоторой разности перепада давления.

При повреждении одного из трубопроводов изменяется давление на торцах челночного клапана, что вызовет его перемещение.

При срабатывании одного из этих клапанов, обусловленном разрушением трубопровода или иными причинами, питание потребителя осуществляется через второй дублирующий трубопровод.

Для стабилизации положения челнока и устранения ложного срабатывания применяют шариковые фиксаторы *а*, нагруженные слабой пружиной (рис. 244, *в*).

Клапаны последовательного включения

На рис. 245, *а* представлен клапан, служащий для последовательного включения по сигналу давления в одной какой-либо системе действия другой системы. Для этого под нижний торец плунжера клапана по каналу *а* подводится давление первичной системы; после того как будет преодолено усилие пружины, действующей на плунжер, он, переместившись вверх, соединит каналы *I* и *II* систем.

Включение может быть осуществлено также от отдельного источника давления с помощью управляющей линии, по которой под торец плунжера подводится сигнальное (управляющее) давление $p_{сиг}$ (рис. 245, *б*).

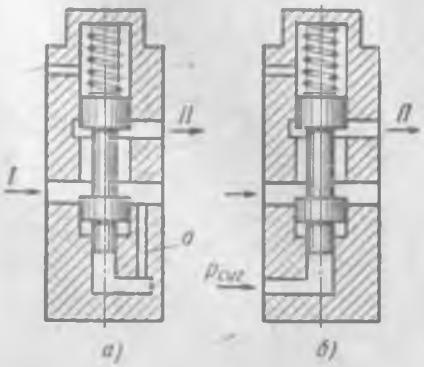


Рис. 245. Клапаны последовательного включения

Реле давления

Реле давления служит для подачи сигналов (обычно электрических) при достижении заданного давления жидкости.

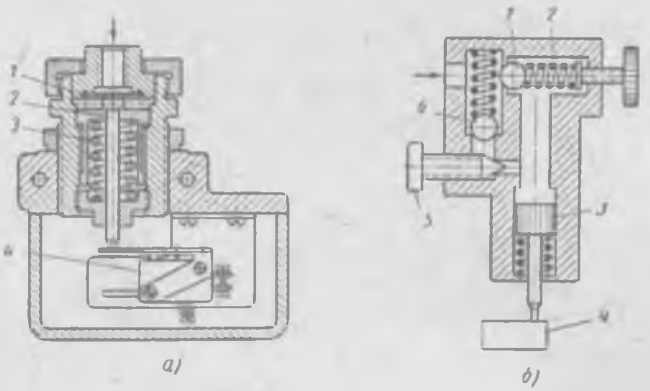


Рис. 246. Схемы реле давления

На рис. 246, *а* показано реле давления мембранного типа, в котором давление жидкости действует на нагруженную пружиной *3* мембрану *1*, при прогибе которой через штырь *2* приводится в действие электровыключатель *4* цепи управления.

Подобные реле давления выпускаются для добавления до 200 *кГ/см²* и выше. Нечувствительность этих реле (разность давлений при включении и выключении) зависит от рабочего давления и обычно при давлении 200 *кГ/см²* не превышает 10 *кГ/см²*. Время срабатывания при превышении давления в системе выше давления настройки реле на величину нечувствительности не более 0,5 *сек*.

Применяют также реле поршневых типов, а также реле, скомпонованные заодно с предохранительным клапаном, схема которого показана на рис. 246, *б*. Плунжер *3* реле изолирован от рабочего давления шариковыми клапанами *1* и *6*, первый из которых является предохранительным, второй — обратным. При повышении подводимого давления выше величины, на которую отрегулирована пружина *2*, предохранительный клапан *1* откроется и жидкость поступит к нагруженному слабой пружиной плунжеру *3*, который, опускаясь, воздействует на электропереключатель *4*. При падении давления в линии подвода (по окончании рабочей операции) плунжер *3* переместится вверх, вытесняя жидкость через обратный клапан *6*. Игольчатый вентиль (дроссель) *5* служит для регулирования времени, в течение которого выполняется заданная рабочая операция.

Гидравлические реле выдержки времени

При помощи реле выдержки времени осуществляют заданную выдержку между двумя следующими друг за другом фазами движения исполнительных агрегатов или регулируемую задержку на некоторый промежуток времени какого-либо сигнала.

Заданный интервал времени реле определяется либо временем наполнения жидкостью специального расходомерного цилиндра (емкости), либо временем истечения (вытеснения) жидкости из этого цилиндра.

Схема реле времени, в котором выдержка определяется временем вытеснения поршнем жидкости из цилиндра при переменном ходе поршня и постоянном сопротивлении, показана на рис. 247, *а*. Положение плунжера *2* реле соответствует выполнению гидродвигателем рабочей операции. В этом положении полость цилиндра *4* реле соединена через плунжер *2* с рабочей линией системы и поршень *5* перемещается вверх до упорного винта *7*, ограничивающего его ход.

По окончании рабочей операции давление в рабочей линии гидросистемы повышается, в результате плунжер *2* под действием давления жидкости на плунжер *3* переместится влево, преодолев усилие пружины *1* (рис. 247, *б*), и соединит полость цилиндра *4* с баком. После этого поршень *5* под действием пружины *6* будет перемещаться вниз, вытесняя жидкость в бак.

Время перемещения поршня *5* из верхнего положения в нижнее изменяется регулированием длины винта *7* и сопротивлением,

установленным на выходе из цилиндра *4*. В конце хода поршень *5*, воздействуя на концевой выключатель (или на клапаны переключения), осуществляет выключение или реверс системы.

На рис. 247, *в* показана схема реле, в которой время выдержки определяется регулированием дросселя *8* при постоянном ходе поршня *5*.

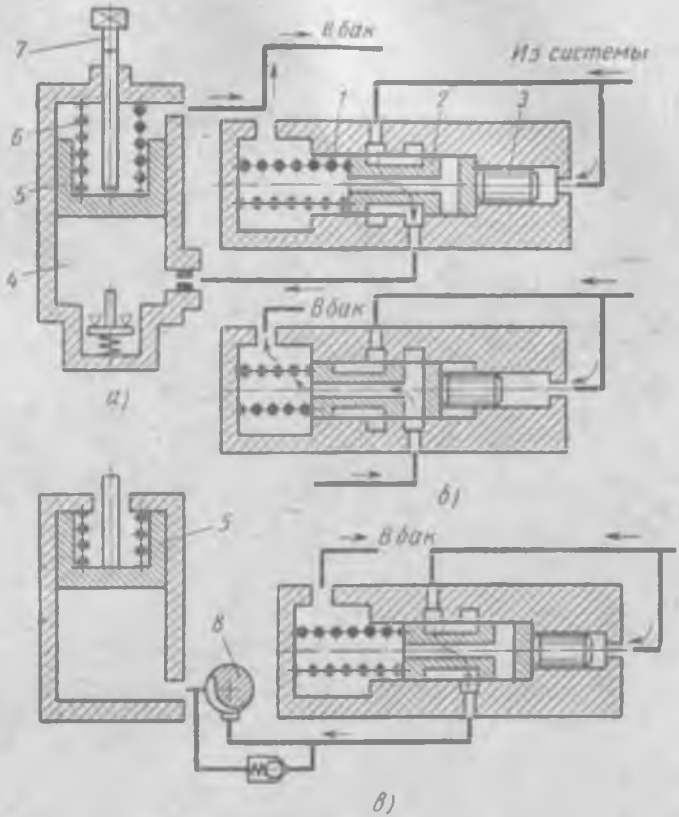


Рис. 247. Схемы реле выдержки времени

Запорные (обратные) клапаны. Эти клапаны предназначены для обеспечения одностороннего потока жидкости и устранения потока в обратном направлении.

Обратный клапан (рис. 248, *а*) конструктивно подобен предохранительному с той лишь разницей, что в нем применяют пружины с малым усилием, достаточным для надежной посадки клапана в гнезде (если клапан удерживается в гнезде за счет своего веса, пружины могут не применяться).

Применяют также управляемые обратные клапаны (рис. 248, *б*), которые обеспечивают свободный проход жидкости в одном направлении, в обратном же направлении проход осуществляется принудительным открытием запорного элемента *1* при помощи толкателя *3* поршня *2*, встроенного в клапан цилиндра управления. Для этого жидкость подается через канал *4* под поршень *2*, который толкателем *3* отрывает запорный клапан *1* от седла. При соединении канала *4* со сливной

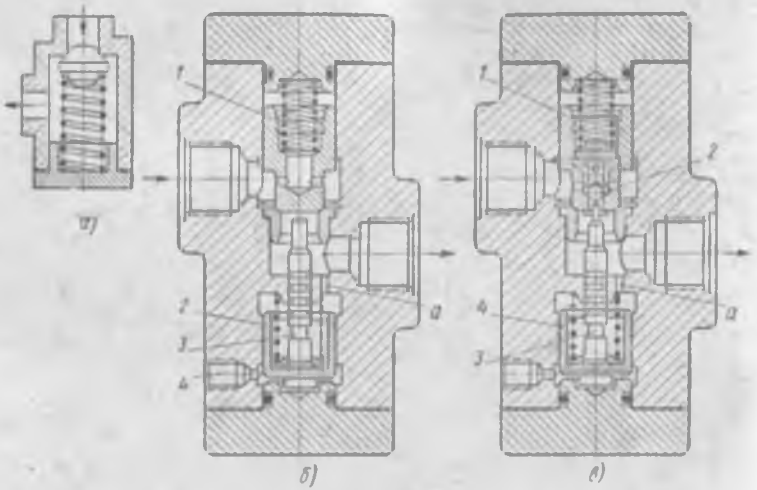


Рис. 248. Схемы обратных (запорных) клапанов

линией поршень *2* под действием пружины перемещается вниз, освобождая запорный элемент, который под действием пружины садится в свое гнездо.

Для обеспечения плавной разгрузки гидросистемы в главной запорный элемент *1* часто помещают шариковый разгрузочный клапан *2* (рис. 248, *в*). В этом случае толкатель *3* открывает сначала шариковый клапан *2*, в результате чего давление в надклапанной полости падает. Слив жидкости через разгрузочный клапан *2* происходит до тех пор, пока усилие, действующее на поршень *4*, не окажется достаточным для открытия основного клапана *1*, после чего начнется полный слив. Для устранения автоколебаний предусмотрено дроссельное отверстие *а*.

Гидравлические замки

Для фиксирования поршня силового цилиндра в заданных положениях применяются гидравлические замки, одна из конструкций которых представлена на рис. 249, *а*. В корпусе замка *1*

размещены обратные (запорные) шариковые клапаны *2* и *6*, между которыми помещен плавающий поршенек *4*. Жидкость поступает к замку через каналы *3* и *5* и от замка к силовым цилиндрам через каналы *7* и *8*. При подводе жидкости к каналу *3* открывается правый запорный клапан *6*, и жидкость через канал *8* проходит в силовой цилиндр. Одновременно с этим давлением жидкости поршенек *4* смещается влево и открывает левый запорный клапан *2*, обеспечивая проход жидкости, отводимой из канала *7*, связанного с нерабочей полостью силового цилиндра, в канал *5* и далее к распределителю.

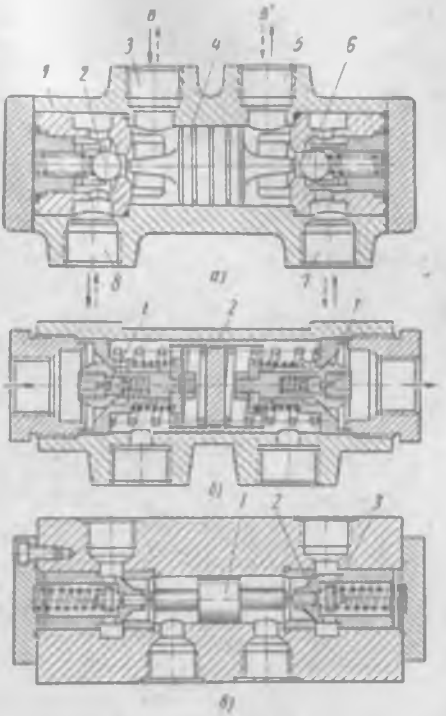


Рис. 249. Гидравлические замки

При подаче жидкости в канал *5* замок срабатывает аналогично, но в обратном направлении. Если жидкость не циркулирует, обратные клапаны *2* и *6* запирают жидкость в силовом цилиндре, фиксируя тем самым его поршень.

В запорных клапанах гидравлического замка, представленного на рис. 249, *б*, помещены температурные клапаны *1* шарикового типа. Для герметизации поршня *2* применено резиновое уплотнительное кольцо.

Для повышения чувствительности применяются замки с сервоклапанами (рис. 249, *в*). Плунжер *1* при перемещении воздействует сначала на небольшой конусный клапан *3*, и лишь после того, как последний будет отжат (оторван) от своего седла, вступит в движение основной клапан *2*.

Разъемные муфты

В соединениях гидравлических компонентов, подвергающихся частному демонтажу, обычно применяются устройства, предотвращающие при этом выливание жидкости и попадание воздуха в систему. Такими устройствами служат специальные разъемные

муфты, в которых при разъединении трубопровода запорные клапаны автоматически запирают (перекрывают) проход жидкости.

На рис. 250, *а* представлена одна из конструкций подобных муфт в собранном виде. Муфта состоит из скрепляемых накидной гайкой *6* двух частей, каждая из которых присоединяется к соответствующим концам разъединяемого трубопровода. Поток жидкости через муфту показан стрелками.

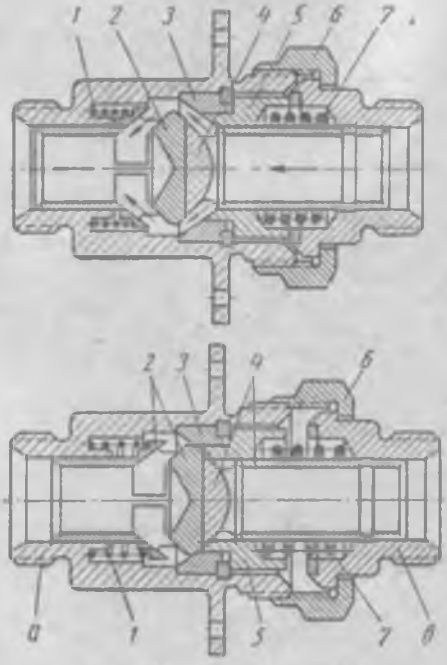


Рис. 250. Разъемная муфта

При демонтаже муфты (при свинчивании накидной гайки *6*) клапан левой части муфты (*а*) будет прижат пружиной *1* к седлу *3*, образуя плотный затвор левой части разъединяемого трубопровода (рис. 250, *б*). Одновременно с этим седло *5* правой части муфты (*b*) будет прижато пружиной 7 к клапану *4*, герметизируя правую часть разъединяемого трубопровода.

При сборке муфты (при навинчивании накидной гайки *6*) клапаны *2* и *4* придут вместе к упору и, сжав пружины *1* и *7*, отожмут свои гнезда *3* и *5*, образуя проход для жидкости (на рис. 250, *а* отмечен стрелками.)

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ

Гидравлический аккумулятор — устройство, служащее для накопления энергии во время пауз в потреблении ее агрегатами гидравлической системы. При применении аккумуляторов можно понизить мощность насосов гидросистем до средней мощности потребителей или же обеспечить перерывы в работе насоса в системах с эпизодическим действием потребителя.

Так как энергия, накопленная в аккумуляторе, может быть использована (отдана) в короткое время, аккумулятор может кратковременно развить большую мощность.

В машиностроении в основном применяются газовые (пневматические) аккумуляторы и реже — грузовые и пружинные.

В последних аккумуляторах накопление энергии происходит за счет подъема груза (рис. 251, *б*) или деформаций пружины (рис. 251, *а*).

Грузовой аккумулятор (рис. 251, *а*) представляет собой цилиндр, поршень *1* которого нагружен грузом *2*. Давление *p* жидкости в аккумуляторе определяется площадью сечения поршня

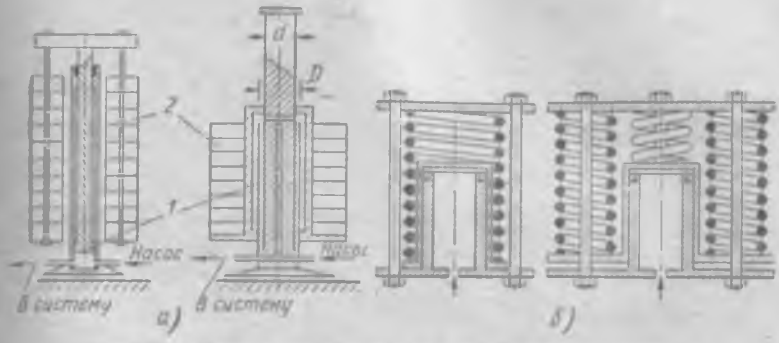


Рис. 251. Схемы грузовых и пружинных аккумуляторов

(плунжера) и весом груза. Указанные параметры связаны отношением (трением пренебрегаем)

$$G = pF;\ p = \frac{G}{F}, \qquad (422)$$

где G — вес груза;

p — давление жидкости;

F — площадь сечения поршня.

Поскольку вес груза — величина постоянная, давление жидкости в грузовом аккумуляторе не зависит от степени его разрядки (от количества жидкости в цилиндре аккумулятора).

Недостатком этих аккумуляторов является их громоздкость. Так, например, для аккумулятора, рассчитанного на давление 210 $кГ/см^2$ при диаметре поршня 250 $мм$, вес груза составляет 10 $т$.

В пружинном аккумуляторе (см. рис. 251, *б*) давление жидкости создается усилием, развивающимся при растяжении или сжатии пружин:

$$p = \frac{P_{пр}}{F},$$

где $P_{пр}$ — усилие пружин.

Поскольку усилие пружины зависит от степени ее деформации, давление жидкости в этом аккумуляторе будет зависеть от степени его разрядки.

ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ

В газогидравлическом аккумуляторе энергия накапливается в результате сжатия газа (азота или воздуха).

Газогидравлический аккумулятор представляет собой закрытый сосуд, заполненный сжатым газом с некоторым начальным давлением $p_н$ зарядки; при подаче в этот сосуд жидкости объем газовой камеры уменьшается, вследствие чего давление газа повышается, достигая к концу зарядки (заполнения) жидкостью значения p_{max}. Количество поданной в аккумулятор жидкости и среднее давление газа, которое приближенно для изотермного процесса может быть принято равным $p_{ср} = \frac{1}{2}(p_н + p_{max})$, определяют запас энергии (энергоемкость), которая может быть полностью или частично использована при разрядке аккумулятора.

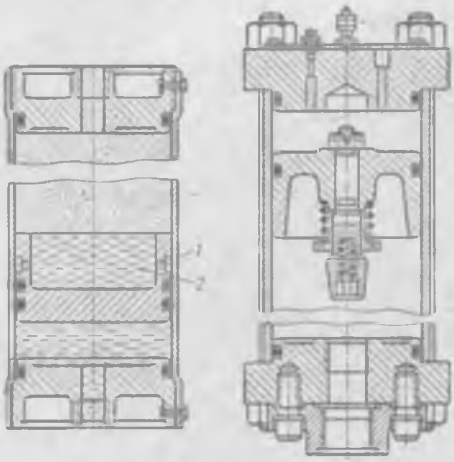


Рис. 252. Схемы поршневых гидрогазовых аккумуляторов

В аккумуляторах, применяемых в гидравлических системах машин, жидкость и газ обычно разделены поршнем или другими средствами. Разделение жидкостной и газовой сред в основном применяется для устранения возможности растворения газа в жидкости (см. стр. 28). Аккумуляторы с разделением сред можно устанавливать в любом положении. Кроме того, при их применении упрощается решение вопроса обеспечения сохранности зарядки аккумулятора газом в перерывах в работе гидросистемы.

В газовых аккумуляторах с большими (в несколько сот литров) объемами (для прессов и пр.) разделители сред обычно не применяются, а слежение за уровнем жидкости в аккумуляторе осуществляется специальными уровнемерами.

В соответствии с типом применяемого разделителя сред различают поршневые и диафрагменные аккумуляторы, наиболее простыми из которых являются поршневые (рис. 252). Поршень в цилиндре герметизируется резиновыми уплотнительными кольцами, основным назначением которых является уплотнение газовой среды с целью предотвращения потерь газа при нулевом давлении жидкости (в нерабочем состоянии аккумулятора, которому соответствует начальное давление газа.) При работе же аккумулятора,

т. е. когда его поршень находится во взвешенном состоянии, давления жидкости и газа фактически равны между собой.

Так как обеспечить уплотнение газовой среды значительно труднее, чем жидкостной, в некоторых аккумуляторах (рис. 252, *а*) применяют так называемый жидкостный затвор, достигаемый заполнением жидкостью полости *2* поршня, соединенной с круговой проточкой *1* на нем. Очевидно, что указанный аккумулятор допускает лишь такую (вертикальную) установку, при которой газовая полость находилась бы в верхнем положении.

Для того чтобы устранить возможность потери газа при неработающей гидросистеме, применяют клапан самоотключения (рис. 252, *б*), который при приходе поршня в крайнее положение, соответствующее разряженному аккумулятору, перекрывает выходное (расходное) отверстие, запирая в цилиндре аккумулятора некоторое количество жидкости. Вследствие того, что давление жидкости в этом запертом объеме будет практически равно давлению газа (даже несколько выше последнего за счет разности площадей жидкостной и газовой камер цилиндра аккумулятора при запирании выходного канала), утечка газа будет практически устранена.

Поршневые аккумуляторы обычно выпускают на общий (конструктивный) объем до 100 *л* при давлении до 220 *кГ/см²* и до 50 *л* при давлении до 400 *кГ/см²*. Степень сжатия газа в аккумуляторе обычно равна 5:1. Давление в поршневых аккумуляторах можно повысить, используя принцип действия преобразователя [выбором соотношения площадей поршней газовой и жидкостной полостей (см. стр. 246)] до значения 1000 *кГ/см²* и выше.

Для увеличения конструктивного объема аккумуляторов их соединяют в группы.

Недостатком поршневых аккумуляторов является наличие сил трения поршня в цилиндре, которые создают гистерезис в работе. Потери давления на преодоление сил трения поршня достигают обычно 1,5—3 *кГ/см²*. Кроме того, поскольку сила трения покоя поршня, уплотненного резиновыми кольцами, может превышать (в 4 раза и более) силу трения при движении (при длительном же пребывании поршня в покое это превышение может достигать десятикратного значения), возможны скачкообразные движения поршня, которые вследствие наличия упругого элемента (газа) и значительной массы и соответственно инерции поршня могут перерасти в колебания последнего. Вследствие значительного веса поршня и больших его ускорений, требующихся при работе, сила инерции поршня при этих колебаниях может достигать таких величин, которые могут вызвать значительные колебания давления в газовой камере аккумулятора и в связанной с ним гидравлической магистрали, способные послужить причиной усталостных разрушений деталей аккумулятора (узла крепления крышки) и различных гидроприборов.

К недостаткам поршневых аккумуляторов следует отнести также возможность нарушения, и в особенности в условиях низких температур, герметичности по месту посадки поршня в цилиндре, в результате при неработающем аккумуляторе может произойти утечка газа.

Эти недостатки устранены в аккумуляторах, в которых среды разделены эластичной резиновой диафрагмой (мембраной) (рис. 253), зажатой между разъемными поверхностями корпуса аккумулятора. Так как в аккумуляторе с подобной диафрагмой

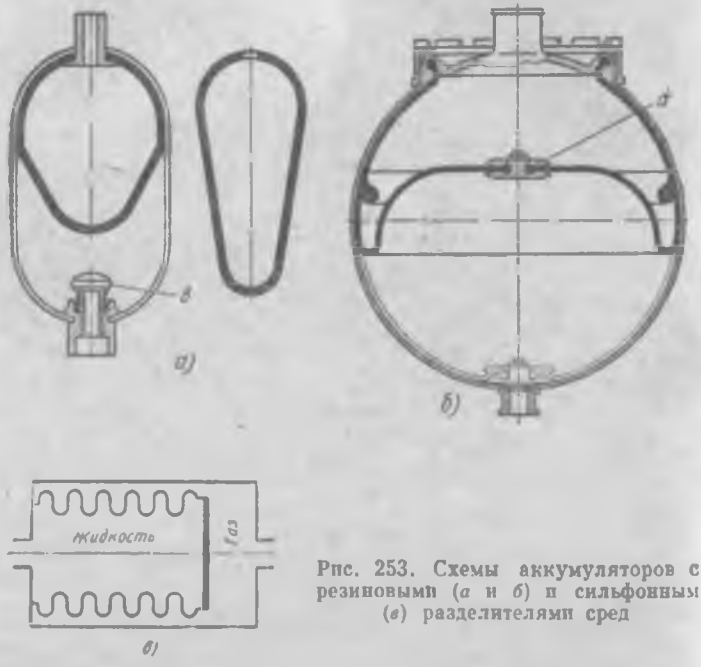


Рис. 253. Схемы аккумуляторов с резиновыми (*а* и *б*) и сильфонным (*в*) разделителями сред

давление газа передается непосредственно на поверхность жидкости, последняя будет находиться под тем же давлением, что и газ.

В целях предохранения резины от воздействия кислорода воздуха последний в большинстве конструкций заменен инертным газом (азотом), при применении которого срок службы диафрагмы значительно повышается.

Широко применяются аккумуляторы с резиновыми разделителями баллонного (рис. 253, *а*) и сферического (рис. 253, *б*) типов.

Диафрагма должна иметь такие размеры и форму, чтобы при разрядке аккумулятора на ней не образовывались складки и растяжение ее происходило не больше 5%. Это относится в первую

очередь к аккумуляторам, предназначенным для работы в условиях низких температур, при которых резина теряет эластичность.

В качестве материала для изготовления диафрагм применяют вулканизированные плотные сорта резины толщиной 1,5—3 *мм*.

Для устранения возможности выдавливания диафрагмы в отверстие штуцера при полной разрядке аккумулятора жидкостью диафрагма выполняется с утолщением, перекрывающим это отверстие, либо она снабжается металлической шайбой *а* (рис. 253, *б*). В схеме, представленной на рис. 253, *а*, для этой цели применен клапан *в*, который под действием диафрагмы при полной разрядке аккумулятора перекрывает расходное отверстие, чем предотвращается повреждение диафрагмы.

В качестве разделителей в некоторых конструкциях цилиндрических аккумуляторов, предназначенных для работы при высоких температурах, применяют сильфоны из нержавеющей стали (рис. 253, *в*). Однако при этом разделителе увеличиваются вес и габариты аккумулятора, а также снижается долговечность его, которая в этом случае определяется сроком службы сильфонов.

Аккумуляторы сферического (шарового) типа (рис. 253, *б*) отличаются от цилиндрических относительной компактностью и меньшим весом, что обусловлено особенностями сферической формы (поверхность сосуда сферической формы будет меньше при том же объеме, чем поверхность сосуда иной формы), а также тем, что в стенках сосуда сферической формы, находящегося под давлением жидкости создаются напряжения, в 2 раза меньшие, чем в стенках цилиндра того же диаметра. Диаметр сферы аккумулятора обычно равен 150—300 *мм*.

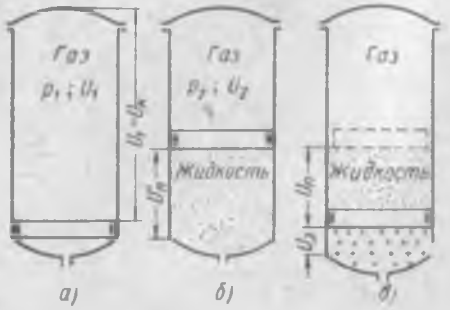
В целях уменьшения нагрузки на элементы, соединяющие полусферы аккумулятора, разъем последних обычно выполняется не по плоскости максимального сечения, а по возможно малой его величине (см. рис. 257, *б*).

Диафрагма и ее крепление должны быть выполнены так, чтобы при работе деформировалась лишь ее нижняя половина, причем сама деформация происходила бы при минимальной кривизне изгиба. Для этого верхняя часть диафрагмы, расположенная ближе к месту крепления, обычно выполняется толще нижней. Для этой же цели на внутренней ее поверхности делают утолщение в виде круглого резинового пояса *а*, приклеенного к диафрагме. В результате достигается плавный изгиб диафрагм при разрядках аккумулятора жидкостью.

Емкость и внешняя работа аккумулятора. Расчет газогидравлического аккумулятора в основном сводится к определению конструктивной (полной) его емкости ($V_к$) и полезного объема ($V_п$) жидкости (объем жидкости, вытесняемой газом из аккумулятора в процессе полной его разрядки, при понижении давления газа в заданном диапазоне). Произведение полезного объема на

среднее давление газа в этом диапазоне давлений определяет внешнюю работу (энергию) аккумулятора.

При выборе конструкции и рабочих параметров аккумулятора руководствуются в основном стремлением получить минимальный его вес и объем, т. е. рабочие параметры аккумулятора должны быть такими, чтобы при минимальном конструктивном его объеме и заданном минимальном диапазоне давления была достигнута максимальная полезная емкость (объем) аккумулятора.



а) *б)* *в)*

Рис. 254. Расчетные схемы гидрогазовых аккумуляторов

Если исходить из изотермного процесса, то приближенно в общем случае можно принять

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{p}, \qquad (423)$$

где ΔV — изменение объема газа (или накопленного объема жидкости);

V — объем газа в аккумуляторе;

p и Δp — среднее давление и изменение давления газа.

Из рис. 254 и выражения (36) следует для изотермного процесса

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}, \qquad (424)$$

где p_1 и V_1 — начальное давление и объем газа до заполнения (зарядки) аккумулятора жидкостью (рис. 254, *а*);

p_2 и V_2 — конечное давление и объем газа в конце заполнения (зарядки) аккумулятора жидкостью (рис. 254, *б*).

Конструктивная емкость (полный объем сосуда) $V_к$ аккумулятора равна начальному объему V_1 газа ($V_1 = V_к$) (рис. 254, *а*), и полезный объем V'_n равен разности объемов:

$$V'_n = V_1 - V_2.$$

Подставив в последнее выражение значение V_2 из выражения (424), получим

$$V'_n = V_1\left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_к\left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right). \qquad (425)$$

Последнее выражение справедливо при условии полного вытеснения жидкости из аккумулятора при его разрядке.

В практике давление p_1 принято называть начальным (предварительным) давлением зарядки аккумулятора газов и обозначать

$p_н$ и давление p_2 — максимальным рабочим давлением в конце зарядки жидкостью и обозначать p_{max}.

В соответствии с этим последнее выражение примет вид

$$V_п = V_к\left(1 - \frac{p_н}{p_{max}}\right). \tag{426}$$

Практически разрядку аккумулятора не доводят до полного вытеснения жидкости, а сохраняют в нем некоторый запас $V_з$ жидкости (рис. 254, *в*), необходимый в основном для обеспечения надежной работы автоматики включения насоса на подзарядку аккумулятора после того, как давление в результате расхода жидкости (разрядки аккумулятора) понизится до минимального рабочего p_{min}. Конструктивный объем аккумулятора в этом случае используется не полностью (аккумулятор будет частично заполнен невырабатываемым объемом $V_з$ жидкости, снижающим полезную его емкость). Этот невырабатываемый объем (запас) должен быть, если не предъявлены иные требования, минимальным. В соответствии с этим должно быть соблюдено условие $p_{min} > p_н$, причем минимальное значение этой разности должно быть таким, чтобы она перекрывала величину возможной неточности настройки и работы автоматики включения системы подзарядки. Однако во всех случаях при выборе начального давления воздуха необходимо стремиться, если не предъявлены иные требования, к наибольшему приближению его к минимальному рабочему давлению p_{min}.

Процесс сжатия газа от начального $p_н$ до минимального рабочего p_{min} давления будет протекать по тем же законам, что и в рассмотренном случае, в соответствии с чем можем написать

$$V_з = V_к\left(1 - \frac{p_н}{p_{min}}\right). \tag{427}$$

С учетом этого полезный объем (на рис. 254, *в* показан точечной штриховкой) уменьшится при всех прочих равных условиях на объем запаса $V_з$ и будет равен

$$V_п = V_к - V_з. \tag{428}$$

Подставив в это выражение значение $V_з$ из выражения (427), найдем полезный объем (емкость) аккумулятора при условии $p_{min} > p_н$ и $n = 1$:

$$V_п = V_к - V_з = V_к\left(1 - \frac{p_н}{p_{max}}\right) - V_к\left(1 - \frac{p_н}{p_{min}}\right) =$$

$$= V_к\left(\frac{p_н}{p_{min}} - \frac{p_н}{p_{max}}\right) \tag{429}$$

или

$$\frac{V_п}{V_к} = \frac{p_н}{p_{min}} - \frac{p_н}{p_{max}}. \tag{430}$$

Объем V_2 газовой части аккумулятора в конце зарядки жидкостью (при p_{max}), определенный с учетом заданного допустимого диапазона рабочих давлений в аккумуляторе и полезной его емкости, можно найти для изотермного процесса сжатия газа из соотношения

$$\frac{V_n}{V_2} = \frac{p_{max}}{p_{min}} - 1. \qquad (431)$$

Для политропного изменения состояния ($n > 1$) выражения примут вид

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = V_n \left(\frac{p_n}{p_{max}}\right)^{\frac{1}{n}}$$

и

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = p_{max} = p_n \left(\frac{V_n}{V_2}\right)^n. \qquad (432)$$

В соответствии с этим будем иметь

$$\frac{V_n}{V_x} = \left(\frac{p_n}{p_{min}}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_n}{p_{max}}\right)^{\frac{1}{n}} \qquad (433)$$

и

$$\frac{V_n}{V_2} = \left(\frac{p_{max}}{p_{min}}\right)^{\frac{1}{n}} - 1, \qquad (434)$$

где n — показатель политропы.

Выражения (433) и (434) показывают, что полезная емкость (энергоемкость) V_n аккумулятора зависит при всех прочих рав-

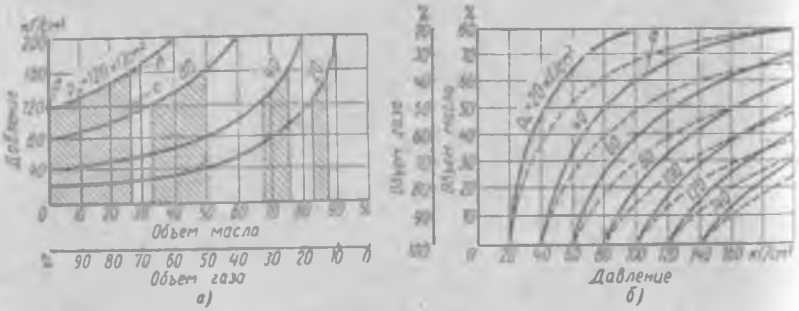


Рис. 255. Кривые сжатия газа в аккумуляторе

ных условиях от отношения p_n/p_{max} и для данного p_{max} — от величины начального давления p_n зарядки аккумулятора газом.

Последнее хорошо видно из рис. 255, *а*, на котором пунктирной штриховкой показана энергоемкость аккумуяятора в изотермном режиме ($n = 1$) для различных начальных давлений p_n (при

давлениях $p_{min} = 120$ *кГ/см²* и $p_{max} = 160$ *кГ/см²*). Из этих графиков следует [см. также выражение (487)], что при начальном давлении газа, равном минимальному рабочему давлению $p_н = p_{min} = 120$ *кГ/см²*, полезная емкость аккумулятора $V_п$ составляет 25% его полного (конструктивного) объема $V_к$, тогда как для начального давления газа $p_н = 20$ *кГ/см²* полезная емкость при том же диапазоне рабочих давлений равна всего лишь 4,15%.

Следует иметь в виду, что энергия, характеризуемая треугольником *abc*, не может быть использована, так как при расчете силовых агрегатов (гидродвигателей) гидросистемы исходят из минимального значения рабочего давления p_{min} в аккумуляторе, которое характеризуется в данном случае точкой *a*. Очевидно, что чем меньше значение отрезка $b - c$, т. е. чем меньше диапазон рабочего давления $p_{max} - p_{min}$, тем меньше будет потеря энергии. Учитывая это, коэффициент τ, характеризующий диапазон изменения давления, выбирают в пределах

$$\tau = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{max}} \leqslant 0{,}15 \div 0{,}2.$$

Для того чтобы уменьшить при данном расходе жидкости колебания давления в аккумуляторе (разность $p_{max} - p_{min}$) и одновременно обеспечить достаточно высокий полезный объем, необходимо увеличить газовый объем $V_г$, для чего к аккумулятору часто подсоединяют дополнительную газовую емкость.

Влияние режима сжатия и расширения газа в аккумуляторе. Изменения температуры, происходящие при сжатии и расширении газа при $n > 1$, могут снизить полезную емкость аккумулятора. Последнее видно из выражений (430) и (433), которые показывают, что объем жидкости в аккумуляторе при $n = 1$ будет больше, чем при $n > 1$.

Для иллюстрации последнего на рис. 255, *б* показаны расчетные кривые давления в функции сжатия газа для $n = 1$ (сплошные линии) и $n = 1{,}4$ (штрих-пунктирные линии). Для повышения давления с некоторой начальной величины 40 *кГ/см²* до 100 *кГ/см²* в изотермном процессе объем газовой камеры необходимо уменьшить до 40% начального значения, что соответствует величине подачи жидкости в аккумулятор, равной 60% начального газового объема (см. рис. 285, *б*), тогда как при адиабатном процессе ($n = 1{,}4$) это давление достигается при уменьшении объема газа лишь до $\sim$52% начального его значения, т. е. при подаче объема жидкости, равного $\sim$ 48%. Следовательно, объем жидкости в аккумуляторе при $n = 1$ будет больше, чем при $n > 1$.

Энергия и полезная емкость будут также потеряны, если между концом зарядки (заполнения) аккумулятора жидкостью, проведенной в режиме $n > 1$, и началом разрядки имеется интервал времени, в течение которого температура газа, а следовательно,

и давление p_{max} понизятся. Из рис. 255, *б* видно, что при начальном давлении 40 *кГ/см²* уменьшению (сжатию) при $n = 1$ воздушного объема до 30% начального значения соответствует давление 133 *кГ/см²*, тогда как такое же уменьшение воздушного объема при $n = 1{,}4$ соответствует давлению выше 200 *кГ/см²*. Следовательно, если температура после паузы между концом режима сжатия и началом расширения газа понизится до значения, соответствующего концу рассмотренного сжатия в режиме $n = 1$, давление (без какого-либо расхода жидкости) понизится с 200 до 133 *кг/см²*. Такая же потеря наблюдается, хотя и в меньшей мере, при всех значениях $n > 1$. При этом, если последующая разрядка аккумулятора происходит в режиме $n > 1$, то некоторая часть полезной емкости дополнительно потеряется вследствие переохлаждения воздуха при расширении, в результате которого начальное давление $p_н = 40$ *кГ/см²* будет достигнуто при меньшем отборе жидкости (при большем воздушном объеме), чем в режиме $n = 1$. Иначе говоря, если зарядка аккумулятора происходит медленно ($n = 1$), а разрядка протекает быстро ($n > 1$), то не вся энергия сжатия газа может быть использована при разрядке до заданного давления вследствие охлаждения расширяющегося газа (в аккумуляторе будет оставаться неиспользуемый объем жидкости, обусловленный переохлаждением газа при расширении).

Оптимальная величина начального давления зарядки для этого случая может быть рассчитана по выражению

$$p_н = p_{max}^{1-\frac{1}{n}} p_{min}^{\frac{1}{n}}. \qquad (435)$$

Для адиабатного цикла ($n = k = 1{,}4$) это уравнение принимает вид

$$p_н = p_{max}^{0.285} p_{min}^{0.715}. \qquad (436)$$

Если сжатие и расширение газа протекают по адиабатному циклу ($n = k = 1{,}4$) и расширение следует непосредственно за сжатием, то давление начальной зарядки ($p_н$) должно быть равно минимальному рабочему давлению (p_{min}).

Показатель политропы. Опыт показывает, что показатель политропы процессов расширения и сжатия газа в гидроаккумуляторе зависит от давления предварительной зарядки, длительности процесса и почти не зависит от температуры окружающей среды.

Ввиду сложности процесса теплообмена при работе аккумулятора между газом и стенками аккумулятора (включая поверхность разделителя сред) с учетом сопутствующих факторов установить математическим путем зависимость показателя политропы n от этих факторов практически невозможно, поэтому его значение определяется опытным путем.

Опыт показывает, что для стандартных аккумуляторов, предназначенных для работы при давлении 200 *кГ/см*², изотермный цикл возможен лишь при длительности процесса зарядки или разрядки не менее 3 *мин*. При длительности же цикла меньше 0,5 *мин* предпочтительнее применять уравнение адиабатного цикла ($n = k = 1{,}4$). В практике показатель политропы для распространенных типов аккумуляторов и режимов их работы принимают в среднем $n = 1{,}3$.

Работа при расширении газа. При разрядке аккумулятора вытесняемая жидкость совершает работу, равную работе расширения газа от максимального давления p_{max}, соответствующего началу разрядки, до p_{min} — в конце разрядки аккумулятора жидкостью.

Нетрудно видеть, что при полной разрядке (расширении газа) по изотермному циклу

$$p_{min} = p_н,$$

а при адиабатном и политропном циклах

$$p_a < p_n < p_н,$$

где $p_н$ — начальное давление газа в аккумуляторе;
p_a и p_n — давление газа в аккумуляторе в конце полной его разрядки при адиабатном и политропном циклах.

Работа, совершаемая при разрядке аккумулятора, может быть вычислена по выражениям:
для изотермного цикла

$$A_u = p_н V_к \ln \frac{p_{max}}{p_н}; \qquad (437)$$

для политропного цикла

$$A_n = \frac{p_н V_к}{n-1}\left[1 - \left(\frac{V_г}{V_к}\right)^{n-1}\right] = \frac{p_н V_г}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_н}{p_{max}}\right)^{n-1}\right]. \qquad (438)$$

Максимальная работа расширения газа для политропного процесса при заданном p_{max} соответствует давлению

$$p_н = \left(\frac{n}{2n-1}\right)^{\frac{n}{n-1}} p_{max}. \qquad (439)$$

С достаточной точностью для азота можно принять

$$p_н = 0{,}418 p_{max}.$$

Влияние изменения температуры. В практике возможны случаи повышения температуры газа, обусловленные, к примеру, температурой внешней среды.

Увеличение температуры газа при условии постоянства его объема равносильно увеличению начального давления зарядки $p_н$. Очевидно, возможно такое повышение температуры, при котором давление начальной зарядки газа (при полностью разряженной гидравлической полости) станет равным или близким к минимальному допустимому рабочему давлению (p_{min}). Нетрудно видеть, что в первом случае в аккумуляторе при разрядке не останется рабочей жидкости (аккумулятор не будет подзаряжаться жидкостью) и во втором произойдет резкое сокращение полезного его объема, т. е. сокращение количества жидкости, отдаваемой в гидросистему при разрядке.

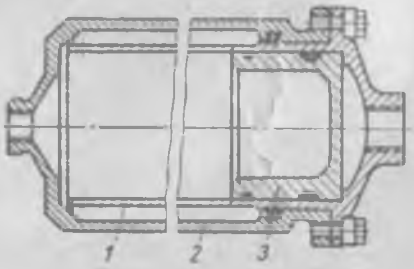


Рис. 256. Конструктивная схема гидрогазового аккумулятора для работы в условиях высоких температур

Следовательно, при установлении начального давления зарядки для работы в условиях высоких температур его величина всегда должна оставаться меньше минимально-допустимого давления в системе ($p_н < p_{min}$) при любой температуре газа, возможной при работе данной системы.

Влияние температуры на количество жидкости $V_п$, отдаваемой при разрядке аккумулятора (полезный объем), может быть определено по выражению

$$V_п = V_к \left[\frac{p_н}{p_1 p_2}\right]^{\frac{1}{n}} \left[p_1^{\frac{1}{n}} - p_2^{\frac{1}{n}}\right] \left[\frac{T_2}{T_1}\right]^{\frac{1}{n}}, \qquad (440)$$

где $V_к$ — конструктивный (полный) объем аккумулятора;
$p_н$ — начальное давление зарядки газовой полости;
$p_1 = p_{min}$ и $p_2 = p_{max}$ — давление газа в начальной и конечный моменты зарядки аккумулятора при постоянной температуре;
T_1 и T_2 — абсолютная температура в двух рассматриваемых моментах;
n — показатель политропы при данной температуре газа.

На рис. 256 показан поршневой газогидравлический аккумулятор, пригодный для диапазона температур от —40 до +180° С при давлении 280 *кГ/см²*. Уплотнения поршня прямоугольного сечения изготовлены из резины с защитными фторопластовыми кольцами. С целью уменьшения влияния температуры на уплотнительный узел поршня *3* цилиндр *1* отделен от корпуса *2* аккумулятора.

Повышение температуры газа при сжатии. Повышение температуры газа при зарядке аккумулятора в режиме $n > 1$ представляет практический интерес также с точки зрения пожарной опасности и влияния температуры на резиновую диафрагму.

Пренебрегая трением подвижных частей, связь между температурой и давлением газа в начале и в конце его сжатия можно выразить зависимостью

$$\frac{t_2 + 273}{t_1 + 273} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{441}$$

или

$$\frac{t_2 + 273}{t_1 + 273} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}, \tag{442}$$

где t_1 и t_2 — температура газа соответственно в начале и в конце режима сжатия в ° С;

p_1 и p_2 — давление газа соответственно в начале и в конце режима сжатия в $кГ/см^2$;

V_1 и V_2 — объем газа в начале и в конце сжатия в $кГ/см^3$;

Значением p_2 применительно к рассматриваемым аккумуляторам является максимальное рабочее давление p_{max} (давление в конце зарядки) и значением p_1 — начальное давление газа $p_н$.

Так как энергия, затраченная на сжатие газа при зарядке аккумулятора жидкостью, равна (без учета внешнего тепла и трения) энергии, отдаваемой при его расширении при зарядке аккумулятора, температура в процессе последовательных разрядок и зарядок аккумулятора не будет повышаться и стабилизируется после первых нескольких циклов зарядки.

ЖИДКОСТНЫЕ ПРУЖИНЫ

Капельные жидкости являются упругим телом, подчиняющимся с некоторым приближением закону сжатия Гука, что позволяет использовать их для построения мощных пружин и амортизаторов, создание которых иными средствами зачастую невозможно или сопряжено с большой сложностью.

Жидкостные пружины широко применяются в качестве опор тяжелых машин и установок, в качестве буферных устройств для затормаживания больших масс на малых участках пути, а также в качестве устройств для предохранения машин от ударных перегрузок. Эти пружины, снабженные демпфирующими устройствами, широко применяются в качестве амортизаторов шасси транспортных машин и самолетов. Максимальным числом ходов жидкостной пружины является 300—400 двойных ходов (обжатий) в минуту. Однако при использовании их в испытательных вибрационных установках в качестве импульсного привода они допускают при небольших амплитудах вибраций до 100 импульсов в секунду.

Благодаря тому, что жидкости обладают относительно высоким объемным модулем упругости, при сжатии их можно получить большие усилия, измеряемые при давлениях порядка $2{,}5 \cdot 10^3$ — $3{,}0 \cdot 10^3$ *кГ/см²* сотнями и более тонн при относительно небольших габаритах и весе устройств.

Принцип действия жидкостной пружины. Принципиальная схема жидкостной пружины приведена на рис. 257, *а*. Пружина состоит из сосуда (цилиндра) *3* и входящего в нее через уплотнительный узел *4* штока (скалки) *1* с поршнем *2*, служащим опорой (направлением) для последнего. Сосуд *3* заполняется деаэрированной жидкостью под некоторым начальным давлением p_1, величина которого определяет усилие начального «сжатия» пружины, вычисляемое (без учета трения) по выражению

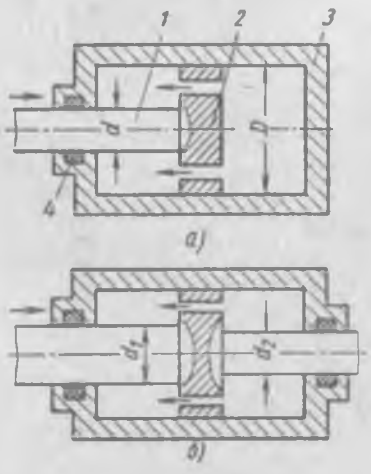


Рис. 257. Принципиальные схемы жидкостной пружины

$$P = p_1 f,$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения штока *1* диаметром d.

При утоплении штока *1* в цилиндр *3* давление жидкости в результате сжатия ее повысится, достигнув к концу хода штока некоторого значения p_2, определяемого степенью сжатия жидкости, а также коэффициентом сжимаемости последней (см. стр. 35).

Для обеспечения жесткости конструкции и возможности получения одновременно с этим больших ходов обжатия применяются схемы, основанные на дифференциальном штоке (поршне) (рис. 257, *б*). Рабочей (неуравновешенной) площадью штока здесь служит разность площадей сечений левого и правого штоков

$$f = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2).$$

Нетрудно видеть, что подбором размеров d_1 и d_2 можно получить заданную статическую характеристику и обеспечить требуемую жесткость конструкции.

Характеристики жидкостной пружины в основном зависят от коэффициента сжимаемости β (объемного модуля упругости) жидкости (см. стр. 35). На основании выражения (22) можем записать

$$\Delta p = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\Delta w}{w_1};$$

$$p_2 = p_1 + \Delta p = p_1 + \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\Delta w}{w_1}, \qquad (443)$$

где $\frac{\Delta w}{w_1}$ — относительное изменение объема жидкости при изменении давления на Δp;

$\Delta w = w_1 - w_2$ — изменение объема жидкости при изменении давления на $\Delta p = p_2 - p_1$;

w_1 и w_2 — объем жидкости при начальном давлении (равен объему сосуда *3*) и объем ее при изменении давления на Δp;

β — среднее для данного диапазона давлений значение коэффициента сжимаемости жидкости;

p_1 и p_2 — начальное давление жидкости (до сжатия пружины) и давление в конце сжатия.

В соответствии с этим усилие на штоке жидкостной пружины в конце ее обжатия в изотермном процессе будет равно (без учета трения)

$$P_2 = f p_2 = f\left(p_1 + \frac{1}{\beta}\frac{\Delta w}{w_1}\right). \qquad (444)$$

Для пружины, схема которой показана на рис. 257, *а*, изменение (уменьшение) объема жидкости при обжатии ее на величину хода плунжера h может быть выражено (без учета деформации сосуда)

$$\Delta w = fh,$$

где f и h — площадь сечения и величина хода плунжера (скалки).

В соответствии с этим давление p_2 [см. выражение (443)] при сжатии пружины с начальным давлением зарядки p_1 на величину хода (усадки) h в изотермном процессе примет вид

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{\beta}\frac{fh}{w_1} \qquad (445)$$

и величина обжатия (ход штока)

$$h = \beta(p_2 - p_1)\frac{w_1}{f}. \qquad (446)$$

Жидкостные пружины безотказны в работе, причем возможные отказы вызываются в основном нарушением герметичности и с частичной потерей жидкости, которые не сопровождаются внезапным выходом их из строя.

К преимуществам жидкостных пружин относится простота обеспечения заданного усилия предварительной затяжки («сжатия») пружины. Последнее осуществляется с помощью винта *1* (рис. 258), хвостовик которого при ввинчивании сжимает жидкость в цилиндре *2* до давления p_1. Сечение f_1 хвостовика и величина его

перемещения h_1 для повышения давления от нулевого до заданного p_1 начального сжатия пружины могут быть определены из соотношения (446)

$$f_1 h_1 = \Delta w = p_1 w_1 \beta. \qquad (447)$$

Применению пружин препятствовала до последнего времени в основном трудность герметизации подвижных элементов, однако в настоящее время отработаны уплотнения, которые обеспечивают при рабочих давлениях ресурс работы, равный $5 \cdot 10^5$ и более обжатий (ходов). На рис. 258 показана одна из конструкций узла герметизации плунжера (штока). Плунжер перемещается в буксе и несет на себе приклеенную нейлоновую манжету *3*. Для повышения плотности контакта с буксой (цилиндром) применено распорное резиновое кольцо круглого сечения.

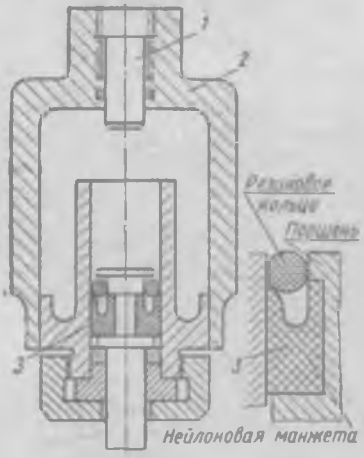


Рис. 258. Конструктивная схема жидкостной пружины

Работа сжатия пружины. Важным параметром, характеризующим состояние жидкости, находящейся под действием высокого давления, является работа ее сжатия, характеризующая потенциальную энергию сжатой пружины. При принятом допущении, что жидкость подчиняется закону Гука, и принимая $p_1 = 0$, энергетические возможности некоторого объема w_1 сжатой до давления p_2 в жестком сосуде жидкости (без учета расширения при этом сосуда) могут быть выражены в изотермном процессе уравнением

$$A = p_{cp} \Delta w = p_{cp} h f, \qquad (448)$$

где A — энергия (работа) сжатой жидкости;

p_{cp} — среднее в процессе сжатия давление жидкости;

$$p_2 > p_{cp} > p_1.$$

Принимая приближенно $p_{cp} = \frac{p_2}{2}$, где p_2 — конечное давление при полном обжатии пружины, получим

$$A_{max} = \frac{p_2}{2} \Delta w = \frac{p_2}{2} hf. \qquad (449)$$

С учетом выражения (443), а также принимая во внимание, что при $p_1 = 0$ значение $p_2 = \Delta p_1$ выражение (449) можно представить в виде

$$A_{max} = \frac{1}{2} p_2^2 w_1 \beta, \qquad (450)$$

где β — среднее для данных условий значение коэффициента сжимаемости жидкости.

В том случае, когда $p_1 \neq 0$, значение p_2 в выражении (449) должно быть заменено $\Delta p = p_2 - p_1$.

Следует отметить, что принятое в последних выражениях допущение $p_{cp} = \frac{p_2}{2}$ справедливо лишь для относительно небольших ($\sim$ до 600—700 $кГ/см^2$) давлений, в пределах которых параметры обжатия и давления жидкости связаны зависимостью, близкой к линейной (см. рис. 16—17). При более же высоких давлениях эта линейность нарушается в сторону уменьшения обжатия, в результате вычисленная по этому выражению работа сжатия жидкости будет превышать фактическую. Однако расчеты и опыт показывают, что при условии предварительного сжатия жидкости до значения $p_1 = 0{,}3\ p_2$ принятое допущение не вносит в результаты расчетов существенных искажений до давлений порядка 2000—2500 $кГ/см^2$. При точных же расчетах значение p_{cp} должно быть вычислено с учетом фактического изменения модуля упругости конкретной жидкости в функции давления.

Из выражения (450) следует, что для получения максимальной работы при заданном давлении p_2 сжатия жидкости необходимо иметь при всех прочих равных условиях возможно большой начальный ее объем w_1 или при заданном начальном ее объеме максимальное значение давления p_2. В равной мере, с этой точки зрения, целесообразно подбирать жидкости, обладающие максимальным значением коэффициента сжимаемости β (с минимальным значением модуля упругости) и минимальной зависимостью его от различных факторов, и в частности от давления и температуры, а также малым коэффициентом теплового расширения, хотя практически соотношение рассматриваемых коэффициентов для большинства распространенных жидкостей является постоянным (см. стр. 35). Выше было отмечено (см. стр. 37), что при изменении давления от нуля до 1000 $кГ/см^2$ коэффициент сжимаемости минеральных масел (при атмосферном давлении и нормальной температуре) уменьшается в среднем на $\sim$30—40% и синтетической жидкости на $\sim$60—70% своей первоначальной величины. При некотором же высоком давлении (2500—3500 $кГ/см^2$) дальнейшее повышение давления не сопровождается заметным изменением (уменьшением) объема жидкости, ввиду чего применение существующих жидкостей в пружинах с давлением выше $\sim$2500 $кГ/см^2$ практически нерационально.

Указанная нелинейность изменения давления жидкости в функции обжатия определяет также силовую характеристику жидкостной пружины, которая в отличие от характеристики спиральной металлической пружины не является линейной.

Следует отметить, что жидкостная пружина не может быть рекомендована к использованию в качестве аккумулятора энергии

долговременного действия ввиду возможности значительного нарушения стабильности ее характеристик при изменениях температуры, которое здесь обусловлено тем, что изменения объема жидкости при обжатиях пружины в изотермном процессе близки (одного порядка) по величине к изменениям, обусловленным тепловым ее расширением, ввиду чего характеристики такого аккумулятора будут зависеть от колебания температуры.

Влияние на характеристику пружины режима сжатия и качества жидкости. Рассмотренные выше вопросы сжатия жидкостной пружины относятся к изотермному процессу, который характеризуется столь медленным сжатием, что выделяемое при этом тепло рассеивается, в результате чего сжатие происходит при постоянной температуре жидкости.

Однако сжатие жидкости в рассматриваемом здесь случае ее применения обычно протекает со скоростями, при которых выделяющееся тепло полностью не рассеивается, а в большем или меньшем количестве концентрируется в жидкости, повышая ее температуру и соответственно увеличивая ее объем, а также изменяя прочие ее характеристики. Ввиду этого давление жидкости при обжатии пружины с реальными скоростями может значительно превышать давление при обжатии по изотермному режиму.

Учитывая это при уточненных расчетах быстродействующих жидкостных пружин, следует исходить не из изотермного, а из политропного процесса, при котором развивающееся при сжатии жидкости тепло частично расходуется на повышение ее температуры. Предельным, с этой точки зрения, является адиабатный процесс сжатия, при котором все тепло, соответствующее энергии сжатия жидкости, расходуется на повышение ее температуры. Расчеты показывают, что при сжатии по этому предельному процессу минеральной жидкости от нулевого давления до 3500 *кГ/см*^{2} повышение температуры примерно равно 35° С.

Поскольку повышение температуры жидкости сопровождается понижением объемного модуля ее упругости, а также тепловым расширением жидкости, характеристика пружины в конце ее сжатия в этом режиме может отличаться от расчетной в изотермном режиме. Однако поскольку повышение температуры жидкости, происходящее при динамическом обжатии пружины, сопровождается понижением модуля упругости жидкости и одновременно увеличением ее объема, а следовательно, повышением начального давления жидкости, влияние температуры на один их этих параметров частично компенсируется противоположным влиянием на другой, в результате разница в характеристиках при статическом и динамическом обжатии не достигает значительной величины.

На рис. 259 показаны характеристики пружины при статическом (*1*) и динамическом (*2*) обжатии. Кривая динамического сжатия получена путем сбрасывания груза (1700 *кг*) с высоты 500 *мм*; обжатие пружины составляло 90 *мм*.

Важной характеристикой жидкости, применяемой в жидкостных пружинах, является также зависимость ее вязкости от давления и температуры.

Из приведенного видно, что лучшей для применения в пружинах является жидкость, которая обладает высоким коэффициентом сжимаемости и низким коэффициентом теплового расширения, а также обладает стабильной вязкостью при изменениях температуры и давления.

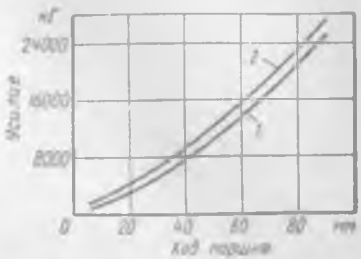


Рис. 259. Кривые статического (*1*) и динамического (*2*) обжатия жидкостной пружины

Из существующих жидкостей этим условиям наиболее полно удовлетворяют силиконовые (этилполисилоксановые), сжимаемость которых примерно на 40—50 % выше, чем сжимаемость жидкостей минерального происхождения (см. рис. 16—19). Одновременно с этим силиконовые жидкости имеют более стабильные, чем минеральные жидкости, характеристики вязкости от давления и температуры (см. рис. 9, 10).

Демпфирование энергии. В жидкостных пружинах, используемых в качестве амортизаторов, предусматривается демпфирование некоторой части энергии сжатой жидкости, для чего пружину снабжают демпфером в виде дросселя одностороннего или двустороннего действия.

Демпфирование энергии (дросселирование жидкости) происходит либо при прямом ходе (при обжатии пружины), либо при обратном ходе (при распрямлении пружины), либо одновременно как при прямом, так и при обратном ходах.

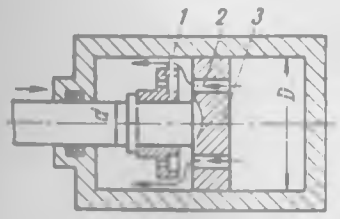


Рис. 260. Схема жидкостной пружины с демпфером

Распространенными являются жидкостные пружины второго типа, в которых при прямом ходе происходит практически чистое потенцирование сжимающейся жидкостью энергии, демпфирование же ее происходит при распрямлении пружины.

Торможение при обратном ходе осуществляется в нашей схеме тем, что жидкость, заключенная в камере, продавливается при распрямлении пружины через малые отверстия в плавающем перекрывном клапане *1* (см. рис. 260). Этот клапан при сжатии пружины перемещается давлением вытесняемой жидкости влево и открывает проходные отверстия *2* в поршне *3*, благодаря чему жидкость будет протекать без сопротивления, при распрямлении же

пружины клапан под действием потока сжимаемой жидкости перемещается вправо и перекрывает проходные отверстия, в результате чего вытеснение жидкости из левой полости цилиндра в правую будет происходить лишь через дроссельные отверстия малого сечения в клапане *1*, при протекании через которые некоторая часть энергии сжатой жидкости преобразуется в тепло.

На рис. 261 показана схема распространенной пружины (амортизатора) с демпфером, в которой в целях обеспечения качественного направления рабочего штока (скалки) применен телескопический цилиндр.

Ввиду сложности процесса демпфирования расчет производят, принимая ряд допущений и осредняя значения искомых параметров. Поделив работу A, которую должна поглотить жидкость

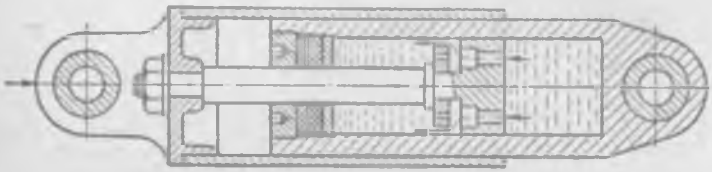


Рис. 261. Схема жидкостного амортизатора с демпфированием энергии при ходе распрямления

при проходе ее через дроссельное отверстие демпфера (см. рис. 272, *в*), на ход пружины h, найдем среднее усилие P на ее штоке, развиваемое перепадом давления, создаваемым сопротивлением этих каналов:

$$P = \frac{A}{h}.$$

Поскольку $P = f\Delta p_{др}$, где f — площадь штока и $\Delta p_{др}$ — сопротивление дроссельного отверстия, можем написать

$$\Delta p_{др} = \frac{P}{f} = \frac{A}{hf}.$$

Перепад давления $\Delta p_{др}$ на дросселе и расход жидкости через дроссельное отверстие сечения ω связаны соотношением [см. выражение (74)]

$$Q = \mu\omega \sqrt{\frac{\Delta p_{др} \cdot 2g}{\gamma}}, \qquad (451)$$

где Q — средний расход жидкости;
μ — коэффициент расхода;
γ — объемный вес жидкости;
g — ускорение силы тяжести.

Задавшись временем t распрямления пружины на величину h, находим среднюю скорость v_n движения ее поршня:

$$v_n = \frac{h}{t}.$$

В соответствии с этим средний расход Q жидкости через дроссельное отверстие демпфера (клапана) определится выражением

$$Q = v_n \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \qquad (452)$$

где D и d — диаметр цилиндра и штока амортизатора.

Решая совместно приведенные уравнения, находим площадь ω сечения дроссельного отверстия (допускаем полную герметичность прочих мест соединения):

$$\omega = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{\Delta p_{др} \cdot 2g}{\gamma}}} = \frac{\pi v_n (D^2 - d^2)}{4\mu \sqrt{\frac{\Delta p_{др} \cdot 2g}{\gamma}}}. \qquad (453)$$

Коэффициент расхода для диафрагменного дросселя (в виде отверстия в тонкой стенке при условии $s > 2d$, где s и d — толщина стенки и диаметр отверстия) может быть приближенно принят равным $\mu \approx \approx 0{,}60$.

Средний перепад давления в дроссельном отверстии при упрощенных расчетах может быть принят равным

$$\Delta p_{др} = \frac{p_{max}}{2}.$$

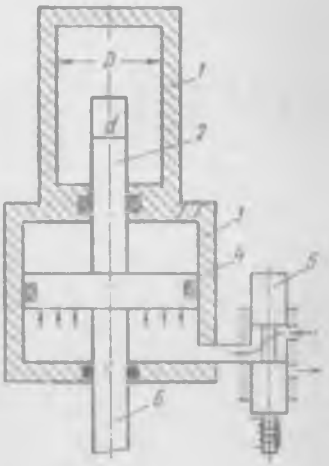


Рис. 262. Схема импульсного гидропривода

В схемах с демпфированием на прямом ходе плавающий клапан располагается с противоположной стороны поршня.

Импульсный гидропровод. Упругие свойства жидкости используются для создания импульсного гидропривода, который применяется в машинах ударного действия (молотах и прочих установках), а также в качестве источника вибраций в мощных испытательных установках. Подобный привод позволяет получить до 300—400 импульсов (ходов) в минуту, при небольших же ходах можно получить число импульсов (частота вибрации) до 100 *гц*.

Принцип действия этого привода (рис. 262) основан на использовании энергии мгновенного расширения предварительно сжатой жидкости.

Привод состоит из жидкостной пружины, представляющей собой заполненный жидкостью под некоторым давлением p_1 сосуд (цилиндр) *1* с входящей в него скалкой (штоком) *2*, соединенной с поршнем *4* приводного силового цилиндра *3*. Поршень *4* несет со стороны, противоположной скалке *2*, шток *6*, к которому присоединяется внешняя нагрузка. Питание силового цилиндра *3* жидкостью осуществляется с помощью распределителя *5* с быстродействующим (электромагнитным или иным) управлением, при помощи которого рабочая (нижняя) полость цилиндра последовательно соединяется с источником питания (насосом) и с баком. При подаче жидкости в силовой цилиндр скалка *2* перемещается вверх, сжимая жидкость в сосуде *1*; давление сжатия обычно выбирается равным 500—1000 *кГ/см²*. При переключении распределителя *5* в положение слива жидкости из рабочей полости цилиндра *3* скалка *2* с присоединенной нагрузкой ударно перемещается под действием давления сжатой жидкости вниз.

Распределитель *5* рассчитывается на освобождение энергии жидкости, сжатой в сосуде *1* в возможно короткое время (0,005—0,010 *сек*), благодаря чему представляется возможным получить при небольших габаритах привода большую мгновенную мощность.

Глава VIII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

Гидроусилитель — устройство управления машинами и их агрегатами посредством жидкости с одновременным усилением мощности входного сигнала.

Гидравлические усилители нашли широкое применение в различных отраслях техники и в особенности в гидравлических следящих приводах систем путевого управления современными транспортными машинами, включая водные суда, скоростные самолеты и прочие летательные аппараты, в копировальных станках и в особенности в станках для отработки фасонных поверхностей, в системах автоматического управления стрелой и в частности для обеспечения быстрой и точной обработки тяжелыми орудиями управляющих сигналов поступающих от приборов управления и пр.

Гидравлический усилитель этого типа представляет собой следящий силовой гидропривод, с помощью которого ведомому звену (исполнительному двигателю) сообщаются движения, согласованные с определенной точностью с перемещением входа (органа управления) при требуемом усилении выходной мощности (усилия или момента), получаемом путем использования энергии подаваемой жидкости.

Степень усиления выходной мощности гидроусилителя по сравнению с мощностью входа (коэффициент усиления по мощности) практически неограничена. Так, например, в рулевых гидроусилительных устройствах крупных морских судов обеспечивается усиление в 80 000—100 000 раз; в ряде конструкций усиление достигает значения 300 000 : 1 и в электрогидравлических системах автоматики — значения 10 000 000 : 1.

Одновременно с возможностью получения высоких выходных мощностей мощность входного сигнала может быть уменьшена до ничтожной величины. Так, например, мощность входного сигнала для управления электрогидравлическим распределителем гидроусилителя снижена до 0,5 *вт*. Усилия, потребные для перемещения сервозолотников управления, не превышает в ряде случаев величин порядка 1—2 *Г*.

По способу управления гидроусилители можно поделить на два основных типа: без обратной связи и с обратной связью, реже применяют гидроусилители с комбинированными системами управления.

Для точной обработки управляющих сигналов систем автоматического управления применяются в основном системы с отрицательной обратной связью, в которых отработанный сигнал непрерывно сравнивается с управляющим и разность их вызывает действие системы таким образом, чтобы рассогласование сводилось к нулю.

В гидросистемах машин в основном применяют гидроусилители с жесткой обратной связью выхода с входом, которые обладают высокой точностью слежения и устойчивостью против колебаний, малой зависимостью своих характеристик от качества изготовления управляющих элементов, вязкости жидкости и прочих факторов.

Жесткой обратной связью выхода со входом в общем случае называют элемент, соединяющий какое-либо звено системы с одним из предыдущих звеньев и замыкающий тем самым всю систему либо часть ее (см. рис. 263, *г*). Характерной особенностью гидроусилителя с этой обратной связью является то, что он непрерывно реагирует на рассогласование (ошибку) между входной и выходной величинами со скоростью воздействия, пропорциональной величине этого рассогласования.

Из всего многообразия типов гидравлических усилителей следящего типа и широкого круга вопросов их применения в настоящем пособии рассматриваются в основном лишь общие вопросы гидравлики применительно к однокоординатным системам с жесткой обратной связью выхода (гидравлического двигателя) с входом (распределителем), в которых следящее движение выхода осуществляется по одной координате при задающей подаче по второй координате или иначе поршень силового цилиндра, применяемого в следящих системах прямолинейного движения, передает движение плунжеру золотника с помощью механизма, имеющего одну степень свободы.

Типовая схема гидроусилителя с гидравлическим двигателем прямолинейного движения представлена на рис. 263, *а*. Плунжер *3* распределительного золотника гидроусилителя связан через рычаг *7* с тягой *2* управления и одновременно со штоком поршня *4* силового цилиндра (гидродвигателя) *5*. В среднем (нейтральном) своем положении плунжер *3* перекрывает как окно питания, так и окна, связанные с полостями силового цилиндра *5*, вследствие чего его поршень будет находиться в покое.

При смещении тяги *2* сместится также и плунжер *3*, в результате жидкость поступит в соответствующую полость силового цилиндра, приводя его поршень со штоком *6* в движение. Если движение тяги *2* будет прекращено, поршень *4* будет некоторое время

продолжать перемещаться в том же направлении, однако поскольку точка *1* рычага *7* при остановке тяги окажется зафиксированной, движущийся шток *6* сообщит плунжеру *3* перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги, при этом окна золотника будут вследствие обратного движения

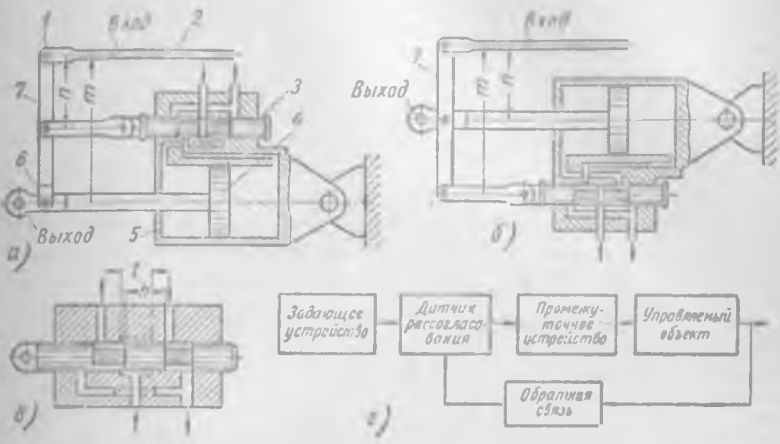


Рис. 263. Принципиальные (*а—в*) и структурная (*г*) схемы гидравлического усилителя следящего типа

его плунжера прикрываться, в результате количество жидкости, поступающей в цилиндр *5*, и соответственно скорость его поршня будут уменьшаться пока в некотором, близком к среднему (ней-

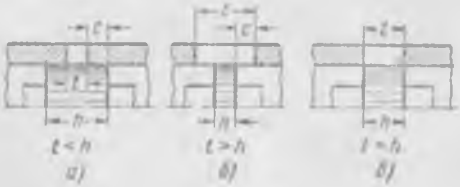


Рис. 264. Схемы перекрытий (*а — в*) золотникового распределителя

тральному) положении плунжера, окна полностью не перекроются и скорость поршня не станет равной нулю.

При смещении плунжера *3* золотника в противоположную сторону движение всех звеньев регулирующего устройства будет происходить в обратном направлении.

Из рис. 263, *а* и *в* (см. также рис. 264, *а*) видно, что поршень гидроусилителя будет приходить в движение, когда смещение плунжера *3* золотника из среднего положения превысит

некоторую величину $c = \frac{h-t}{2}$, определяемую разностью в размерах длины h пояска плунжера и ширины t окна питания, которая называется перекрытием золотника.

В золотниках с таким перекрытием, называемым положительным, ширина h рабочего пояска плунжера превышает ширину t проходного окна корпуса золотника для протока жидкости, ввиду чего поясок плунжера при симметричном положении по отношению к этим окнам перекрывает каждое из окон на длине

$$c = \frac{h-t}{2}.$$

При перемещениях плунжера золотника от нейтрального положения в ту или иную сторону на величину этого перекрытия $c = \frac{h-t}{2}$ жидкость в силовой цилиндр (гидродвигатель) не будет поступать, а следовательно, перемещение плунжера в зоне двустороннего перекрытия ($2c = h-t$) не будет сопровождаться движением выхода (гидродвигателя).

Влияние перекрытия золотника на характеристику гидроусилителя можно снизить, увеличив передаточное отношение механизма обратной связи, в качестве которого применяют дифференциальный рычаг *7* (рис. 263, *б*), а также прочие механизмы.

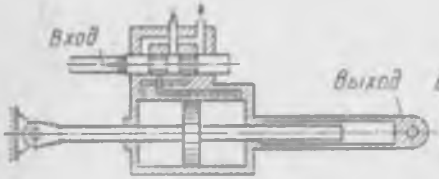


Рис. 265. Схема гидроусилителя с золотником, расположенным в корпусе силового цилиндра

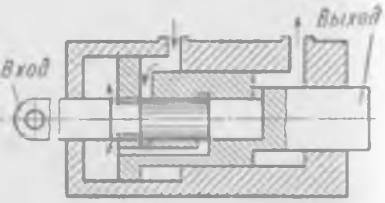


Рис. 266. Схема гидроусилителя с золотником, расположенным в поршне силового цилиндра

Применяют также гидроусилители с золотником, расположенным в корпусе силового цилиндра (рис. 265) и в поршне (рис. 266); длина дифференциального рычага обратной связи в этих схемах равна нулю. В первой схеме шток поршня крепят неподвижно, а корпус цилиндра связывают с приводимым узлом.

Износ золотников следящих систем происходит в основном по зонам перекрытия и проявляется в форме завалов рабочих кромок как плунжера, так и гильзы, в результате изменяются характеристики распределителя, а также сила трения. Испытания

показали, что сила трения покоя золотников со значительным износом в 3—4 раза превышает эти параметры новых золотников. Одновременно повышается чувствительность золотников к загрязнению жидкости.

Хромирование плунжеров золотников уменьшает их износ в 2—2,5 раза.

В общем случае при изготовлении золотниковой пары радиальный зазор между плунжером золотника и втулкой составляет $\pm 0{,}002$ *мм*. Допуски этого же порядка приняты для золотников следящих систем также и на осевые размеры, которые обеспечить более сложно, чем допуск на радиальный зазор. Наибольшую трудность представляет изготовление втулки и в частности выдерживание допусков на размеры окон.

Минимальное значение перекрытия для качественных распределительных золотников может составлять 0,005 *мм* и меньше вплоть до практически нулевого значения ($t \approx h$; см. рис. 264, *в*). Для обеспечения подобного перекрытия применяют золотники, втулки которых составлены из запрессованных в корпус отдельных колец (рис. 267), выполненных с высокой точностью по ширине (порядка $\pm 0{,}002$ *мм*). Сопрягающиеся торцовые поверхности этих колец шлифуются на прецизионном плоскошлифовальном станке, с выдерживанием размера в пределах долей микрона.

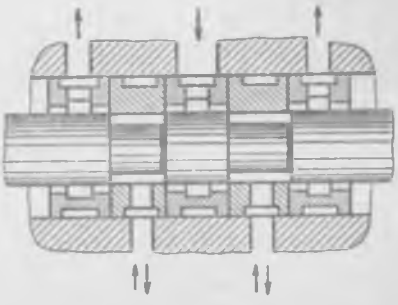


Рис. 267. Схема золотника гидроусилителя с разрезной втулкой

Кольца монтируются в расточке корпуса на легкопрессовой посадке и сжимаются внешними средствами. Часто кольца пропаиваются по стыку. Для этого торцы прошлифованных по торцу колец омедняются (толщина слоя не более 2 *мк*), после чего зажимаются в специальном приспособлении и спаиваются в атмосфере сухого водорода. Внутренний размер полученной таким способом втулки обрабатывается обычным способом, как если бы она была изготовлена как одно целое.

Следует отметить, что под нулевым перекрытием условно понимаются золотники с перекрытием, близким к нулевому, поскольку при любой точности изготовления они фактически могут быть отнесены к золотникам либо с положительным, либо отрицательным перекрытием.

Золотники с отрицательным перекрытием. Применяются также золотники с отрицательным перекрытием (рис. 268, *а*; см. также рис. 264, *б*), в которых ширина h рабочего пояска меньше ширины t проходного окна, в результате чего при среднем положении

плунжера по обеим сторонам его пояска образуется начальный зазор. $-c=\frac{h-t}{2}$, величину этого начального зазора принято называть «отрицательным» перекрытием. Золотники с отрицательным перекрытием принято также называть проточными золотниками.

В полостях цилиндра при среднем положении золотника с отрицательным перекрытием при среднем положении плунжера и при условии симметричного расположения окон питания относительно

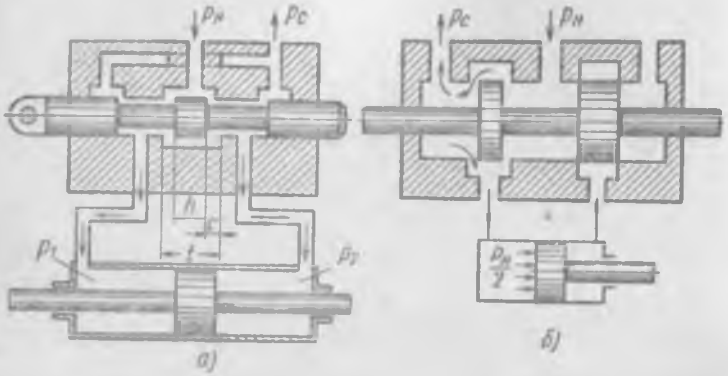


Рис. 268. Расчетные схемы золотников с отрицательным (*а*) и с несимметричным (*б*) перекрытием

поясков плунжера установятся давления p_1 и p_2, равные:

$$p_1=p_2=\frac{p_н+p_c}{2},$$

где $p_н$ и p_c — давления в линиях нагнетания и слива.

При $p_c=0$ будем иметь $p_1=p_2=\frac{p_н}{2}$.

При смещении плунжера в какую-либо сторону от нейтрального положения указанное равенство давлений в полостях цилиндра будет нарушено, в результате чего поршень силового цилиндра при известной разнице давлений, зависящей от его нагрузки, будет перемещаться в соответствующую сторону.

Очевидно, что если бы отсутствовала нагрузка и силы трения в исполнительном гидродвигателе, любое нарушение равенства давлений p_1 и p_2, сопровождаемое сколь угодно малым смещением плунжера золотника относительно среднего (нейтрального) его положения, вызвало бы движение этого двигателя. В действительности же для преодоления нагрузки и сил трения выхода в полостях силового цилиндра должен быть определенный перепад давления, а следовательно, золотник данной схемы будет также иметь зону нечувствительности, которая увеличивается с увеличением значения начального зазора (величины отрицательного перекры-

тия). Однако при равных величинах положительного (см. рис. 264, *а*) и отрицательного (см. рис. 264, *б*) перекрытий зона нечувствительности золотников с отрицательным перекрытием будет меньше, чем золотников с положительным перекрытием. Последнее обусловлено тем, что если смещение плунжера (золотника) с положительным перекрытием из нейтрального положения на величину *с* (см. рис. 264, *а*), равную одностороннему перекрытию, будет соответствовать лишь началу открытия проходного окна, то в золотнике с отрицательным перекрытием (см. рис. 264, *б* и 268 *а*) подобное смещение образует проходное сечение, равное двойной величине начального одностороннего зазора $2c$. Поэтому применение золотников с отрицательным перекрытием определенной величины повышает чувствительность следящей системы.

На величину зоны нечувствительности будет влиять при всех прочих равных условиях значение нагрузки, приложенной к штоку, поскольку увеличение ее сопровождается увеличением перепада давления в полостях цилиндра, а следовательно, чем выше нагрузка, тем бо́льшим должно быть смещение плунжера от среднего положения для ее преодоления.

Применение золотников с отрицательными перекрытиями улучшает также устойчивость гидроусилителя, достигаемую благодаря непрерывному рассеиванию энергии в результате утечек жидкости при положении плунжера вблизи нейтрального положения.

Недостатком золотников с отрицательным перекрытием является потеря жидкости, перетекающей через расходные его окна на слив при среднем и близких к нему положениях плунжера.

Применение золотников с отрицательным перекрытием особенно рационально в следящих приводах управления транспортными машинами, в которых мощность гидроустановки при максимальном давлении составляет обычно ощутимую долю мощности ее двигателя. Поскольку же в системах с отрицательным перекрытием к управляющему золотнику подводится мощность, определяемая нагрузкой, привод насоса на основных режимах эксплуатации машины располагает меньшим избытком мощности. Нетрудно видеть, что в установившемся режиме движения машины (соответствует среднему положению золотника) давление жидкости, подаваемой насосом, определяется в основном лишь сопротивлением начальных зазоров в щелях отрицательного перекрытия, величина которых применительно к этим машинам выбирается в целях снижения сопротивления холостого хода достаточно большой.

На рис. 269 показана схема гидроусилителя управления автомашиной. Рычаг *1* связан с рулевой сошкой и вал *2* — с штурвалом управления.

Применяются также проточные золотники с несимметричным расположением плунжера, в которых одно из окон питания полостей силового цилиндра (гидродвигателя) имеет нулевое перекрытие и второе окно — отрицательное перекрытие (см. рис. 268, *б*).

Вследствие этого при смещении плунжера золотника из нейтрального положения в рабочей полости цилиндра действует в момент трогания в одном направлении поршня, нагруженного внешней

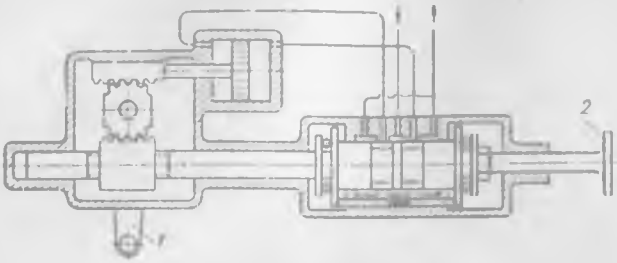


Рис. 269. Принципиальная схема гидроусилителя руля автомашины

нагрузкой, перепад давления, равный $\Delta p = \frac{p_н}{2}$, а не $p_н$, как это имеет место в схеме, с чисто нулевым перекрытием обоих окон питания (см. рис. 267).

В этом распределителе сочетаются качества золотников с нулевым и отрицательным перекрытием. Кроме того, при применении этих золотников возможно флюгерное движение исполнительного органа в одном направлении.

КРАНОВЫЕ И КЛАПАННЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Крановые распределители (рис. 270, *б*, см. также рис. 221) применяются как в схемах с силовым цилиндром прямолинейного (рис. 270, *а*), так и поворотного типа. Подвод жидкости к распределителю под давлением осуществляется через каналы *1* и отвод в бак — через каналы *3* (рис. 270, *б*), рабочие полости цилиндров соединены соответственно с каналами *2* и *4*.

При конструировании кранового распределителя следует предусмотреть с целью уменьшения трения разгрузку пробки крана от одностороннего давления жидкости, которая обычно осуществляется путем парного выполнения отверстий, расположенных диаметрально противоположно (см. также рис. 211, *а*).

Описанные краны со скользящими рабочими элементами применяют обычно при давлениях не выше 100 *кГ/см²*. Для этой же цели пробку крана часто помещают во втулке на игольчатых подшипниках (см. рис. 211, *б*).

Клапанные распределители (см. рис. 213, *а*) обеспечивают благодаря практическому нулевому перекрытию высокую чувствительность гидроусилителя.

Величина зоны нечувствительности этих распределителей определяется в основном точностью механизма привода клапана.

Они сравнительно просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

Обратимые (реверсивные) схемы. Для управления транспортными машинами (самолетом, автомашиной и пр.) в большинстве случаев требуется обеспечить «ощущение» на органе управления шарнирного момента рулей управления. Для этого на вход (на

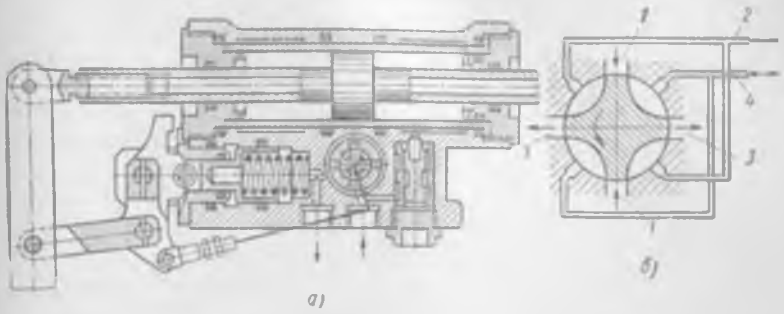


Рис. 270. Гидроусилитель с крановым распределителем (*а*) и схема крана (*б*).

ручку управления) передают часть усилия или момента, действующего на выходе. В этом случае система приобретает реверсивность, т. е. обеспечивается передача части усилия, развиваемого на ручке управления, на ведомый узел (выход), и наоборот, передача некоторой доли нагрузки, действующей на последний, на ручку управления.

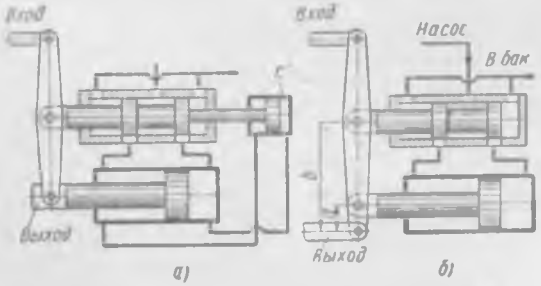


Рис. 271. Схемы гидроусилителей с нагрузкой ручки управления

Нагрузка ручки управления может быть создана гидравлическим (рис. 271, *а*) и механическим (см. рис. 270, *б*) способами. Для схемы, представленной на рис. 271, *а*, величина нагрузки определяется величиной диаметра поршня *с* и для схемы, представленной на рис. 271, *б* соотношением длин плеча *а* и дифференциального рычага *b*.

ГИДРОУСИЛИТЕЛИ С МНОГОКАСКАДНЫМ УСИЛЕНИЕМ

Однокаскадные гидроусилители обычно применяются при расходе масла до 12—15 *л/мин*, что обычно соответствует диаметру плунжера золотника до 8—12 *мм*. При больших расходах и соответственно больших диаметрах золотника силы трения недопустимо растут, ввиду чего при более высоких значениях расхода применяют системы с двух- и трехкаскадным усилением. Применение во вспомога-

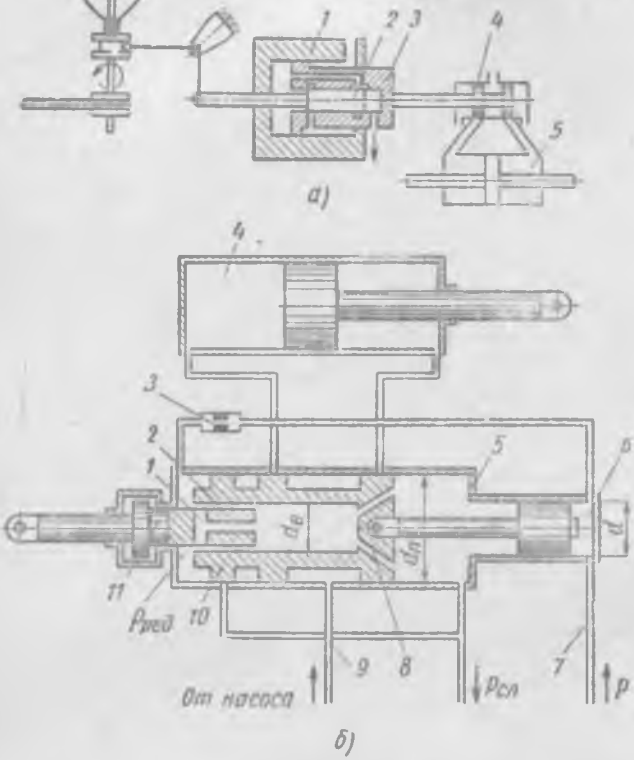


Рис. 272. Схемы двухкаскадных распределителей

тельных каскадах дополнительной энергии позволяет значительно снизить усилие и мощность входного воздействия (сигнала).

На рис. 272, *а* показана схема гидроусилителя системы регулирования с двухкаскадным усилением. Центробежный регулятор воздействует на плунжер *2* вспомогательного золотника, который управляет поршнем *3* вспомогательного силового цилиндра *1*,

а последний, в свою очередь, управляет основным распределительным золотником *4*, питающим силовой цилиндр *5* системы.

Схема аналогичной системы с двухкаскадным усилением представлена на рис. 272, *б*. Питание системы производится через канал *9*. Плунжер *10* распределительного золотника находится под двусторонним давлением p жидкости, подаваемой через трубопровод *7* от вспомогательного насоса в правую полость цилиндра *6*, поршенек которого связан с плунжером *10*, а также редуцированным давлением $p_{ред}$ в левой полости цилиндра *5*, в которую жидкость поступает из трубопровода *7* через дроссель *3* (правая полость цилиндра *5* соединена с баком). Так как площадь сечения поршенька цилиндра *6* меньше площади плунжера *10*, последний под действием давления жидкости отжимается в правую сторону, открывая при этом проход жидкости от рабочей магистрали *9* в правую полость силового цилиндра *4*.

В осевое отверстие плунжера *10* входит плунжер *11* вспомогательного (управляющего) золотника, при перемещении которого влево левая полость цилиндрика *5* основного золотника соединяется через радиальный и аксиальный каналы *1* и *2* и отверстия *8* в плунжере *10* со сливной магистралью. Поскольку подвод жидкости в левую полость цилиндрика *5* задросселирован, давление в этой полости зависит от положения плунжера *11*; при смещении последнего вправо плунжер *10* под действием давления жидкости на поршенек *6* переместится также влево, соединив при этом левую полость силового цилиндра *4* с рабочей магистралью. При остановке плунжера *11* плунжер *10* основного золотника, перемещаясь, перекроет каналы *1*, вследствие чего давление жидкости, поступающей через дроссель *3*, в левую полость цилиндрика *5*, повысится до величины, способной уравновесить давление на поршенек *6*, после чего движение плунжера *10* прекратится.

Смещение плунжера вспомогательного золотника *1* вправо сопровождается перекрытием каналов *1*, в результате чего давление в левой полости цилиндрика *5* повысится и плунжер *10* переместится вправо. Следовательно, плунжер *10* основного распределительного золотника будет повторять движения плунжера *11* вспомогательного золотника.

Дроссель *3*, помимо своего основного назначения — создания перепада давления в полости цилиндрика *5* распределительного золотника, служит также демпфером, препятствующим колебаниям плунжера *10*.

Условие равновесия статических сил, действующих на плунжер *10*, можно представить в виде (давлением $p_{сл}$ в сливной линии цилиндрика *5* пренебрегаем)

$$pf_1 = p_{ред} f_2,$$

где $f_1 = \frac{\pi d^2}{4}$ — эффективная площадь сечения плунжера;

$f_2 = \frac{\pi d_п^2 - d_э^2}{4}$ — площадь сечения левого торца плунжера *10*;

$d_п$ — диаметр плунжера *10*;

$d_э$ — диаметр плунжера *11* вспомогательного золотника;

p — давление жидкости в правой полости цилиндрика *6*;

$p_{ред}$ — редуцированное давление в левой полости цилиндрика *5* основного золотника.

Очевидно, что при $f_2 > f_1$ равенство сил, действующих на плунжер *10*, наступит при условии $p_{ред} = p\frac{f_1}{f_2}$.

При $p_{ред} > p\frac{f_1}{f_2}$ плунжер *10* будет перемещаться вправо и при $p_{ред} < p\frac{f_1}{f_2}$ — влево.

Перемещение плунжера *10* как в том, так и в другом случае будет продолжаться до тех пор, пока редуцированное давление в полости *5*, изменяющееся при смещениях плунжера *10* от плунжера *11* вспомогательного золотника, не достигнет величины, при которой установится равенство

$$p_{ред} = p\frac{f_1}{f_2}.$$

Минимальный размер диаметра плунжера *11* вспомогательного золотника $d_э$ выбирается в зависимости от технологических возможностей его изготовления; практически он обычно равен 2—3 *мм*. Для уменьшения сил трения этого плунжера питание его обычно осуществляется от источника с давлением, пониженным до 3—5 *кГ/см²*.

Благодаря возможности применения в этой схеме вспомогательного золотника с плунжером *11* малого диаметра и низкому давлению жидкости источника питания системы управления усилие, требующееся для перемещения золотника, можно уменьшить (при отсутствии сальника на выходном штоке) до величины, не превышающей нескольких граммов.

ЗОЛОТНИКИ С ПЛОСКИМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

В следящих системах получили распространение золотники с плоским распределительным элементом, принципиальная схема которых была рассмотрена выше (см. рис. 206).

С целью уменьшения сил трения плоский элемент *2* зачастую подвешивают на рычажных подвесках *1* (рис. 273), регулированием длины которых обеспечивают требуемый зазор между этим элементом и корпусом *4*. Подвод жидкости осуществляется через канал *3*.

В рассматриваемых распределителях относительно просто получить требующееся для гидроусилителей нулевое перекрытие.

Конструктивная схема плоского распределителя представлена на рис. 274. Отверстия *1* и *4* в плоском подвижном элементе *2* и неподвижном корпусе *3* обрабатываются (разворачиваются) совместно, после чего в отверстия *4* запрессовываются калиброванные втулки *5*, а отверстия *1* перекрываются в верхней части заглушками *7*. Торцы втулок *5* шлифуются совместно с рабочей поверхностью корпуса *3*. Благодаря совместному разворачиванию отверс-

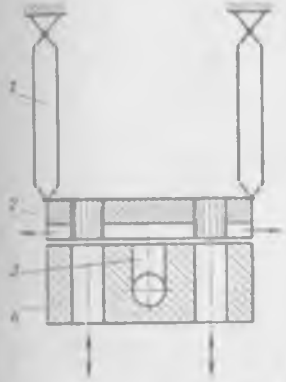


Рис. 273. Схема плоского золотника, установленного на подвесках

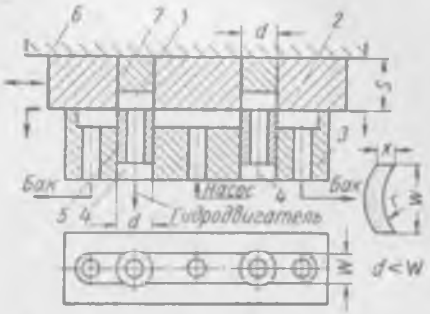


Рис. 274. Схема обеспечения в плоских золотниках нулевого зазора

тий *1* и *4* перекрытие их втулками *5* обеспечивает практически нулевое перекрытие.

На рабочей поверхности корпуса *3* до запрессовки втулок *5* профрезеровывается паз, ширина w которого меньше диаметра d отверстия втулки *5*. Ввиду того, что $w < d$, втулки *5* делят этот паз при нейтральном положении подвижной детали *2* на три изолированные друг от друга камеры, крайние из которых соединены со сливом, а средняя с нагнетательной линией (с насосом). При смещении детали *2* в какую-либо сторону нагнетательная линия соединяется с соответствующей полостью гидродвигателя.

Площади открытия расходных окон (слива и нагнетания) при перемещении золотника образуются двумя дугами круга $d = 2r$ и двумя параллельными прямыми профрезерованного паза шириной w. Требуемый зазор между деталями *2* и *3* достигается либо применением шарнирных подвесок (см. рис. 273), либо обеспечением гарантированного зазора путем качественной обработки сопрягаемых деталей *3*, *2* и *6*.

Применяются также золотники с поворотным плоским распределительным элементом, схема одного из которых показана на рис. 275.

Жидкость подводится из нагнетательной магистрали под давлением $p_н$ к отверстиям *1* и *6* корпуса *b*. В нейтральном положении поворотного плоского элемента *a* эти отверстия перекрываются разделительными перемычками между расходными окнами (отверстиями) *10*, *2* и *5*, *7*, связанными с гидродвигателем. Ширина *s* этих перемычек определяет величину перекрытия: при $s = d$, где d — диаметр питающих отверстий *1* и *6*, перекрытие равно нулю. В рассматриваемом золотнике для увеличения площади каналов и получения равномерного распределения нагрузки на подвижный элемент *2* (повторный) примерно по два окна на каждой стороне.

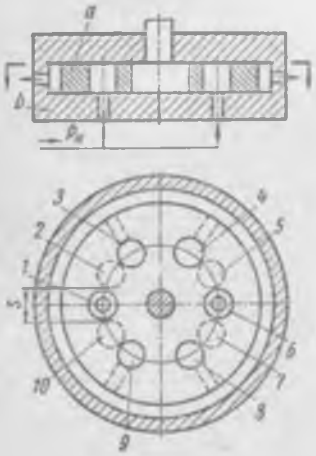


Рис. 275. Схема плоского золотника поворотного типа

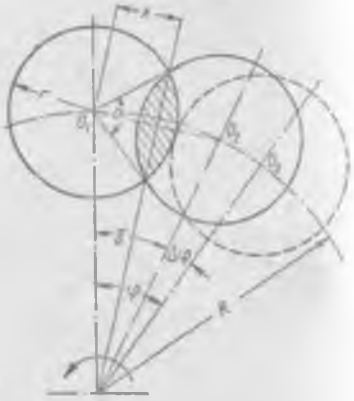


Рис. 276. Расчетная схема плоского золотника поворотного типа

В бак жидкость отводится через отверстия *3*, *4* и *8*, *9*. При повороте приводного валика на некоторый угол отверстия питания *1* и *6* частично совмещаются с той или иной парой окон отверстий *2*, *10* и *5*, *7*, соединенных с полостью гидродвигателя. Площадь открытия окон будет зависеть для данного диаметра отверстий от угла поворота плоского элемента.

Из расчетной схемы последнего золотника, показанной на рис. 276, следует, что эта площадь для положения расходных окон, определяемого углом поворота этого элемента вокруг своей оси, равна сумме площадей двух сегментов.

При условии равенства диаметров отверстий питания (распределительных окон) и при нулевом перекрытии угловой размер между центрами O_1 и O_3 распределительных окон во втулке и в золотнике в момент начала их совмещения (касания) равен φ. При повороте золотника в направлении совмещения окон (в направлении стрелки) на некоторый угол $\Delta\varphi$ угловой размер γ меж-

ду центрами этих отверстий в новом их положении (между центрами O_1 и O_2) будет

$$\gamma = \varphi - \Delta\varphi,$$

где φ — угол между осями поворота золотника и центрами O_1 и O_2 расходных отверстий во втулке золотника в момент их касания.

Расстояние x, равное примерно половине расстояния между центрами O_1 и O_2, и угол α определятся из геометрических соотношений

$$x = R \sin \frac{\gamma}{2} = R \sin \left| \arcsin \frac{r}{R} - \frac{\Delta\varphi}{2} \right|;$$

$$\cos\alpha = (r - x)\frac{1}{r} \text{ или } \alpha = 2 \arccos \frac{x}{r}.$$

Площадь сегмента, образованного дугой окружности окна радиусом r, равная половине площади проходной щели, образованной при повороте на угол $\Delta\varphi$ (при сочетании круглого проходного окна с прямоугольным), определится по выражению

$$f = \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi\alpha}{180} - \sin\alpha\right).$$

Полная площадь открытия золотниковой щели при сочетании двух круглых отверстий равного диаметра

$$f_{зол} = 2f = r^2\left(\frac{\pi\alpha}{180} - \sin\alpha\right).$$

Коэффициент μ для вычисления расхода жидкости через такое отверстие может быть принят равным 0,7—0,75.

УСТРОЙСТВА ТИПА СОПЛО — ЗАСЛОНКА

В следящих системах, в частности в электрогидравлических двухступенчатых системах автоматического управления, применяют в качестве первой ступени усиления устройства типа сопло — заслонка (рис. 277), являющиеся по принципу действия регулируемым дросселем. Устройство состоит в основном из двух деталей — сопла *3*, представляющего собой жиклер, и пластинки (заслонки) *2*, укрепленной на достаточно большом плече, позволяющем считать перемещения ее относительно сопла поступательными. С помощью заслонки *2* можно перекрывать выходное отверстие сопла *3*, регулируя тем самым расход жидкости из него, а следовательно регулируя давление в камере *4*, соединенной с исполнительным гидравлическим двигателем *5*. Для этого на входе в сопло установлен дроссель *1* постоянного сопротивления.

Для питания двух полостей гидродвигателя применяют схему с двумя соплами (рис. 277, *в*), при использовании которой

обеспечивается практически полная разгрузка заслонки от сил скоростного напора струи жидкости.

Распределители этого типа отличаются малыми габаритами и весом и обладают высокой чувствительностью, точностью и быстро-

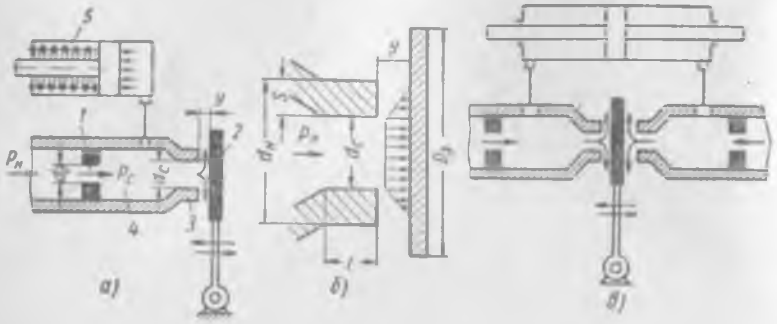


Рис. 277. Схемы систем с соплом — заслонкой

действием, а также простотой изготовления и долговечностью, достигаемой благодаря бесконтактному действию. Кроме того, характеристики его практически не зависят для распространения температур от величины последних.

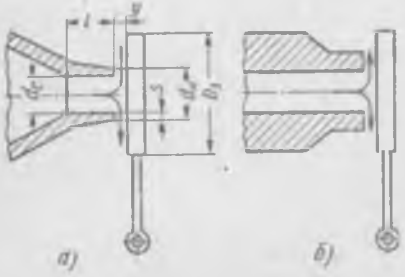


Рис. 278. Форма внешних кромок сопла

Для уменьшения влияния на характеристики распределителя вязкости жидкости применяют сопло с узкими (острыми) внешними кромками (рис. 278, *а*), которое будет иметь преимущества перед соплом, представленным на рис. 278, *б*. Благодаря узким кромкам сопла к нему можно применить законы течения жидкости через отверстие в тонкой стенке (см. стр. 84). Практически ширина $s = \frac{d_н - d_с}{2}$ кромки среза сопла должна быть меньше минимального значения y зазора между срезом сопла и заслонкой $s < y_{min}$. С другой стороны, максимальное значение y_{max} этого зазора должно быть меньше $\frac{d_с}{5}$, где $d_с$ — диаметр отверстия и $d_н$ — наружный диаметр сопла.

Поскольку здесь имеет место кубическая зависимость расхода жидкости от зазора $Q = f(y^3)$, где y — расстояние от среза сопла до заслонки, ничтожное изменение y вызовет значительное изме-

нение давления в камере *4* (рис. 277, *а*), а следовательно, и в рабочей полости гидродвигателя *5*.

Размеры таких устройств невелики: диаметр d_c сопла — порядка 1 *мм* и меньше; диаметр внешней окружности обреза сопла $d_н = (1{,}2—1{,}5)\,d_c$; диаметр заслонки $D_з = (3 \div 4)\,d_c$; длина цилиндрического участка сопла $l = (1 \div 2)\,d_c$ (см. рис. 277, *б*); диаметр отверстия дросселя *1* (см. рис. 277, *а*) $d_0 = 0{,}2 \div 1$ *мм;* площадь отверстия сопла обычно в 2 раза больше площади отверстия дросселя. Диаметр заслонки $D_з < 3d_c$.

Привод заслонки обычно осуществляется с помощью электромагнитных устройств.

Для повышения мощности выходного сигнала при сохранении чувствительности усилителя применяют двухкаскадные устройства с использованием сопла-заслонки в качестве первого каскада

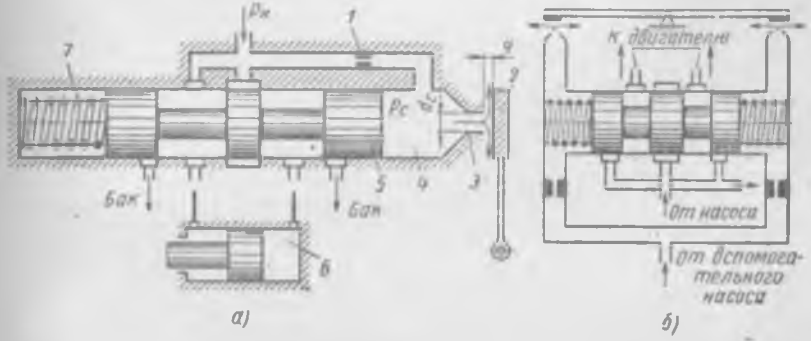


Рис. 279. Схемы систем с двухкаскадным усилителем типа сопло — заслонка

усиления. Принципиальная схема одного из устройств показана на рис. 279, *а*. С камерой *4* этой схемы и соответственно с соплом *3* соединена правая полость основного распределительного золотника большой мощности, плунжер *5* которого находится под действием пружины *7* и давления жидкости в этой камере. При смещении заслонки *2* равновесие сил, действующих на плунжер *5*, нарушится, и он, смещаясь в соответствующую сторону, соединит правую полость силового цилиндра *6* с полостью питания (давление $p_н$) либо с баком.

Усилие, создаваемое давлением жидкости на плунжер *5* золотника, уравновешивается пружиной *7;* перемещение распределительного золотника пропорционально перемещению заслонки (регулируемого дросселя), в результате чего достигается приближенная пропорциональность расхода жидкости через золотник и перемещения заслонки. Для демпфирования автоколебаний применен дроссель *1*.

Очевидно, второй каскад усиления в виде распределительного золотника вводит в систему дополнительную степень свободы и

увеличивает инерционность устройства, что сопровождается увеличением запаздывания. По этой причине в быстродействующих системах целесообразнее, если это возможно, применять однокаскадные устройства, которые при малых ходах заслонки допускают до 30 включений в секунду; время срабатывания при ходе заслонки 1 *мм* не превышает 0,1 *сек*.

Однако при применении однокаскадных устройств ограничен расход жидкости, который в системе с однокаскадным усилением практически не превышает ~5 *л/мин* при давлении 250 *кГ/см*^{2}; расход же жидкости в системе с двухкаскадным усилением при том же давлении равен 25—40 *л/мин*. Кроме того, введение второго каскада позволяет значительно повысить коэффициент усиления по мощности.

Диаметр отверстия сопла первого каскада усиления может быть уменьшен до 0,1—0,15 *мм*, при этом зазор между соплом и заслонкой обычно не превышает ~0,025 *мм*.

Для привода заслонки требуются минимальные усилия, которые могут быть созданы любым задающим устройством — манометром, термометром, центробежным регулятором, напряжением электротока и др.

На рис. 279, *б* показана распространенная схема двухсопловой системы в двухкаскадном исполнении. Следует отметить, что в двухсопловых устройствах для обеспечения одинакового воздействия струи на заслонку необходима идентичность гидравлических характеристик обеих половин устройства.

Для уменьшения усилий, действующих на заслонку, применяют видоизмененные (конусные и пр.) формы поверхности, которыми перекрывается сопло, а также вращающиеся заслонки.

Основные расчеты устройства типа сопло — заслонка

Расход жидкости через сопло-заслонку. В статических условиях (при неподвижном выходе) расход гидравлического двигателя $Q = 0$, в соответствии с чем расходы через дроссели постоянного и регулируемого сопротивления однокаскадного устройства $Q_д = Q_с$ (см. рис. 277, *а*).

Значения $Q_д$ и $Q_с$ могут быть определены по выражениям для истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке [см. также выражение (74)]

$$Q_д = \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_н - p_с)}\,; \qquad (454)$$

$$Q_с = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_с - p_0)}, \qquad (455)$$

где $f_1 = \frac{\pi d_д^2}{4}$ — площадь проходного сечения отверстия дросселя *1* диаметра $d_д$;

$f_2 = \pi d_c y$ — площадь проходного сечения плоской кольцевой щели, образованной срезом сопла по диаметру d_c и заслонкой на выходе во внешнюю среду;

y — расстояние между срезом сопла и заслонкой;

d_c и d_0 — диаметр отверстия сопла и постоянного дросселя;

$p_н$, p_c и p_0 — давление питания (перед дросселем постоянного сопротивления), в междудроссельной камере (перед соплом) и за заслонкой;

g и γ — ускорение силы тяжести и объемный вес жидкости;

μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода дросселя постоянного сечения и щели, образованной срезом сопла и заслонкой.

Коэффициент расхода для дросселя *1* постоянного сечения (сопротивления) может быть принят равным

$$\mu_1 = 0{,}60 \div 0{,}65.$$

Для дросселя переменного сечения (для щели, образованной срезом сопла и заслонкой) коэффициент μ_2 расхода зависит от числа Рейнольдса, однако при некотором большом значении этого числа ($\mathrm{Re} > 400$) он практически стабилизируется на значении $\mu_2 \approx 0{,}62$.

На рис. 280, *а* приведена опытная кривая зависимости коэффициента расхода μ_2 через щель, образованную срезом сопла и заслонкой, от числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{u \cdot 2y}{\nu}$, где u — средняя скорость жидкости в торцовой щели:

$$u = \frac{Q_c}{f} = \frac{Q_c}{\pi d_c y},$$

Q_c — расход через сопло в среду с атмосферным давлением; $f = \pi d_c y$ — площадь кольцевой щели.

Эксперименты проведены на жидкости, плотностью $\rho = 8 \cdot 10^{-5}\ кГ \cdot сек^2/м^4$ и абсолютной вязкостью $\mu = 1{,}35 \cdot 10^{-6}\ кГ \cdot сек/м^2$, давление $p_н$ равно 70—210 $кГ/см^2$.

Из опыта следует, что заслонка дросселирует при условии $y < \frac{d_c}{5}$; для случая $y > \frac{d_c}{5}$ расход обуславливается лишь дросселированием в сопле (давление в камере *4* остается постоянным). Практически максимальный ход заслонки выбирают равным

$$y = \frac{d_c}{4} \div \frac{d_c}{5}.$$

На рис. 280, *б* приведена опытная кривая зависимости отношения $\frac{p_c}{p_н}$ в функции отношения $\frac{y}{d_c}$, характеризующая влияние расстояния y заслонки от выходного отверстия сопла на давление p_c в сопловой камере.

Для ограничения смещения заслонки при нейтральном положении плунжера золотника лимитируют пределы изменения

давления в камере *4*. Обычно принимают среднее давление p_c в этой камере равным $p_c = \frac{p_н}{2}$ и рабочую зону давлений — в интервале $p_c = (0{,}3 \div 0{,}7)\, p_н$.

Наибольшая чувствительность гидроусилителя имеет место при величине зазора между соплом и заслонкой, равной $y = 0{,}577\, q$,

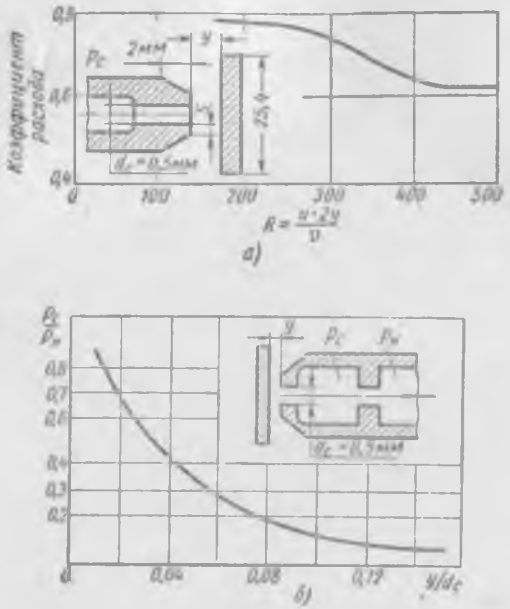


Рис. 280. Характеристики распределителя сопло — заслонка

где q — постоянная усилителя, равная такому зазору между соплом и заслонкой, при котором проходное сечение щели равно проходному сечению постоянного дросселя.

Площадь сечения отверстия сопла *3* (см. рис. 277, *а*) должна более чем в 2 раза превышать площадь входного отверстия постоянного дросселя *1*. Практически отношение этих площадей выбирается равным

$$r = \frac{d_c^2}{d_д^2} = 2{,}2.$$

Для уменьшения влияния на регулирование отверстия сопла *3* сопротивление его должно быть значительно ниже регулируемого гидравлического сопротивления в торцовом зазоре (щели) между срезом сопла и заслонкой.

Для обеспечения этого должно быть соблюдено условие.

$$\frac{f_з}{f_c} < 0{,}25,$$

где $f_c = \frac{\pi d c^2}{4}$ — площадь сечения отверстия сопла;

$f_з = \pi d_c y$ — площадь щели, рассчитанная по боковой поверхности сопла диаметром d_c и высотой y.

При этом условии диапазон перемещения заслонки относительно среза сопла составит

$$0 < y < \frac{d_c}{16}.$$

Длину l втулки сопла и диаметр $D_з$ заслонки (рис. 278, *а*) выбирают равной: $l = d_c$ и $D_з = 3d_c$.

Для повышения чувствительности в некоторых конструкциях применяют осциллирующие движения (вибрации) заслонки с частотой около 50 *гц* и амплитудой 0,01—0,015 *мм*. При этом можно получить малые расходы жидкости через сопло. Так, например, при вибрирующей заслонке был получен (при $p_c = 1$ *кГ/см²*) минимальный стабильный расход жидкости 1,2 *см³/мин* (диаметр сопла 0,5 *мм* и номинальный зазор между соплом и заслонкой 0,01 *мм*).

Силовое воздействие струи. При расчетах рассматриваемых систем следует учитывать неуравновешенность заслонки, обусловленную воздействием на нее струи жидкости, величина которой в ряде случаев может оказаться соизмеримой с усилием, развиваемым элементом, управляющим перемещением заслонки.

Указанное силовое воздействие на заслонку струи жидкости слагается из скоростного напора $\frac{\gamma u^2}{2g}$ и усилия статического давления, распределяемого по заслонке.

Первое слагаемое для распространенных параметров (величин d_c и y) обычно мало, им и можно пренебречь.

Усилие статического давления жидкости на заслонку можно определить при допущении, что давление в зазоре шириной y изменяется по линейному закону.

$$P_з = \frac{\pi d_c^2}{4} \Delta p + \frac{\pi (d_н^2 - d_c^2)}{4} \cdot \frac{\Delta p}{2}, \qquad (456)$$

где Δp — перепад давления на заслонке; при истечении в среду с атмосферным давлением $\Delta p = p_c$;

$d_н$ и d_c — наружный и внутренний диаметры сопла (см. рис. 277, *б*).

При более точных расчетах следует учитывать также усилие гидравлического воздействия струи [см. выражение (113)].

Для уменьшения воздействия давления жидкости на поверхность заслонки, а также для стабилизации этого воздействия при перемещениях заслонки (при изменении y) следует уменьшать

ширину среза сопла $s = \frac{d_н - d_с}{2}$ (см. рис. 278). Это же требование диктуется стремлением уменьшить влияние вязкости жидкости на характеристику системы. Однако при выборе величины s необходимо учитывать возможность деформации кромок силой прижатия заслонки; обычно принимают $d_н = 1{,}2d_с$. Для разгрузки заслонки от статически неуравновешенных сил применяют два сопла (рис. 277, *в* и 279, *б*). В этом случае неуравновешенные усилия на заслонке будут возникать лишь при наличии перепада давлений в соплах, обусловленного перемещением заслонки.

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Входным сигналом системы гидроусилителя могут быть различные физические параметры (механические перемещения, давление жидкости, температура, напряжение электротока, усилие, создаваемое различными приборами, и др.), которые, однако, могут быть приведены к единому сигналу — электрическому напряжению.

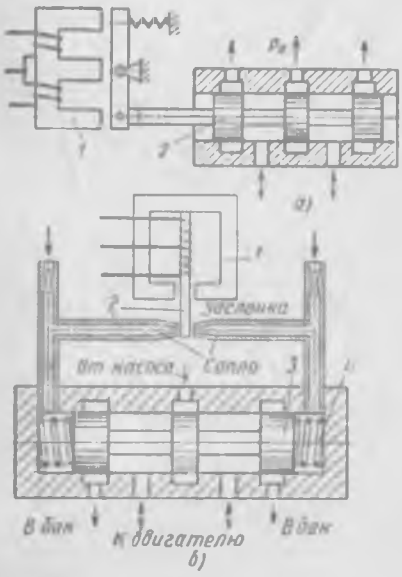


Рис. 281. Схемы одноступенчатого (*а*) и двухступенчатого (*б*) распределителей с электромагнитным приводом

Преимуществом электрического сигнала является простота передачи на расстояние, устранение запаздывания по времени, которое в механических системах обусловлено инерцией передаточных звеньев, и в целом — более быстрая реакция системы на сигналы.

Для преобразования входного электрического сигнала в перемещение гидравлического распределителя применяют одно- (рис. 281, *а*) и двухкаскадные (рис. 281, *б*) преобразующие (распределительные) устройства.

В схеме однокаскадного устройства (рис. 281, *а*) электромагнит *1* перемещает распределительный золотник *2* на величину, пропорциональную изменению электротока. В двухкаскадном же электрогидравлическом устройстве, представленном на рис. 281, *б*, первая ступень усиления выполнена в виде устройства типа сопло — заслонка *2* и вторая ступень усиления — в виде цилиндрического золотника *3*. Управление заслонкой осуществляется с помощью электромагнита *1*, питаемого дифференциальным электротоком.

С помощью заслонки *2* в камерах по левую и правую стороны плунжера *3* второй ступени, удерживаемого в среднем положении центрирующими пружинами *4*, создается перепад давления, используемый для управления этим плунжером.

Сила электротока, требуемая для питания однокаскадного устройства, равна ~40 *ма* и двухкаскадного ~15 *ма*. Мертвый ход (зона нечувствительности) составляет около 0,5 % общего хода плунжера золотника.

Гидроусилитель с подобным управлением имеет высокие динамические характеристики. Так, например, гидроусилители небольшой мощности допускают частоты до 100 *гц*.

ЗОЛОТНИКИ С РЕГУЛИРОВАНИЕМ ПО ДАВЛЕНИЮ

Помимо рассмотренных распределителей, обеспечивающих расход жидкости, пропорциональный входному перемещению при постоянном перепаде давления, применяют распределители, обеспечивающие давление, пропорциональное входному перемещению при постоянном расходе жидкости.

На рис. 282 показана одна из схем устройств, в которой обеспечивается на выходе давление, пропорциональное подводимому на вход электрическому току при постоянном расходе жидкости. Выходным сигналом первой ступени этого устройства является перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, создаваемый смещением заслонки *2* относительно сопел *3*, величина которого, в свою очередь, пропорциональна дифференциальному электротоку, подводимому к электромагниту *1*. Этот перепад давлений действует на разность площадей $(A_2 - A_1)$ плунжера золотника *4*. Перепад рабочего давления Δp_p пропорциональный величине нагрузки гидравлического двигателя, действует на площади A_1 противоположных поясков малого сечения.

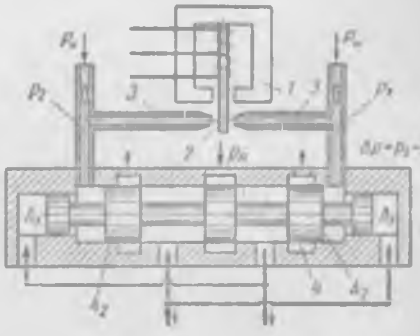


Рис. 282. Распределительное устройство типа сопло — заслонка с регулированием по давлению

Условие равновесия плунжера этого устройства имеет вид

$$A_1 \Delta p_p = \Delta p\,(A_2 - A_1). \qquad (457)$$

Таким образом, при подаче в электромагнит *1* дифференциального электротока плунжер золотника будет перемещаться в соответствующую сторону, пока сила $\Delta p_p A_1$, создаваемая перепадом давления (выходным давлением) в гидродвигателе, не уравновесит силу $\Delta p(A_2 - A_1)$, создаваемую первой ступенью усиления.

ГИДРОУСИЛИТЕЛИ С ЖИДКОСТНОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Применение в гидросистемах механической обратной связи усложняет конструкцию узлов и увеличивает число шарнирных соединений. Ввиду этого во многих случаях имеет преимущество жидкостная обратная связь (рис. 283, *а*), которая позволяет размещать исполнительный гидродвигатель в наиболее рациональном месте. Ручка управления устройства связана с плунжером *1* золотника, корпус *2* которого соединен с поршнем *4* вспомогательного цилиндра *3* системы обратной связи, последовательно включенного в трубопровод, соединяющий основной силовой цилиндр *5* гидроусилителя с золотником. При перемещении плунжера *1* вправо жидкость под давлением поступает в левую полость силового цилиндра *5* усилителя, одновременно из противоположной полости цилиндра *5* вытесняется во вспомогательный цилиндр *3* системы обратной связи равное количество жидкости под низким давлением, в результате поршень *4* и соединенный с ним корпус *2* золотника будут перемещаться в том же направлении, что и плунжер *1* золотника. При остановке плунжера *1* (входного элемента) продолжающий перемещаться поршень силового цилиндра (выходной элемент) через вытесняемую в цилиндр *3* жидкость перекроет расходные окна золотника.

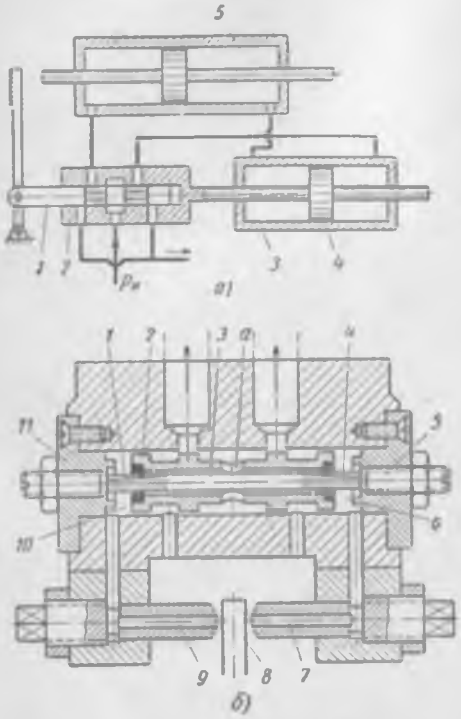


Рис. 283. Схемы распределителей гидроусилителя с гидравлической обратной связью

Из схемы следует, что емкость вспомогательного цилиндра *3*, системы обратной связи должна быть равна емкости силового цилиндра *5*.

Схема гидроусилителя, обратная связь которого осуществляется через жидкостные звенья, представлена также на рис. 283, *б*. Жидкость из напорной магистрали поступает во внутреннюю полость плунжера *2* распределительного золотника, могущего пере-

мещаться на стержне *3*. На поверхности этого стержня выполнены скошенные пазы *1* и *4*, по которым жидкость поступает в камеры *6* и *10* и через них к соплам *7* и *9*, между которыми находится заслонка *8*. При среднем положении заслонки *8* относительно сопел *7* и *9* давления в камерах *6* и *10* будут равны и плунжер *2* установится в среднее положение. При смещении же заслонки *8* в какую-либо сторону равенство давлений в камерах *6* или *10* нарушится, в результате плунжер переместится в соответствующую сторону, уменьшая площадь поперечного сечения одной щели и увеличивая площадь другой.

Регулирование начального положения сопел и распределительного золотника осуществляется упорами *5* и *11*, с помощью которых стержень *3* может быть установлен в требуемом исходном положении.

СИСТЕМЫ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Недостатком систем дроссельного управления является потеря мощности при регулировании расхода дросселированием.

Поэтому получают распространение гидроусилители типа следящего гидропривода с объемным регулированием выходной скорости, осуществляемым изменением производительности насоса, который в этом случае будет работать с переменным давлением и расходом. Поскольку количество рабочей жидкости, подаваемой насосом, определяется требуемой скоростью исполнительного гидродвигателя, а давление — его нагрузкой, мощность источника питания соответствует (без учета потерь) мощности, потребляемой гидродвигателем.

Ввиду этого следящий привод с объемным регулированием обладает высоким коэффициентом полезного действия, большой жесткостью статических характеристик и хорошими динамическими свойствами.

На рис. 284, *а* показана принципиальная схема подобного привода с регулируемым радиально-поршневым насосом. Регулирование расхода насоса и реверс подачи в этом приводе осуществляются перемещением его корпуса *1* относительно неподвижной оси цилиндрового блока *2*, осуществляемым через тягу *9* и рычаг *8*, одна сторона которого связана со штоком *3*, а другая — с тягой *7*, соединенной с входом (ручкой управления). Система снабжена вспомогательным шестеренным насосом *6* подкачки, который через обратные клапаны *4* подает жидкость под давлением 35—40 *кГ/см*^{2} во всасываемую полость насоса *1* и в обе полости цилиндра *5*, поддерживая в нем давление при нулевом расходе насоса и фиксируя тем самым его поршень.

Для уменьшения усилия, необходимого для управления насосом, применяют управление с серводействием (рис. 284, *б*).

Входная тяга *4* приводит в движение золотник *2* вспомогательного гидроусилителя *3*, управляющего узлом регулирования производительности насоса *1*.

Для управления насосом переменной производительности в системах автоматики применяют электрогидравлические устрой-

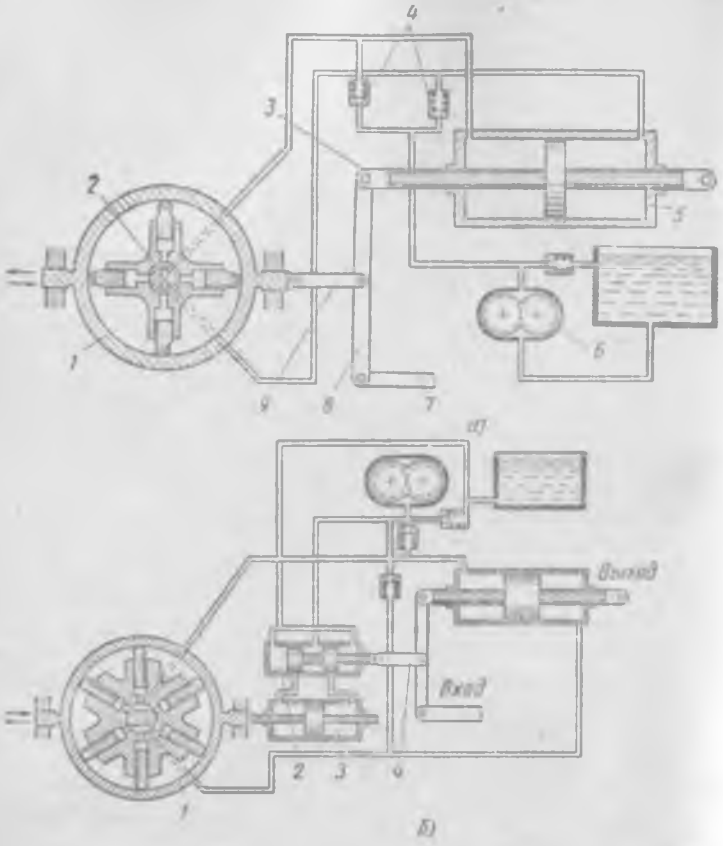


Рис. 284. Схемы гидроусилителей с насосами регулируемой производительности

ства, в которых входным воздействием служит электрический сигнал, преобразуемый в перемещение механизма регулирования производительности насоса.

Таким образом, в зависимости от величины и полярности электрического сигнала рассогласования на входе следящей системы может быть осуществлено бесступенчатое регулирование скорости выхода гидродвигателя и связанной с ним нагрузки. Такие при-

воды обладают высокой чувствительностью и устойчивостью, в них представляется возможным использовать для формирования сложного сигнала управления систему электрических датчиков.

В практике распространены механизмы управления производительностью насоса, имеющие в качестве механического преобразователя реверсивный поворотный электромагнит позиционного типа, воздействующий на двухкаскадное распределительное устройство типа сопло — заслонка с охваченным обратной связью золотником, которое через специальный гидроусилитель преобразует

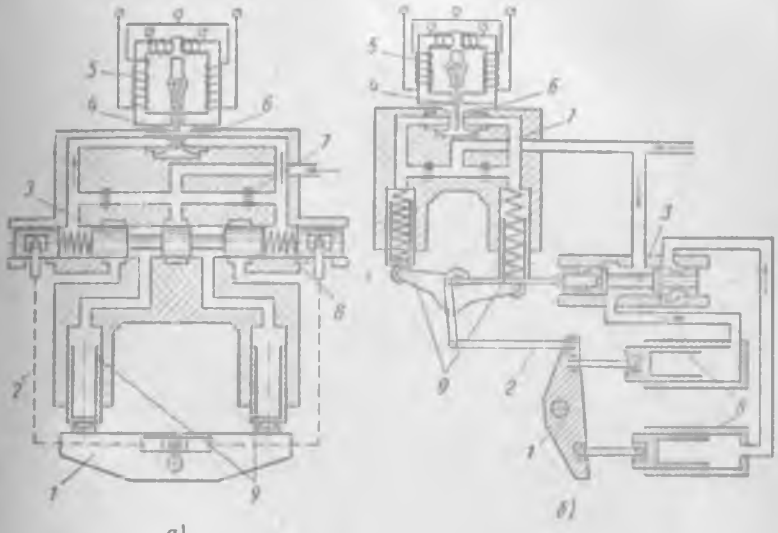


Рис. 285. Механизмы управления насосом гидроусилителя с пружинной (*а*) и жесткой (*б*) обратной связями

угол поворота валика электромагнита в угол поворота люльки (наклонного диска) насоса.

На рис. 285, *а* приведена принципиальная схема подобного механизма с пружинной обратной связью. Поворот люльки *1* аксиально-поршневого насоса осуществляется с помощью двух силовых цилиндров *9*, управляемых с помощью золотника *3*, который, в свою очередь, управляется распределителем типа сопло — заслонка с двумя соплами *6*. Заслонка *4* этого распределителя закреплена на оси поворотного электромагнита *5*, реагирующего на разность (рассогласование) тока в его обмотках.

С люлькой *1* механизма регулирования насоса связаны рычажной передачей *2* плунжеры *7* обратной связи, которые при своем движении через пружины *8* воздействуют на золотник *3*, возвращая его в исходное (нейтральное) положение.

На рис. 285, *б* представлена схема подобного механизма управления с электромагнитом *5* и жесткой (рычажной) обратной связью *2*, в которой при появлении разности давлений в междроссельных камерах *7*, сопел *6*, обусловленных смещением заслонки *4*, приводятся в действие плунжеры *9*, воздействующие на плунжер *3* золотника питания силовых цилиндров *8* механизма поворота люльки *1* насоса.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Под гидроусилителем крутящего момента понимают следящий привод с гидродвигателем поворотного или вращательного действия, соединенным с распределителем (измерителем рассогласования), который обычно выполняется в виде поворотного золотника (крана) с отслеживающей втулкой.

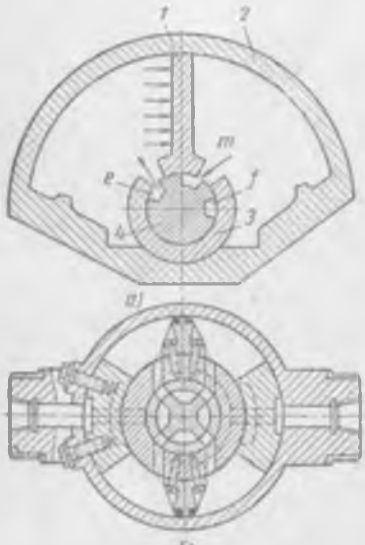


Рис. 286. Схемы гидроусилителей крутящего момента

Подобные гидроусилители преобразуют задающее поворотное или вращательное движение с малым крутящим моментом в синхронное вращательное движение выхода с более высоким крутящим моментом. Коэффициент усиления момента гидроусилителя с гидродвигателем поворотного типа может составить 15 000:1 и для гидроусилителя с гидромотором — 400: 1. Эти гидроусилители широко применяются в различных отраслях техники и в частности для передачи крутящего момента на ходовой винт станков следящего движения, для привода рулей самолетов и пр.

Схема усилителя крутящего момента поворотного типа представлена на рис 286, *а* (см. также рис. 184). Утолщенный конец *3* пластины *1*, связанный с выходным валом гидродвигателя, служит ее осью, а также втулкой распределительного золотника *4* поворотного типа, выполненного в виде пробки, связанной с ручкой управления. Жидкость под давлением подводится в рабочие полости цилиндра *2* через каналы золотника *e* и *f* и отводится через канал *m*. При повороте пробки золотника *4* относительно втулки произойдет рассогласование их положений и жидкость, поступив в соответствующую полость цилиндра, будет поворачивать до устранения рассогласования пластину *1* в направлении движения пробки золотника.

Пробка золотника *4* с отслеживающей втулкой выполняет в этой схеме функции чувствительного элемента, измеряющего рассогласование управляющего (входного) и следящего (выходного) валов. Поскольку втулка золотника жестко связана с валом гидродвигателя, система золотник — гидродвигатель охвачена обратной жесткой связью. Схема усилителя с двухпластинчатым гидродвигателем показана на рис. 286, *б*.

Распределительный золотник часто выполняется также в виде автономного агрегата, связываемого с валом гидродвигателя — моментного гидроцилиндра или гидромотора обратной связью (рис. 287).

Распределитель обычно монтируется в системе так, что рукоятка (рычаг) управления связывается с валиком *4* пробки *3* и вал обратной связи — с валиком *1* втулки *2* распределителя. При повороте пробки *3* открываются соответствующие каналы, служащие для питания гидродвигателя, вращение которого через обратную механическую связь (редуктор) передается втулке *2*, поворачивающейся в ту же сторону, в которую была повернута пробка *3*. При остановке пробки *3* (при прекращении движения управляющей ручки) втулка *2* набегает на нее и перекрывает каналы, по которым подводится жидкость к гидродвигателю и отводится от него.

С целью уменьшения зоны нечувствительности перекрытие выступами пробки *3* каналов во втулке *2* выбирается минимальным (равным 0,05—0,08 *мм*).

На рис. 288, *а* показана схема подсоединения крана в следящей системе с гидравлическим мотором *5*. Вал *4* пробки крана *3* связан с ручкой управления и вал *1* втулки *2* крана — с валом *1* обратной связи, которая в этом случае выполнена в виде червячно-шестеренной передачи.

Распределители этого типа часто размещают непосредственно в корпусе гидромотора вращательного действия. Одна из возможных конструкций распределителей этого типа показана на рис. 288, *б*. Втулка *2* распределителя связана с выходным валом *1*, а поворотный кран (пробка) *3* — с входным валом *4*, в результате выходной вал будет отслеживать движения пробки *3* и входного вала *4*.

САМОТОРМОЗЯЩИЕ (НЕРЕВЕРСИВНЫЕ) СИСТЕМЫ

В случае необходимости обеспечения высокой жесткости [1] и нереверсивности системы с прямолинейным поступательным движением применяют высокооборотные гидромоторы, вращение которых через механические узлы (червячные и винтовые пары) преобразуется в выходное прямолинейное движение.

Жесткость подобной передачи по сравнению с жесткостью передач с силовым цилиндром обусловлена малым объемом сжимаемой

[1] Под жесткостью механизма понимают величину сжатия (просадки) его элементов под действием приложенной нагрузки.

На рис. 285, *б* представлена схема подобного механизма управления с электромагнитом *5* и жесткой (рычажной) обратной связью *2*, в которой при появлении разности давлений в междроссельных камерах *7*, сопел *6*, обусловленных смещением заслонки *4*, приводятся в действие плунжеры *9*, воздействующие на плунжер *3* золотника питания силовых цилиндров *8* механизма поворота люльки *1* насоса.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Под гидроусилителем крутящего момента понимают следящий привод с гидродвигателем поворотного или вращательного действия, соединенным с распределителем (измерителем рассогласования), который обычно выполняется в виде поворотного золотника (крана) с отслеживающей втулкой.

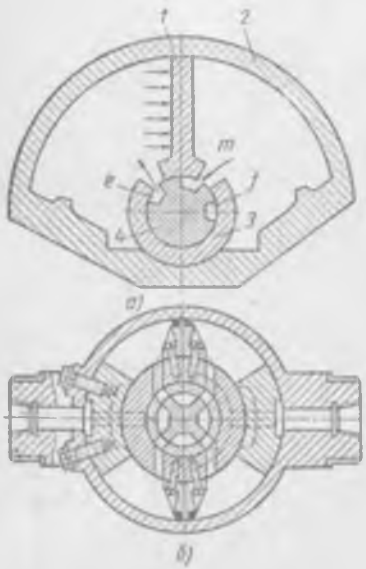


Рис. 286. Схемы гидроусилителей крутящего момента

Подобные гидроусилители преобразуют задающее поворотное или вращательное движение с малым крутящим моментом в синхронное вращательное движение выхода с более высоким крутящим моментом. Коэффициент усиления момента гидроусилителя с гидродвигателем поворотного типа может составить 15 000:1 и для гидроусилителя с гидромотором — 400: 1. Эти гидроусилители широко применяются в различных отраслях техники и в частности для передачи крутящего момента на ходовой винт станков следящего движения, для привода рулей самолетов и пр.

Схема усилителя крутящего момента поворотного типа представлена на рис 286, *а* (см. также рис. 184). Утолщенный конец *3* пластины *1*, связанный с выходным валом гидродвигателя, служит ее осью, а также втулкой распределительного золотника *4* поворотного типа, выполненного в виде пробки, связанной с ручкой управления. Жидкость под давлением подводится в рабочие полости цилиндра *2* через каналы золотника *e* и *f* и отводится через канал *m*. При повороте пробки золотника *4* относительно втулки произойдет рассогласование их положений и жидкость, поступив в соответствующую полость цилиндра, будет поворачивать до устранения рассогласования пластину *1* в направлении движения пробки золотника.

Пробка золотника *4* с отслеживающей втулкой выполняет в этой схеме функции чувствительного элемента, измеряющего рассогласование управляющего (входного) и следящего (выходного) валов. Поскольку втулка золотника жестко связана с валом гидродвигателя, система золотник — гидродвигатель охвачена обратной жесткой связью. Схема усилителя с двухпластинчатым гидродвигателем показана на рис. 286, *б*.

Распределительный золотник часто выполняется также в виде автономного агрегата, связываемого с валом гидродвигателя — моментного гидроцилиндра или гидромотора обратной связью (рис. 287).

Распределитель обычно монтируется в системе так, что рукоятка (рычаг) управления связывается с валиком *4* пробки *3* и вал обратной связи — с валиком *1* втулки *2* распределителя. При повороте пробки *3* открываются соответствующие каналы, служащие для питания гидродвигателя, вращение которого через обратную механическую связь (редуктор) передается втулке *2*, поворачивающейся в ту же сторону, в которую была повернута пробка *3*. При остановке пробки *3* (при прекращении движения управляющей ручки) втулка *2* набегает на нее и перекрывает каналы, по которым подводится жидкость к гидродвигателю и отводится от него.

С целью уменьшения зоны нечувствительности перекрытие выступами пробки *3* каналов во втулке *2* выбирается минимальным (равным 0,05—0,08 *мм*).

На рис. 288, *а* показана схема подсоединения крана в следящей системе с гидравлическим мотором *5*. Вал *4* пробки крана *3* связан с ручкой управления и вал *1* втулки *2* крана — с валом *1* обратной связи, которая в этом случае выполнена в виде червячно-шестеренной передачи.

Распределители этого типа часто размещают непосредственно в корпусе гидромотора вращательного действия. Одна из возможных конструкций распределителей этого типа показана на рис. 288, *б*. Втулка *2* распределителя связана с выходным валом *1*, а поворотный кран (пробка) *3* — с входным валом *4*, в результате выходной вал будет отслеживать движения пробки *3* и входного вала *4*.

САМОТОРМОЗЯЩИЕ (НЕРЕВЕРСИВНЫЕ) СИСТЕМЫ

В случае необходимости обеспечения высокой жесткости [1] и нереверсивности системы с прямолинейным поступательным движением применяют высокооборотные гидромоторы, вращение которых через механические узлы (червячные и винтовые пары) преобразуется в выходное прямолинейное движение.

Жесткость подобной передачи по сравнению с жесткостью передач с силовым цилиндром обусловлена малым объемом сжимаемой

[1] Под жесткостью механизма понимают величину сжатия (просадки) его элементов под действием приложенной нагрузки.

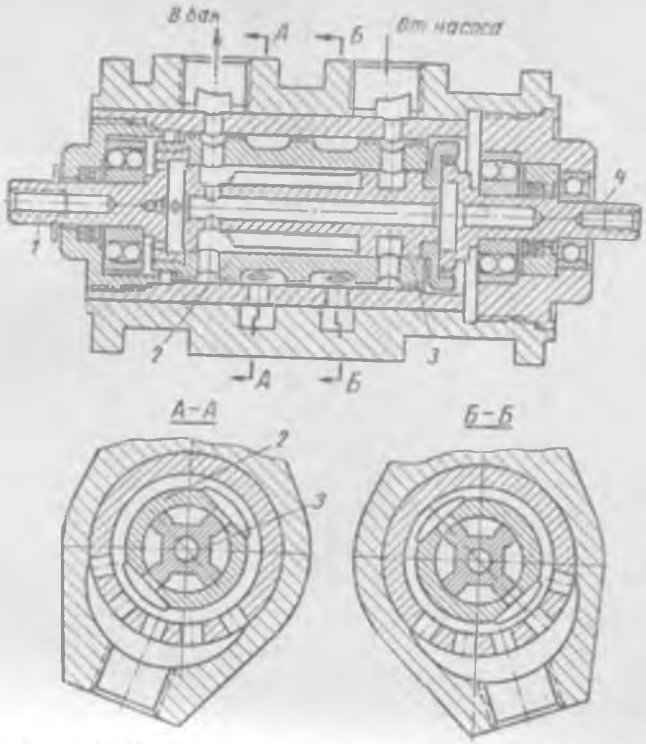


Рис. 287. Крановый распределитель поворотного типа

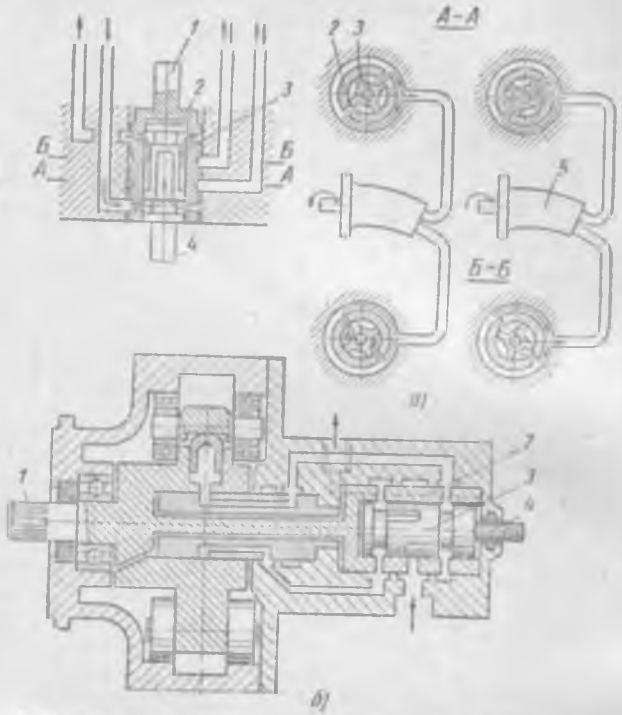


Рис. 288. Гидроусилитель вращательного действия

жидкости. Так, если в силовом цилиндре сжатию при приложении нагрузки подвергается весь объем жидкости, требуемой для выполнения рабочей операции, то в гидромоторе, который совершает для выполнения той же операции много оборотов, сжатию подвергается лишь объем жидкости, находящейся в данный момент в рабочих камерах гидромотора.

На рис. 289, *а* показана одна из схем самотормозящей передачи дроссельного регулирования. Гидромотор *3* приводит во вращение втулку *4* с внутренней нарезкой, в которую входит винт *5*. Распределительный золотник *2* соединен тягой *1* системы обратной связи с ручкой управления. Статическая нереверсивность пере-

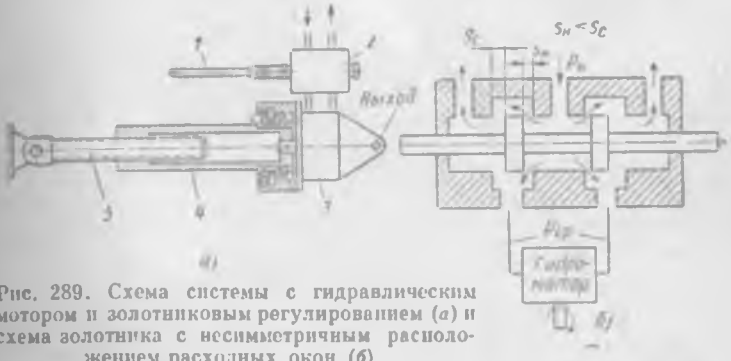


Рис. 289. Схема системы с гидравлическим мотором и золотниковым регулированием (*а*) и схема золотника с несимметричным расположением расходных окон (*б*)

дачи обеспечивается выбором соответствующего угла винта и кинематических характеристик прочих звеньев передачи.

Недостатком систем с гидромоторами является то, что для пуска гидромотора необходимо создать значительное давление, величина которого после страгивания существенно уменьшается. Ввиду этого имеет место скачкообразное движение системы.

Неравномерность движения, наблюдающуюся при пуске гидромотора системы дроссельного регулирования, можно уменьшить применением распределительного золотника с таким отрицательным перекрытием, при котором щели окон $s_н$ со стороны нагнетания при нейтральном положении плунжера были меньше, чем со стороны слива $s_с$ (рис. 289, *б*). В этом случае среднее давление ($p_{ср}$ в полостях гидромотора при нейтральном положении плунжера золотника будет меньше значения $\frac{p_н}{2}$, как это имело место в золотниках с симметричным расположением плунжера (см. стр. 459). Величина среднего давления для этого случая определится выражением

$$p_с = \frac{p_н}{1 + \left(\frac{s_с}{s_н}\right)^2}. \qquad (458)$$

ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ И ТОЧНОСТЬ СЛЕЖЕНИЯ

Одним из основных требований, предъявляемых к гидроусилителям следящего типа, является обеспечение точности и чувствительности, под которыми понимают комплекс качеств, характеризующих их способность воспроизводить с минимальной ошибкой (по времени и пути) перемещения выхода в соответствии с заданным перемещением входа, причем ошибка по времени характеризует быстродействие, а по пути — точность системы. Быстродействие системы характеризуется временем, протекающим от момента подачи на вход сигнала определенной величины до момента достижения выходным сигналом заданной доли (в %) от его окончательного значения.

На рис. 290, *а* приведен график, характеризующий рассматриваемое качество гидроусилителя. График показывает, что перемещение входа (плунжера золотника) на длине пути h_1 от нейтраль-

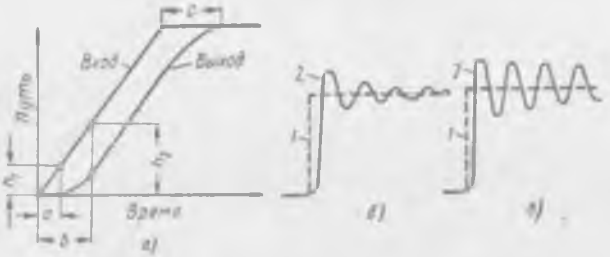


Рис. 290. Графики, характеризующие чувствительность и устойчивость гидроусилителя

ного положения (соответствует отрезку времени от начала движения входа *a*) не сопровождается движением выхода (поршня силового цилиндра), этот путь характеризует зону нечувствительности системы.

При дальнейшем перемещении входа в движение приходит выход, однако скорость его устанавливается лишь после прохождения входом некоторого пути h_2 (соответствует отрезку времени *b*). В равной мере движение выхода в конце рабочего хода прекратится лишь по истечении некоторого времени после остановки входа, характеризуемого отрезком *c*.

Рассмотренное рассогласование в перемещениях входа и выхода (путевая ошибка) определяет ошибку (погрешность) слежения, характеризующую, в свою очередь, чувствительность и точность следящей системы. Эта ошибка зависит от скоростного и силового режима работы гидроусилителя. В частности величина погрешности в статическом режиме определяется величиной пути h_1 перемещения плунжера (входа), который соответствует началу движения выхода.

Величина погрешности слежения в установившемся режиме при нагруженном выходе характеризуется расстоянием (величиной пути) h_2, на которое должен сместиться плунжер золотника (вход) от нейтрального положения в положение, обеспечивающее давление и расход жидкости, требуемые для преодоления нагрузки и развития заданной скорости установившегося движения выхода.

Помимо приведенного, в переходных режимах может произойти дополнительное нарушение точности (увеличение погрешности) вследствие действия сил инерции массы, присоединенной к ведомому звену, для преодоления которых потребуется большее, чем при установившемся режиме движения, открытие проходных окон золотника.

Величина погрешности определяется рядом факторов и в первую очередь передаточным числом кинематической цепи обратной связи, характеризующим отношение смещения плунжера *3* золотника (входа) к смещению поршня *4* гидродвигателя (выхода) при зафиксированной тяге *2* ручки управления (см. рис. 263). Для схемы, изображенной на рис. 263, *а*, значение этого передаточного отношения определится выражением

$$i = \frac{n}{m}$$

и для схемы, представленной на рис. 263, *б*, выражением

$$i = \frac{m}{n}.$$

Поэтому для схемы, показанной на рис. 263, *а*, это число всегда < 1 и для схемы на рис. 263, *б* всегда > 1. Значение этого числа часто принимают если это допускается требованиями устойчивости (см. стр. 490), равным $i = \frac{m}{n} = 5$ и выше.

Помимо этого, погрешность слежения зависит от герметичности системы, величины люфтов в механических ее узлах, нагрузки и скорости выхода, а также от ряда факторов, которые могут влиять на величину зоны нечувствительности (см. стр. 488).

В практике оценку точности и чувствительности гидроусилителя часто производят по отношению установившейся выходной скорости v_n поршня к перемещению x плунжера золотника: $k = \frac{v_n}{x}$ *1/сек*, которое принято называть добротностью следящей системы. В зависимости от назначения и качества гидроусилителя величина k колеблется в пределах 10—125 *1/сек*.

К следящим системам с высокой точностью относятся системы гидрокопировальных устройств металлорежущих станков, точность которых, определяемая в данном случае величиной пути, проходимого распределительным устройством от нейтрального положения до положения, обеспечивающего подвод жидкости в

полости силового цилиндра в количестве, необходимом для начала перемещения его поршня, достигает значения $\pm 0{,}005$ *мм*.

Для линейной следящей системы теоретически представляется возможным уменьшить ошибку на выходе путем увеличения усиления по скорости системы. Однако это увеличение практически лимитируется условиями устойчивости системы (см. стр. 490).

При расчетах времени срабатывания (быстродействия) системы необходимо учитывать приведенную массу жидкости, влияние которой во многих случаях (при длинных трубопроводах и малых их диаметрах) значительно (в 5—6 раз) преобладает над влиянием массы подвижных частей. Увеличение диаметра трубопровода в 2 раза сопровождается уменьшением приведенной массы жидкости в 4 раза.

Приведенная масса жидкости рассчитывается по выражению

$$M_{пр} = m\left(\frac{D}{d}\right)^4,$$

где m — масса жидкости;

D и d — диаметры силового цилиндра и трубопровода.

Зона нечувствительности. Выше было сказано (см. стр. 459), что точность воспроизведения в значительной степени определяется величиной перекрытия плунжером каналов (окон) питания (см. рис. 263 и 264, *а—в*). Значение этого перекрытия в основном определяет величину так называемой «мертвой зоны» или «зоны нечувствительности» гидроусилителя, в пределах которой перемещение плунжера распределительного золотника не вызывает подачи энергии, а следовательно, не сопровождается движением гидродвигателя (силового цилиндра).

Однако величина зоны нечувствительности, а следовательно, и точность системы определяются не только величиной перекрытия, а также люфтами в механизме управления, упругостью элементов системы, нагрузкой гидродвигателя (выхода) и утечками жидкости (негерметичностью). Люфты и упругости в механизме, связывающем ручку управления с золотником, увеличивают зону нечувствительности, поскольку движение задающего устройства (входа) до их выборки не будет сопровождаться подачей в систему энергии. Нагрузка выхода увеличивает зону нечувствительности, поскольку от величины нагрузки зависит перепад давления жидкости в распределителе. Ввиду этого величина открытия нагнетательного окна, необходимая для начала движения поршня силового цилиндра, должна быть, учитывая влияние перетечек жидкости в сливную полость, тем большей, чем большим будет этот перепад давления. В равной мере требуемая величина открытия окна зависит и от утечек жидкости, увеличиваясь с увеличением последних, поскольку для их компенсации требуется дополнительный расход.

В соответствии с этим под мертвой зоной или зоной нечувствительности в общем случае понимается зона, в пределах кото-

рой изменение управляющего сигнала (перемещения входа) не вызывает по каким-либо причинам реакции (движения) исполнительного гидродвигателя.

Минимальное значение зоны нечувствительности в некоторых следящих системах (в следящих приводах металлорежущих станков) доведено до $\pm 0{,}005$ *мм*.

ВЛИЯНИЕ НА ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ

Трение покоя (статическое трение) в золотнике увеличивает зону нечувствительности системы, в результате чего оно может привести к значительному запаздыванию реакции органов управления на командные сигналы.

При известных условиях увеличение сил трения может привести к тому, что слежение на малых скоростях выхода за входным сигналом будет ступенчатым и функционирование следящей системы станет прерывистым.

Для уменьшения трения в распределителях служат средства, указанные на стр. 343, наиболее радикальным из которых является сообщение золотнику возвратно-поступательных или поворотных перемещений небольшой амплитуды и высокой частоты (см. стр. 348). Благодаря снижению трения рассмотренные осциллирующие движения значительно повышают чувствительность следящей системы. При осевых же колебательных перемещениях можно также практически полностью устранить зону нечувствительности и уменьшить резкость реакции системы на рассогласование: кроме того, при известной величине амплитуды колебаний вся гидросистема приходит в возбуждение, благодаря которому уменьшается трение во всех ее элементах.

Не менее важным фактором, влияющим на точность следящей системы, являются люфты в кинематической цепи выхода и входа, вследствие которых понижается ее чувствительность и увеличивается «мертвая зона».

При наличии люфта в цепи выхода движение в начале его выборки будет происходить без нагрузки, в результате включение ее после выборки люфта произойдет ударно.

В равной мере при наличии люфта в цепи входа движение последнего не будет сопровождаться до выборки этого люфта движением выхода, который начнет перемещаться лишь после того, как в ведущем входном звене будет выбран люфт. За этот промежуток времени вход приобретет некоторую скорость, и лишь после выборки люфта вход и выход будут перемещаться вместе.

Аналогичное явление будет наблюдаться и при движении входа в сторону первоначального положения, выход в этом случае начнет перемещаться, как и в первом случае, лишь после прохождения входом некоторого пути, соответствующего величине люфта.

Такое же влияние на точность системы оказывает упругость ее компонентов. Очевидно, что перемещение выхода после начала движения входа начнется лишь после того, как напряжения всех упругих элементов, включая жидкость и трубопроводы, достигнут значения, соответствующего нагрузке выхода.

Учитывая указанное, следует избегать применения в рабочих магистралях гидроусилителя мягких трубопроводов (резиновых шлангов), деформация которых под давлением жидкости равноценна, с точка зрения запаздывания, наличию в цилиндре гидроусилителя воздуха.

На величину ошибки влияет также нарушение герметичности системы. Очевидно, движение выхода при наличии в гидродвигателе утечек жидкости не начнется до тех пор, пока в рабочие его камеры не будет подан объем жидкости, превышающий величину утечек при данном перепаде давления (нагрузке).

УСТОЙЧИВОСТЬ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ

Под устойчивостью гидроусилителя понимают его способность возвращаться в состояние установившегося режима после прекращения действия источника, нарушившего это равновесие.

На рис. 290, *б* и *в* приведены графики, характеризующие устойчивость двух систем, одна из которых имеет высокую (рис. 290, *б*) и другая — низкую устойчивость (рис. 290, *в*). Кривая *1* выражает перемещение входа и кривая *2* — перемещение выхода.

Поскольку вопросам математического описания динамики гидроусилителей посвящен ряд специальных работ, в настоящем разделе будут рассмотрены лишь вопросы механизма явлений.

Установившийся режим может быть нарушен как изменением задающего воздействия (входного параметра), так и внешним возмущающим воздействием (изменением выходного параметра).

На устойчивость влияет кинематика механизма привода распределительного устройства. Так, например, при увеличении передаточного числа $\frac{m}{n}$ дифференциального рычага (см. рис. 263, *б*) вероятность потери устойчивости повышается. Практически приемлемым с точки зрения сохранения устойчивости передаточным числом этого рычага является $i = \frac{m}{n} = 3$.

На устойчивость системы большое влияние оказывает упругость трубопроводов и жидкости, механических связей рабочих органов системы и в частности связей гидродвигателя с нагрузкой, а также упругость тех частей машины, к которым крепятся силовые узлы гидроусилителя. Исследования и опыт показывают, что упругая связь между инерционной нагрузкой и распределителем повышает устойчивость системы. Последнее обусловлено уменьшением действия на обратную связь инерционной нагрузки. Си-

стемы, в которых обратная связь осуществляется непосредственно от нагрузки без упругого элемента, обычно менее устойчивы.

При некоторых условиях внешнего и внутреннего возмущения и при сочетании этих факторов с массовой нагрузкой и упругостью система может вступить в незатухающие колебания с высокими частотами, при которых могут развиться значительные динамические нагрузки. Вероятность подобных динамических нагрузок реальна при резонансных колебаниях, могущих возникнуть при совпадении частот внешних возмущений и собственных колебаний выхода.

Факторы, влияющие на устойчивость. Основными причинами, могущими нарушить устойчивость системы, являются люфты и недостаточная ее жесткость, в особенности при сочетании этих условий с высокой чувствительностью распределительного устройства. Следящая гидросистема будет устойчивой против колебаний, если энергия, рассеиваемая системой при ее колебательных движениях, будет превышать энергию, аккумулируемую при сжатии рабочей жидкости и упругой деформации трубопроводов и прочих механических компонентов системы.

При условии сжимаемости жидкости и деформации трубопроводов жидкость, поступающая от насоса, сжимается в течение части колебательного цикла и расширяет трубопроводы, аккумулируя энергию; в последующую часть колебательного цикла накопленная в жидкости и трубопроводах энергия отдается в систему, добавляется к энергии, поступающей от насоса.

Гидроцилиндр, заполненный жидкостью под некоторым давлением, с перекрытыми каналами входа и выхода можно уподобить пружине, жесткость которой определится в основном сжимаемостью жидкости. Нетрудно видеть, что линейная упругость (просадка) эквивалентной жидкостной пружины будет равна

$$c = \frac{\beta V}{4A^2}, \qquad (459)$$

где c — линейная упругость (в *см/кГ*);

β — коэффициент сжимаемости жидкости;

V — общий объем запертой (блокированной) жидкости в цилиндре;

A — эффективная площадь поршня.

Аналогичное явление «просадки» будет наблюдаться и в схеме с гидродвигателем вращательного движения (гидромотором). Допустим, что золотник герметично перекрывает оба канала заполненного жидкостью гидромотора, связанные с входным и выходным трубопроводами. Если бы жидкость была несжимаемой, то вал гидромотора был бы жестко закреплен (деформацией детали гидромотора и негерметичностью пренебрегаем). Однако поскольку жидкость сжимаема, то вал гидромотора можно будет повернуть на какой-то угол, при этом гидромотор будет действовать как

насос, повышая давление в одной полости и понижая в другой. Момент, необходимый для поворота вала гидромотора, будет пропорционален перепаду давлений в запертых полостях, а угол поворота — изменению объема этих полостей. Принимая, что модуль объемной упругости жидкости является постоянной величиной, можно считать, что вал гидромотора соединен с пружиной постоянной жесткости. Упругость эквивалентной пружины равна для этого случая

$$c_1 = \frac{\beta V}{4q_1^2} = \frac{\pi^2 \beta V}{q_2^2}, \qquad (460)$$

где c_1 — угловая упругость (в *рад/см · кГ*);

q_1 и q_2 — рабочие объемы гидромотора в *см³/рад* и *см³/об*.

При этом мы допускаем, что замкнутые объемы жидкости в противоположных полостях (всасывания и нагнетания) равны между собой.

Очевидно, что в медленно действующих следящих системах влияние упругости жидкости обычно мало. Однако при инерционных нагрузках со значительным трением покоя (к примеру, для привода стола строгального станка) влияние упругости становится заметным и приводит к прерывистому движению выхода. Это обусловлено тем, что через золотник должно пройти некоторое количество жидкости, прежде чем в полостях гидродвигателя будет создан перепад давлений, достаточный для преодоления сил трения покоя и инерции. После этого для движения выхода с нагрузкой требуются ввиду снижения трения меньшие силы, в результате возникает заброс скорости движения, обусловленный отдачей энергии сжатой жидкости. После остановки, которая произойдет при выравненных давлениях в полостях двигателя, трение движения сменяется трением покоя, и цикл повторится.

Поэтому рассмотренный эффект колебаний движения усугубится при применении жидкости с низким модулем упругости и при больших объемах рабочих полостей гидродвигателя. По этой причине часто (в частности в тяжелых станках) силовые цилиндры заменяют гидромоторами, объем полостей которых при той же мощности намного меньше объема цилиндров.

Для гидромоторов (гидродвигателей вращательного движения) важным, с точки зрения рассматриваемого эффекта, является величина вредного пространства $V_в$, под которым понимается разность объема рабочих камер гидромотора (с соединительными каналами) V и рабочего объема q:

$$V_в = V - q.$$

Эта величина обычно характеризуется коэффициентом

$$k_в = \frac{q}{V_в},$$

где q — рабочий объем гидромотора;

$V_в$ — объем вредного пространства.

Лучшие с этой точки зрения гидромоторы аксиально-поршневых типов даже при условии, что соединительные каналы выполнены возможно короткими и малого сечения, имеют $k = 4$, для обычных же гидромоторов значения $k = 6 \div 10$.

Сжимаемость жидкости зависит от количества нерастворенного в ней воздуха, наличие которого может привести к потере системой устойчивости.

Источником возникновения колебаний являются также люфты в звеньях, включаемых в обратную связь (люфты в цепи сочленений от ручки управления до распределительного золотника), которые усиливают колебания, вызванные упругостью рычажной системы и тяг при приложении к ним нагрузки, или сами являются причиной возникновения колебаний.

В частности при наличии люфтов может произойти потеря устойчивости вследствие осевой неуравновешенности золотника, вызываемой гидродинамическим действием потока жидкости (см. стр. 349). Если на входном контуре системы имеется люфт, то плунжер золотника под действием колеблющейся гидродинамической силы будет смещаться в пределах этого люфта, что может при высокой чувствительности (при малых перекрытиях) золотника сопровождаться реверсами потока жидкости и колебаниями гидросистемы.

Влияние гидродинамической неуравновешенности может быть уменьшено увеличением перепада давления жидкости в золотнике при том же рабочем давлении, который обычно доводится при максимальном расходе до 1/3 рабочего давления.

Трение в движущихся узлах, с одной стороны, демпфирует колебания, а с другой — способствует их возникновению, причем поскольку трение влияет на запаздывание системы оно может быть источником ее незатухающих колебаний.

Влияние трения на механизм колебаний в значительной степени обусловлено разницей коэффициентов трения между скользящими поверхностями в состоянии покоя и движения. При трогании механизма с места преодолевается трение покоя, в результате происходит накопление в упругих звеньях системы энергии; после смещения системы с места коэффициент трения понижается и накопленная в упругих звеньях энергия освобождается, в результате скорость возрастает скачком.

Одновременно с этим сила трения изменяет знак при изменении направления движения и тем самым противодействует возникновению незатухающих колебаний системы.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ

Наиболее простым способом повышения устойчивости гидроусилителя является увеличение зоны нечувствительности (см. стр. 488) и уменьшение усиления системы по скорости. Однако этот способ ухудшает качество гидроусилителя по

быстродействию и точности. Из изложенного выше (см. стр. 459) следует, что повышение чувствительности и точности системы достигается в основном применением золотника с минимальным перекрытием, который к тому же должен обеспечивать при малом ходе достаточно большие проходные сечения для жидкости, тогда как для повышения устойчивости системы против колебаний величины перекрытий следует увеличивать, а проходные сечения уменьшать. Иначе говоря, точность воспроизведения и устойчивость следящего привода взаимно связаны, причем выбор параметров привода с более высокой точностью воспроизведения приводит к ухудшению устойчивости.

Для повышения устойчивости необходимо тщательно балансировать быстро вращающиеся детали и повышать их жесткость, а также избегать совпадения периода собственных колебаний деталей и узлов системы с периодом возмущающих импульсов. Как правило, следует стремиться к уменьшению массы исполнительных органов.

Фактором, стабилизирующим систему, является ее негерметичность, поэтому для повышения устойчивости часто вводят искусственные утечки, которые рассеивают часть энергии системы при колебаниях. Демпфирующие свойства утечек обусловлены тем, что с повышением их увеличивается зона нечувствительности (см. стр. 488). Однако введение в систему гидроусилителя искусственной утечки жидкости повышает влияние на скоростные характеристики нагрузки выхода, т. е. снижает жесткость характеристики системы. В соответствии с этим введение утечек сопровождается повышением погрешности (ухудшением точности воспроизведения) и в особенности при колеблющихся по величине нагрузках и малых скоростях движения системы. Ввиду этого применение утечек для повышения устойчивости системы можно рекомендовать лишь для приводов с высокими скоростями и стабильными нагрузками выхода.

Искусственную утечку жидкости в цилиндре обычно создают шунтированием через сопротивление (дроссель) полостей цилиндра, для чего в его поршне обычно выполняется отверстие диаметром 0,5—2 *мм* (рис. 291, *а*). Это отверстие должно быть таким, чтобы обеспечивалось стабильное сопротивление при изменении вязкости жидкости вследствие изменения ее температуры. Как известно, преимущества имеют дроссели диафрагменного типа (см. рис. 36, *а*).

Для стабилизации утечкой не рекомендуется использовать зазоры, обусловленные производственными допусками на изготовление деталей, поскольку они могут значительно колебаться для разных экземпляров одного и того же изделия.

Фактором, демпфирующим систему и повышающим ее устойчивость, является сопротивление трубопроводов и местные сопротивления, причем в системах с нулевым и положительным пере-

крытиями золотника сопротивления демпфируют систему независимо от места их включения, а в системах с отрицательным перекрытием демпфирующее действие оказывают лишь сопротивления в трубопроводах, соединяющих золотник с цилиндром,

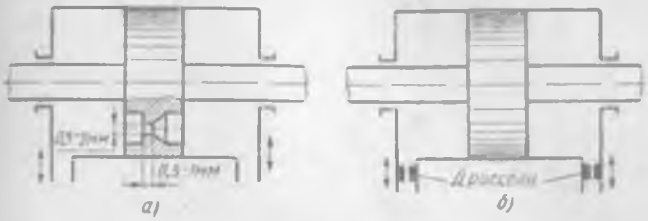


Рис. 291. Схема демпфирования колебания искусственными утечками жидкости и применением сопротивлений

сопротивления же во входном и сливном его трубопроводах на устойчивость системы влияния практически не оказывают, а лишь вызывают потерю давления.

Демпфирование сопротивлением осуществляется путем установки дросселей на входе или на выходе жидкости из силового цилиндра или одновременно на входе и выходе (рис. 291, *б*).

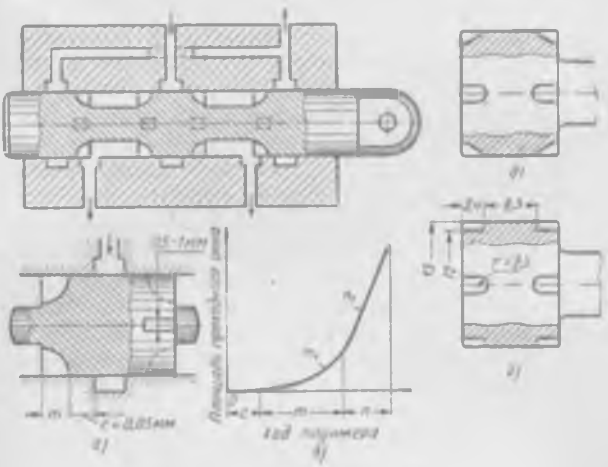


Рис. 292. Золотники со ступенчатым сечением проходных окон

Золотники со ступенчатыми проходными окнами. Распространенным способом повышения устойчивости системы является применение золотников со ступенчатым сечением проходных окон (рис. 292, *а*). Для этих золотников характерен перелом в статической характеристике расхода в зависимости от перемещения

плунжера (рис. 292, *б*), причем на первой части его пути окна обычно выполняют с переменным по ходу плунжера сопротивлением. Ступенчатость достигается тем, что подвод жидкости в начале движения плунжера осуществляется не по всему периметру окружности плунжера золотника, а лишь по части его — через узкие продольные каналы на поясках плунжера. Наиболее простой формой подобного канала является узкий паз (щель) переменной глубины. Практически проходное сечение на части длины m хода золотника (примерно 0,2--0,5 *мм* от нейтральной линии) выполняют в виде двух или четырех узких дуговых пазов, имеющих переменное сечение по ходу плунжера.

График изменения сечения щели по ходу плунжера, показывающий излом кривой характеристики системы, показан на рис. 292, *б*. В первой части хода плунжера после прохода им мертвой зоны c увеличение сечения щели на длине m будет протекать по кривой m_1 и далее на участке n — по кривой n_1. Благодаря значительному дросселированию жидкости в подобном золотнике при подходе его плунжера к нейтральному положению, а следовательно, благодаря замедлению при этом скорости движения силового поршня и демпфированию подводимой энергии устойчивость гидроусилителя можно значительно повысить.

В практике указанные пазы на плунжере золотника обычно выполняют сходящимися на нет по дуге круга (см. рис. 292, *а*) или в виде фасок (см. рис. 292, *в*). Однако опыты показали, что при выполнении трудно обеспечить строгую идентичность диаметрально расположенных пазов, в результате возникают неуравновешенные радиальные силы давления жидкости на плунжер, повышающий его трение. Кроме того, подобный профиль пазов способствует попаданию (затягиванию) в радиальный зазор твердых частиц загрязнителя, что так же повышает трение.

Вследствие этого пазы целесообразно выполнять постоянной глубины (без схода на нет) при применении которых затруднено попадание твердых частиц загрязнителя в зазор (рис. 292, *г*). Кроме того, при этом упрощается задача обеспечения строгой идентичности лысок, а также в какой-то мере вступает в действие рассмотренный выше центрирующий эффект гидростатической разгрузки от радиальных сил (см. стр. 347).

При выполнении пазов размер перекрытия выбирают столь малым (0,05 *мм* и менее), насколько это позволяют технологические возможности.

Применение золотников со ступенчатыми проходными окнами допустимо лишь в том случае, если это не внесет в характеристику конкретного гидроусилителя каких-либо ограничений, в частности не вызовет снижения быстродействия.

Устойчивость системы можно повысить также небольшим предварением впуска жидкости в цилиндр перед выпуском, которое сказывается на работе гидроусилителя благодаря буфер-

ному действию (противодавлению) отводимой жидкости. Последнее достигается путем введения соответствующей асимметричности в расположение окон питания золотника.

Демпфирование энергии колебаний. Наиболее радикальным способом гашения колебаний является применение демпферов гидравлического сопротивления, с помощью которых кинетическая энергия колебаний рассеивается в виде тепла. Очевидно, что система будет устойчивой против колебаний, если энергия, рассеиваемая демпфером при колебательных движениях, будет превышать энергию, потенцированную при упругих деформациях компонентов гидросистемы.

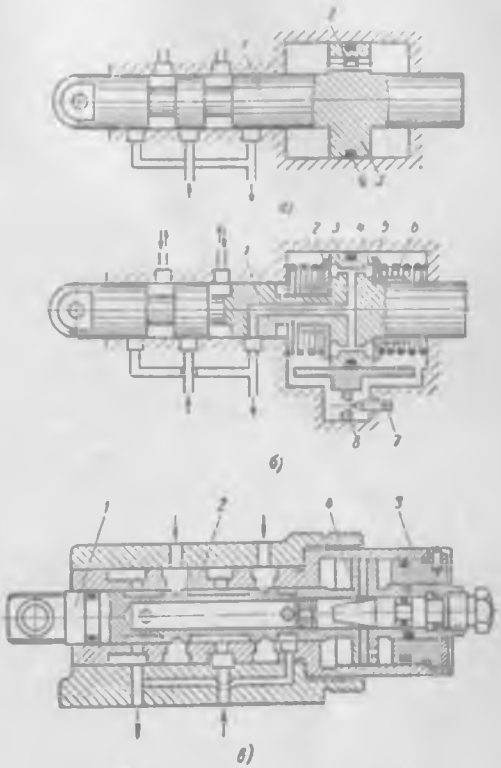


Рис. 293. Схемы золотниковых распределителей с демпфером

Демпфер устанавливают в колебательной системе между любыми двумя перемещающимися одна относительно другой точками (обычно между перемещающейся частью распределительного устройства и его корпусом). В системах с золотниковым распределителем демпфер обычно соединяется с плунжером, а втулка демпфера — с корпусом распределителя.

Демпфирование начинается при некотором изменении величины ошибки (рассогласования), причем у гидравлического демпфера тормозное сопротивление является функцией скорости нарастания ошибки.

Демпфер обычно представляет собой цилиндр, поршень *3* которого (рис. 293, *а*) связан с плунжером *1* золотника. В поршне выполнено дроссельное отверстие *2*. При перемещениях поршня жидкость вытесняется им через отверстие *2* и радиальную щель между поршнем и цилиндром из одной его полости в другую. Поскольку сопротивление этой щели в значительной степени

[illegible] от вязкости жидкости и эксцентричности размещения поршня в цилиндре, необходимо для повышения стабильности действия демпфера устранять перетекание жидкости через щель. Для этого поршень *3* обычно герметизируется в цилиндре с помощью уплотнительного металлического кольца *4*.

Сечение дроссельного отверстия *2* в поршне *3* демпфера подбирается таким, чтобы демпфирование, с одной стороны, не увеличивало усилий, необходимых для рабочих перемещений плунжера, а с другой стороны, чтобы при скоростных вибрационных его перемещениях создавалось демпфирование, способное погасить силу, возбуждающую колебания. Так, при диаметре поршня *3* демпфера, равном 30—40 *мм*, диаметр отверстия *2* обычно составляет 0,5—0,8 *мм*.

Для надежного заполнения жидкостью рабочих полостей демпфера при его колебаниях применяют демпферы с двумя пластинчатыми клапанами *2* и *5* (рис. 293, *б*), нагруженными слабыми пружинами *6*. При перемещениях поршня *3* один из клапанов закрывает проточку *4*, в результате чего вытесняемая этим поршнем жидкость проходит через дроссель *8*, а другой клапан, преодолев под действием сливного давления усилие пружины *6*, открывает противоположную проточку и дает возможность жидкости заполнить камеру демпфера. Регулирование сопротивления осуществляется с помощью дроссельной иглы *7*.

Конструктивная схема золотника с демпфером иного варианта показана на рис. 293, *в*. Втулка *2* золотника выполнена как одно целое с цилиндром *3* демпфера, а плунжер *1* — с поршнем демпфера. Для регулирования сопротивления применен игольчатый вентиль *4*.

Расчет гидравлического демпфера сводится в основном к определению сопротивления течению жидкости, проталкиваемой поршнем демпфера через дроссельные каналы. Перепад давления Δp в полостях цилиндра демпфера, создаваемый сопротивлением дроссельного отверстия, выполненного в тонкой стенке (рис. 293, *а*), и расход Q жидкости через него связаны зависимостью [см. выражение (74)]

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\gamma}}.$$

Коэффициент расхода для круглого отверстия в тонкой стенке поршня можно принять $\mu = 0{,}62$.

Принимая во внимание, что указанный расход равен, при условии отсутствия утечек жидкости через зазор между поршнем и цилиндром, объему, описываемому поршнем демпфера, $Q = vF$, где v и F — скорость перемещения и площадь поршня демпфера, можем написать

$$Q = Fv = \mu f \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\gamma}} \qquad (461)$$

или

$$\Delta p = \frac{\gamma}{2g\mu^2} \cdot \frac{F v^2}{f^2}. \qquad (462)$$

Величины параметров F, v, f и Δp подбирают так, чтобы усилие $P = F\Delta p$, необходимое для перемещения поршня демпфера при требуемой максимальной рабочей его скорости v, не превышало заданных значений.

В том случае, когда демпфер не имеет уплотнительного кольца 4 (см. рис. 293, *в*), следует учитывать перетекание (расход) жидкости через радиальный зазор (щель) между поршнем и цилиндром демпфера.

Расчет демпфера в этом случае рекомендуется проводить в следующем порядке. Сначала следует вычислить [по выражению (90) — для эксцентричной щели] расход жидкости $Q_{щ}$ при заданном перепаде давления Δp через радиальную щель. Вычитая этот расход из объема $Q = vF$, описываемого поршнем демпфера при заданной его скорости [см. выражение (461)], определяют объем, который должен быть вытеснен за то же время при заданном перепаде давления Δp через дроссельное отверстие:

$$Q_1 = Q - Q_{щ} = vF - Q_{щ}.$$

При этом расходе площадь дроссельного отверстия для обеспечения требуемого перепада давления должна быть равна [см. выражение (461)]

$$f = \frac{Q_1}{\mu\sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2g}{\gamma}}} = \frac{vF_1 - Q_{щ}}{\mu\sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2h}{\gamma}}}. \qquad (463)$$

В том случае, когда расход жидкости $Q_{щ}$ через радиальную щель при заданном перепаде давления, вычисленный по выражению (90), будет больше значения $Q = vF$, т. е. когда демпфер не обеспечивает заданного сопротивления даже без дополнительного дроссельного отверстия, необходимо уменьшить радиальные зазоры в поршневой паре демпфера или увеличить диаметр его поршня.

Поскольку расход демпфера ($Q = vF$) изменяется прямо пропорционально квадрату диаметра поршня, в то время как периметр радиальной щели (длина средней окружности щели) увеличивается пропорционально первой степени этого диаметра, а перепад давления при всех прочих равных условиях изменяется обратно пропорционально квадрату диаметра поршня, то изменением величины последнего можно регулировать соотношение рабочих параметров демпфера. С точки зрения надежности и стабильности демпфирования целесообразно максимально увеличивать площадь F поршня с одновременным уменьшением сечения отверстия f дросселя, минимальное значение диаметра которого, однако, должно быть не меньше 0,3—0,5 *мм*.

СТАБИЛИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ВВЕДЕНИЕМ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Стабилизация системы с помощью введения искусственной утечки жидкости связана с дополнительным ее расходом, а демпфирование ограничивает быстродействие системы. Поэтому часто применяют стабилизацию путем введения в систему дополнительной обратной связи.

Наиболее простой схемой подобной связи применительно к однокаскадной системе является схема, в цепь управления которой введен дополнительный элемент в виде подпружиненного поршня *1* (рис. 294, *а*). Этот поршень корректирует с помощью дифференциального рычага *3* перемещение плунжера *2* золотника примерно пропорционально его ускорению, в результате открытие плун-



Рис. 294. Схемы гидроусилителей с корректорами для стабилизации скорости движения

жера золотника *2* корректируется в зависимости от значения первой производной рассогласования по времени.

На рис. 294, *б* приведена схема двухкаскадного гидроусилителя, в которой пропорциональное управление по рассогласованию корректируется в целях повышения устойчивости управлением по первой его производной (по скорости изменения рассогласования).

В этой схеме основной распределительный золотник *1*, питающий силовой цилиндр *10* гидроусилителя, приводится в движение с помощью поршня вспомогательного силового цилиндра *2*, ко-

торый, в свою очередь, питается от вспомогательного золотника *6*, связанного рычагом *5* с входом.

Корректирование управления по производной осуществляется следующим образом. Поршневой шток цилиндра *2*, связанный с золотником *1*, несет на себе поршень *8* цилиндра *9* демпфера, который связан, в свою очередь, с рычагом *5* обратной связи, но имеет возможность осуществлять осевое перемещение, от которого он удерживается пружиной *4*. Перемещение входа (вспомогательного золотника *6*) вызывает перемещение поршня *7* цилиндра *2*, а вместе с ним и поршня *8* цилиндра *9* демпфера. Однако для перемещения поршня *8* необходимо вытеснить из цилиндра демпфера через дроссель *3* жидкость из соответствующей его полости. В результате при резком перемещении поршня *8*, к примеру вправо, цилиндр *9* в первое мгновение будет перемещаться вместе с этим поршнем, сжимая пружину *4* и тем самым изменяя с помощью рычага *5* открытие окон золотника *6*, благодаря чему происходит корректирование положения распределительного золотника *1* в соответствии с входным сигналом.

После того как изменение рассогласования прекратится, пружина *4*, вытеснив жидкость из правой полости цилиндра *9*, возвратит его по прекращении изменения рассогласования в исходное положение. В результате вспомогательный золотник *6*, а следовательно, и основной распределительный золотник *1* займут заданные положения.

При правильном подборе характеристик пружины и демпфера последний при нарушении синхронности движений входа и выхода будет соответствующим образом воздействовать на вспомогательный золотник *6*, способствуя стабилизации системы.

На рис. 294, *в* приведена схема двухкаскадного усилителя с золотником и сопло-заслонкой. Данная схема отличается от рассмотренной лишь тем, что первый каскад усиления выполнен в ней в виде сопло-заслонки *а*.

СТРУЙНЫЕ УСИЛИТЕЛИ

В современной технике, и в частности в автоматике и в системах гидравлического управления (см. стр. 505), а также в испытательных установках нашли применение струйные усилители (устройства), в которых используется эффект взаимодействия потоков жидкости. Эти устройства обладают рядом качеств, позволяющих применение их в тяжелых условиях работы.

Благодаря отсутствию в струйных устройствах подвижных частей представляется возможным изготовлять их из материалов, обеспечивающих работу в таких специфических условиях, как очень высокие (1 000°) и низкие (—196° С) температуры, ядерные излучения, агрессивные среды, вибрации и перегрузки. Рабочими веществами могут быть как жидкости, так и газы любой

агрессивности, причем устройства, спроектированные для работы на газах, могут использоваться также для работы на жидкостях.

По быстродействию струйные устройства превосходят все существующие механические устройства подобного типа. Частота импульсов при выполнении операций струйными системами изменяется от нескольких сот до 1 000—2 000 *гц*; максимальная скорость переключения газовых струйных усилительных элементов лежит обычно в области нескольких *кгц*. При работе на жидкостях (воде) быстродействие струйных элементов примерно на порядок ниже, чем при работе на воздухе, однако находится на уровне, удовлетворяющем требованиям практики. Самые низкочастотные промышленные пневматические генераторы обеспечивают частоты $2 \cdot 10^{1}$ *гц* и высокочастотные — $1 \cdot 10^{5}$ *гц*. Жидкостные генераторы работают в диапазоне частот от $1{,}5 \cdot 10^{2}$ до $5{,}5 \cdot 10^{3}$ *гц*.



Рис. 295. Принципиальная схема струйного устройства и характеристика устройства пропорционального типа

Преимуществом струйных устройств является простота изготовления, низкая стоимость, долговечность и способность работать в разнообразных условиях внешней среды. Срок службы этих усилителей практически неограничен.

Конструктивно струйный усилительный элемент (рис. 295, *а*) состоит из канала *а* питания и двух каналов b_1 и b_2 управления, а также зоны взаимодействия струи *о* и двух выходных каналов c_1 и c_2, связанных с нагрузкой. В зависимости от геометрических форм струйный элемент может выполнять непрерывные (устройства пропорционального действия) или дискретные (двухстабильные устройства) операции.

Струйный усилитель пропорционального действия

В усилителе пропорционального действия струя, вытекающая из канала питания *а*, делится при отсутствии управляющих сигналов, подаваемых по каналам b_1 и b_2, поровну между выходными каналами c_1 и c_2. При подаче же в один из каналов b_1 или b_2 управ-

ляющего сигнала питающая струя отклонится в сторону, противоположную этому каналу, в результате мощность на выходе со стороны отклоненной струи превысит мощность на противоположном выходе. Зависимость выходного давления от дифференциального давления управления приведена на рис. 295, *б*.

Характеристики такого усилителя зависят от геометрических форм и от физических процессов перемешивания и обмена количества движения взаимодействующих струй (потоков).

Отклонение струи осуществляют различными способами и в частности с помощью управляющего потока (струи), подаваемого через управляющие каналы b_1 и b_2 перпендикулярно оси сопла a или путем поворота этого сопла.

Для уменьшения чувствительности устройства к изменениям сопротивления нагрузки в боковых стенках камеры o выполняют каналы d_1 и d_2, соединенные с атмосферой. Когда нагрузочные каналы c_1 и c_2 полностью перекрыты, поток через эти отверстия может вытекать в атмосферу.

Обозначим через $M_1 = \rho u_1^2 \omega$ количество движения струи жидкости сечением ω и плотностью ρ, вытекающей из сопла a со скоростью u_1. Пусть управляющая струя с количеством движения M_2 направлена под прямым углом к питающей струе с количеством движения M_1, значительно превышающим M_2. Согласно теореме о сохранении количества движения питающая струя под действием на нее управляющей струи отклонится на угол

$$\theta = \operatorname{arctg}\left(\frac{M_2}{M_1}\right).$$

Если соосно с питающим каналом поставить приемный, то при нулевом управляющем сигнале питающая струя попадет в этот канал. При возрастании управляющей струи питающая струя будет отклоняться, и по мере повышения управляющего давления все меньшая часть питающего потока будет попадать в приемный канал. Опыт и расчет показывают, что незначительное отклонение управляющей струи (потока) вызывает значительные изменения в разности расходов через выходные (приемные) каналы усилителя.

Следует отметить, что геометрия камеры пропорционального усилителя, в которой взаимодействуют управляющие и питающий потоки, должна быть выполнена таким образом, чтобы поток питания не подвергался воздействию ее стенок (см. стр. 509).

Коэффициент усиления струйного пропорционального усилителя, работающего по принципу отклонения струи, определяется как отношение изменения выходной величины к соответствующему изменению входной величины. Путем последовательного соединения струйных элементов коэффициент усиления можно повысить до требуемого значения. В системах управления часто применяется цепочка из шести и более последовательно соединенных

усилителей этого типа. В одном каскаде усилителей с взаимодействием потоков достигаются коэффициенты усиления по мощности порядка 10 и коэффициенты усиления по давлению от 5 до 7.

Исследования показали, что при соосном расположении камер (рис. 296, *а*) и соответствующем конструктивном выполнении питающего *а* и приемного *b* сопел потери передаваемой энергии составляют (при управляющем давлении $p_{упр} = 0$) относительно небольшую величину. Так, при подводимом давлении $p_1 = 100$ *кГ/см²* потери давления при расстоянии h между срезами указанных сопел 3—5 *мм* не превышали 3—4 *кГ/см²* (испытания проведены на жидкости АМГ-10 с соплами, диаметр среза которых составлял: питающего — 1 *мм* и приемного — 1,5 *мм*).



Рис. 296. Схема (*а*) и характеристики (*б* и *в*) опытного образца струйного устройства

Потери давления зависят от расстояния между срезами сопел. На рис. 296, *б* приведены кривые зависимости выходного давления p_2 от входного p_1 для различных значений расстояния h между соплами. Минимальные потери энергии при течении жидкости в конически сужающемся канале (конфузорном сопле) имеют место при углах конусности порядка $\alpha_1 = 13 \div 15°$ и в расходящемся — при $\alpha_2 = 6 \div 8°$. Чистота поверхности канала должна быть не ниже 7-го класса.

На рис. 296, *в* приведены опытные кривые (сплошные линии) расхода жидкости на выходе из приемного сопла *b* в зависимости от давления p_2 нагрузки для различных значений подводимого давления p_1 при расстоянии между срезами сопел $h = 6$ *мм*.

В соответствии с изменением расхода, обусловленным изменением нагрузки (давления p_2), будет изменяться также и мощ-

ность, достигая максимального значения при определенном значении нагрузки. Кривые указанной зависимости мощности в функции давления (нагрузки) p_2 для рассматриваемых условий приведены на рис. 296, *в* пунктирными линиями.

С увеличением расстояния между соплами нелинейность расхода в функции нагрузки повышается, причем характер изменения аналогичен нелинейности, имеющей место при проливке при переменном перепаде давления дросселей постоянного сечения. Очевидно, если приемное сопло нагрузить гидравлическим двигателем (силовым цилиндром), то зависимость выходной скорости последнего будет иметь вид этих кривых.

Рассматриваемые устройства пропорционального действия широко применяют в гидропневмоавтоматике, а также в качестве

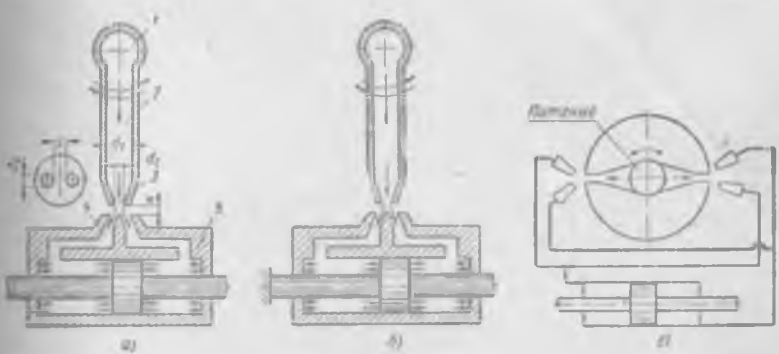


Рис. 297. Схемы систем со струйной трубкой

распределительных устройств в гидравлических усилителях следящего типа и пр. Отклонение струи осуществляют в последнем случае (рис. 297, *а*) путем поворота питающего сопла (трубки) *2*, через которое подводится жидкость (питающий поток) к приемным каналам (отверстиям) *4* силового цилиндра *5*. Трубка *2* шарнирным концом *1* соединена с источником питания системы жидкостью, которая при выходе из сопла *3* поступает в два расположенных рядом приемных канала *4* распределительного блока силового цилиндра *5*, каждое из которых соединено с соответствующими полостями последнего. Кинетическая энергия струи жидкости на выходе из трубки преобразуется в удельную энергию давления в полостях силового цилиндра *5*.

Если сопло струйной трубки расположено симметрично относительно каналов отверстий *4*, то давления в обеих полостях цилиндра *5* будут равны и его поршень будет находиться в покое. При смещении же трубки *2* относительно приемных отверстий давление в одной полости цилиндра *5* превысит давление в другой, в результате поршень будет смещаться. Для повышения скорости

потока с целью увеличения запаса кинетической энергии трубка обычно выполняется в виде конического насадка (сопла). В системах автоматики давление обычно не превышает 8—10 *кГ/см²*, однако во многих случаях эти устройства работают при давлениях 200 *кГ/см²* и выше.

В следящей схеме с фиксированным поршнем (рис. 297, *б*) цилиндр будет перемещаться в сторону смещения трубки до тех пор, пока не восстановится нарушенная симметрия (не будет устранено рассогласование) положения сопла относительно приемных каналов.

Рабочий ход силового цилиндра (гидродвигателя) определяется в этой схеме смещением конца трубки (сопла).

Положение трубки относительно шарнира обычно задается взаимодействием пружины и входного сигнала, передаваемого через толкатель, в результате чего смещение трубки пропорционально моменту задающего импульса. Входной сигнал в большинстве схем подается от электродатчиков в виде напряжения электрического тока.

Преимуществом рассмотренного устройства является то, что связь между его звеньями осуществляется лишь струей жидкости, благодаря чему на трубку не влияют рассмотренные выше неуравновешенные силы, действующие в золотнике. Кроме того, этот распределитель отличается малой инерцией и трением подвижных частей, что увеличивает быстродействие и чувствительность следящей системы.

Зона нечувствительности системы со струйной трубкой обычно составляет 0,01—0,02 *мм*. Распределитель этого типа допускает до 100 переключений в секунду. Усилие для перемещения трубки среднего размера составляет 3—5 *Г*, максимальная сила тока для управления не превышает 15 *ма*. Давление в исполнительном двигателе (в силовом цилиндре) составляет около 90% входного давления (давления, подводимого к трубке).

Для уравновешивания струйной трубки от сил, действующих по ее оси, применяют двухтрубчатую схему (рис. 297, *в*), в которой жидкость подается через два сопла, расположенные диаметрально противоположно.

Применяются также двухкаскадные схемы с золотником *2*, расположенным между струйной трубкой *1* и силовым цилиндром (гидродвигателем) (рис. 298, *а*). Приемные каналы (отверстия) в этой следящей схеме выполнены на поршне *4*, связанном с плунжером *3* основного распределительного золотника, благодаря чему последний «следит» за трубкой. Приведенная схема аналогична схеме с двухступенчатыми золотниками (см. стр. 354), причем функцию вспомогательного золотника выполняет струйная трубка и основного распределителя — цилиндрический золотник.

Схема применения струйного распределителя в качестве первой ступени золотникового распределителя показана на рис. 298, *б*.

Потеря энергии на управление составляет в однокаскадной системе 15—18% мощности, подведенной к усилителю. В двух- и трехкаскадных схемах эта потеря, будучи отнесена к выходной мощности гидродвигателя, составляет доли процента его мощности.

Выбор рабочих параметров струйного распределителя. Отношение диаметра d_0 приемных отверстий в распределительном блоке (см. рис. 297, *а*) к диаметру d_c выходного отверстия сопла обычно равно 1:4. Расстояние κ между срезом (торцом) сопла и приемными отверстиями в распределительном блоке для гидравлических устройств обычно равно $4d_c$. При уменьшении этого расстояния степень использования кинетической энергии струи

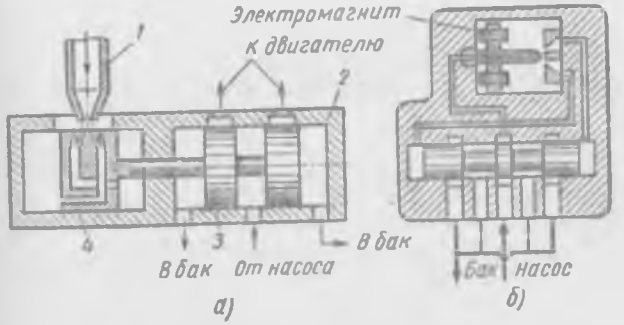


Рис. 298. Схемы двухкаскадных распределителей со струйной трубкой

в гидравлических устройствах практически не повышается, однако увеличивается удар по трубке струи жидкости, вытекающей из нерабочей полости исполнительного механизма (гидродвигателя). Кроме того, при слишком близком расположении сопла рассматриваемое устройство теряет одно из своих преимуществ — нечувствительность к загрязнениям жидкости.

Диаметр приемных отверстий равен в большинстве конструкций $d_0 = 2 \div 2{,}5$ *мм* и диаметр среза сопла $d_c = 1{,}5 \div 2$ *мм*. Расстояние s между приемными отверстиями должно быть минимальным; в большинстве конструкций оно составляет $s = 0{,}2 \div 0{,}5$ *мм*. При указанных соотношениях размеров сопло в среднем (нейтральном) положении трубки не перекрывает приемных отверстий. В некоторых же конструкциях принята зависимость

$$2d_0 + s \leqslant d_c,$$

т. е. при среднем (нейтральном) положении трубки струя перекрывает оба приемных отверстия.

Перемещение конца трубки (сопла) от среднего положения 1,5—2 *мм*; длина трубки обычно равна 130—170 *мм*; внутренний

ее диаметр $d_т = 4 \div 5$ *мм*; размер выходного отверстия сопла выбирают с учетом обеспечения требуемой мощности устройства, причем в двухкаскадных устройствах минимальный размер отверстия обычно не превышает долей миллиметра (0,3—0,5 *мм*).

Скорость u жидкости на выходе из сопла в среду с атмосферным давлением можно определить по выражению

$$u = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_0}, \qquad (464)$$

где p_0 — давление на входе в трубку;

$m = \frac{F_c}{F_т}$ — отношение площадей сечений сопла $F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$ и трубки $F_т = \frac{\pi d_т^2}{4}$.

Соответствующий этой скорости секундный расход жидкости из сопла

$$Q = \frac{F_c}{\sqrt{1 - m^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_0}. \qquad (465)$$

Истечение рабочей жидкости из сопла может происходить в атмосферную среду и в жидкостную (под уровень жидкости), причем в последнем случае устраняется засорение жидкости воздухом и струя лучше, чем в первом случае, сохраняет свою компактность. Учитывая это, рекомендуют конструктивно устранять проникновение (подсос) воздуха в движущуюся рабочую жидкость при выходе ее из насадка.

Изменение перепада давлений в силовом цилиндре при небольших отклонениях струйной трубки от среднего положения будет практически линейным, поэтому можно считать, что этот перепад давлений, под действием которого перемещается поршень силового цилиндра, пропорционален отклонению струйной трубки от среднего (нейтрального) положения.

С целью исключения влияния на характеристики усилителя реакции струи необходимо, чтобы центр поворота трубки находился на ее оси.

Преимуществом системы со струйной трубкой является практическая нечувствительность к загрязнениям жидкости, а также относительно высокая устойчивость против автоколебаний, которая сохраняется даже при относительно высоких давлениях рабочей жидкости (100 *кГ/см*²). Практика показывает, что частицы загрязнителя, могущие нарушить работу иных распределителей, и в частности распределителя типа сопло — заслонка (см. стр. 469), легко проходят через струйную трубку. Однако следует иметь в виду, что повышение давления выше 100 *кГ/см*² может вызвать появление колебаний трубки, интенсивность которых может возрасти настолько, что их амплитуда достигнет

величин, соизмеримых с входным сигналом, в результате чего система потеряет устойчивость.

При использовании распределителей со струйной трубкой в большинстве случаев можно обойтись без вибрационных движений, которые обычно применяются в золотниковых распределителях для устранения сил статического трения. Разбрызгивание жидкости, отражающейся от распределительного блока струйного усилителя, вызывает появление возмущающих сил, действующих на струйную трубку, что заменяет преднамеренно вводимую вибрацию.

Струйный усилитель (устройство) дискретного типа

Для распределения потоков жидкости применяются также струйные устройства дискретного (прерывистого) действия, являющиеся по существу некоторой конструктивной модификацией рассмотренного устройства пропорционального действия. В этом устройстве струя имеет лишь два устойчивых положения (рис. 299), т. е. усилитель является двухстабильным. Существенным конструктивным отличием последнего усилителя от рассмотренного усилителя пропорционального действия является сближение боковых стенок, образующих камеру смешения *о*, благодаря чему обеспечивается возможность «прилипания» струи к одной из стенок этой камеры.

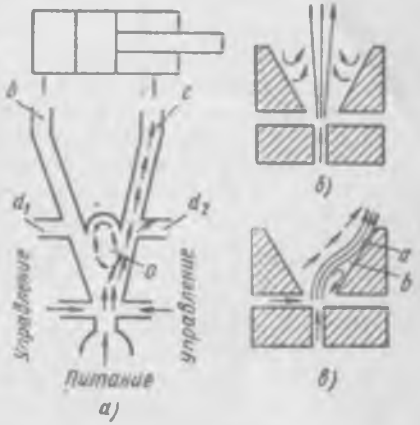


Рис. 299. Принципиальные схемы устройства и действия струйного устройства дискретного типа

Принцип действия дискретного струйного усилителя основан на свойстве пограничного слоя свободного потока «прилипать» к прилегающей поверхности (стенке) (эффект Коанда), причем в этом «прилипшем» положении поток остается также и после исчезновения управляющего сигнала (управляющего расхода жидкости).

Механизм явления «прилипания» можно иллюстрировать принципиальной схемой, показанной на рис. 299, *б* и *в*. Положение струи между стенками, образующими камеру смешения (рис. 299, *б*) является неустойчивым. Вытекающая из канала питания струя жидкости увлекает окружающую среду в направлении потока. Эта увлеченная среда должна восполняться вторичным потоком, возникающим вдоль расходящихся стенок в направлении, противоположном направлению основной струи.

Если вблизи отклонившейся струи окажется с одной стороны стенка, поток возмещения с этой стороны задерживается, что приведет к возникновению разности давлений с обеих сторон струи: вблизи стенки образуется область пониженного давления возмещающего потока жидкости, в результате чего струя примкнет («прилипнет») к стенке (рис. 299, *в*). Иначе говоря, если струя проходит вблизи стенки, она как бы притягивается к ней и, будучи притянутой, удерживается в контакте с ней значительной силой. При этом устанавливается равновесие между силой, стремящейся выпрямить струю в первоначальном направлении, и силой, возникающей в разделительной зоне *b* пониженного давления, искривляющей траекторию частиц жидкости в струе по направлению к стенке.

Переброс (переключение) струи с одной стенки на другую происходит, когда это равновесие нарушается, т. е. когда давление в разделительной зоне *b* настолько возрастает, что произойдет отрыв струи от стенки. Для этого необходимо подать в эту разделительную зону *b* некоторое количество жидкости под давлением.

Практически это будет достигнуто, если увеличить расход из правого управляющего канала; разделяющий вихрь при этом увеличивается и точка *a* прилипания смещается по направлению потока. После того, как точка *a* переместится к концу стенки, струя оторвется от правой стенки и перебросится на левую. Переброс струи обусловлен тем, что через правое управляющее отверстие поступает достаточный расход, чтобы восполнить убыль среды, отсасываемой правым краем струи, тогда как с противоположной стороны левым краем струи увлекается больше среды, чем поступает через управляющее отверстие, в результате давление с левой стороны понизится и струя, перебросившись, «прилипнет» к левой стенке.

Ввиду направленности струи перетечки сигнала из одного входного канала в другой будут очень невелики, если только выходной канал не блокирован. Для того чтобы устранить это перетекание также и в случае блокирования (перекрытия) питаемого выходного канала (при большой нагрузке), применены соединенные с атмосферой боковые отверстия d_1 и d_2 (см. рис. 299, *а*), расположенные в приемных каналах в области высоких скоростей. Через одно из этих отверстий струя в этом случае будет направляться в атмосферную среду вместо того, чтобы перетекать в другой входной канал.

При соответствующей конструкции приемной камеры *a* и выходных каналов *b* и *c* (рис. 299, *а*) можно создать такой «запирающий вихрь», который полностью устранит непроизвольный поворот потока из одного выходного канала в другой при всех условиях нагружения выходных каналов *b* и *c*, даже если они полностью перекрыты (поток будет вытекать в этом случае через

одно из отверстий d_1 или d_2 в атмосферу). Изменить направление потока и заставить его отклониться к противоположному выходному каналу можно лишь приложением противоположного по знаку управляющего потока.

Во всех случаях, когда поток направлен, к примеру, в нагрузочный канал b, давление в парном нагрузочном канале c ниже давления окружающей среды, так что открытие или закрытие канала c не будет оказывать влияния на расход и давление в канале b.

На рис. 300, *а* приведены характеристики рассматриваемого устройства по отношению $\frac{p_в}{p_п}$ в функции $\frac{Q_в}{Q_п}$, где $p_в$ и $p_п$ — выходное давление и давление питания, а $Q_в$ и $Q_п$ — выходной расход и расход питания.

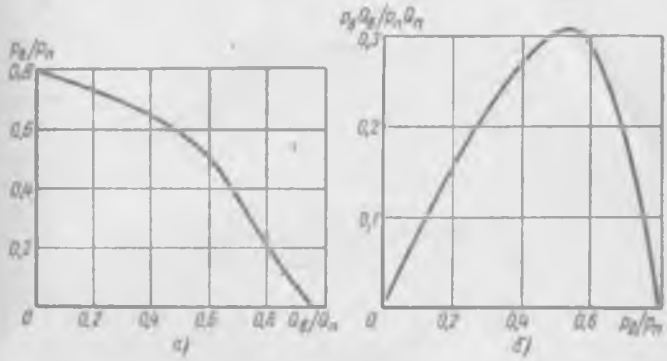


Рис. 300. Характеристики струйного устройства дискретного типа

На рис. 300, *б* представлена характеристика по мощности (или коэффициенту полезного действия) устройства для различных давлений $p_п$ питания.

Максимальное значение к. п. д. имеет место при отношении $\frac{p_в}{p_п}$, равном от 50 до 55%.

Необходимо отметить, что уровень давления питания и давления на выходе (на нагрузке) оказывает незначительное влияние на величину потребного расхода на управление.

Для усилителя, работающего на воде, был получен максимальный коэффициент усиления по давлению, равный значению 12; коэффициент усиления по давлению при работе на глухую камеру оказался равным 7,8, а максимальные значения коэффициентов усиления по расходу и по мощности были соответственно равны 9,9 и 6,9.

Расход $Q_у$ на управление для переключения рассматриваемого дискретного усилителя, работающего на воде, практически не

зависит от отношения $\frac{p_e}{p_n}$ и равен $\frac{Q_y}{Q_n} = 0{,}08 \div 0{,}09$. Максимальное отношение расходов $\frac{Q_e}{Q_n} = \sim 90\%$.

Интервал времени между подачей управляющего импульса и появлением выходного сигнала на выходе элемента (время реакции) зависит от конструктивных особенностей и размеров устройства, а также от отношения давлений управления и питания.

При миниатюрных устройствах это время для газов достигает значения 40—50 *мк/сек*; для воды и рабочих масел быстродействие в 12—15 раз ниже.

4. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ И ФИЛЬТРАЦИЯ ЖИДКОСТИ И ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Глава IX

ТРУБОПРОВОДЫ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНАЯ АРМАТУРА

Трубопроводы, к которым относятся как жесткие трубопроводы, так и гибкие рукава и прочие подвижные сочленения труб, являются по ответственности выполняемых функций и по количеству отказов в работе одними из основных компонентов гидросистемы.

Ввиду того, что трубопроводы служат каналами, по которым энергия от гидрогенераторов (насосов) поступает к исполнительным гидродвигателям, разрушение трубопровода неизбежно выводит из строя гидросистему или ее часть.

Жесткие металлические трубопроводы

В качестве трубопроводов гидросистем машин в основном применяют бесшовные стальные цилиндрические трубы и реже трубы из цветных металлов и трубы из пластмасс. Для сверхвысоких давлений (5 000—7 000 *кГ/см*²) применяют трубы из специальных легированных сталей с механической обработкой внутренней поверхности.

Расчет труб на статическую прочность. Прочность прямых с открытыми концами отрезков тонкостенных труб, нагруженных внутренним статическим давлением, при котором можно пренебречь дополнительными напряжениями, возникающими вследствие овальности (эллиптичности) сечения трубы, может быть проверена на продольный разрыв по формуле

$$\sigma_p = \frac{pd}{2s}, \qquad (466)$$

где σ_p — допустимое напряжение разрыва материала трубы (по окружности), которое обычно выбирается равным 30—35% величины временного сопротивления;

p — максимальное давление жидкости в *кГ/см*²;

d и s — наружный диаметр и толщина стенки трубы в *см*.

Под тонкостенными понимают трубы, в которых отношение наружного диаметра d трубы к толщине s ее стенки удовлетворяет условию

$$i = \frac{d}{s} \geqslant 16.$$

При расчете прочности труб за толщину стенки принимают фактическую либо минимально возможную толщину с учетом принятого допуска на возможные колебания размеров.

Толщину стенки с учетом отклонения в размерах диаметра и толщины стенки вычисляют по выражению

$$s = \frac{p(d+m)}{2\sigma_p n}, \tag{467}$$

где $m = 0{,}3$ — отклонение по диаметру трубы в *мм* (ГОСТ 8734—58);

$n = 0{,}9$ — коэффициент, учитывающий отклонение по толщине стенки трубы (ГОСТ 8734—58).

Для толстостенной трубы ($i = d/s \leqslant 16$), в которой напряжение изменяется от максимального значения на внутренней стенке до минимального на наружной стенке, применяют формулу Ляме:

$$\sigma_p = p\frac{d^2 + 2s + 2s^2}{2s(d-s)}. \tag{468}$$

Минимальную толщину стенки вычисляют по выражению

$$s_{\min} = \frac{d}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma_p + p}{\sigma_p - p}} - 1\right). \tag{469}$$

При расчетах на прочность трубопроводов и силовых цилиндров следует иметь в виду, что в случае мгновенного смещения управляющего устройства (распределительного золотника) заброс давления в напорной полости цилиндра и в трубопроводе может превышать давление в гидроаккумуляторе в 2 раза.

Усталостная прочность трубопроводов и их соединений. Трубопроводы многих машин подвергаются одновременно нагрузкам статического и динамического характера. К первым относятся рассмотренные статические нагрузки, обусловленные внутренним давлением жидкости, и нагрузки, развивающиеся при монтаже трубопровода, а также нагрузки, возникающие в результате температурных деформаций трубопроводов и элементов конструкции машины, к которым крепятся трубы. Ко вторым относятся нагрузки, возникающие при частотных деформациях (колебаниях) трубы, обусловленных пульсацией давления жидкости, гидравлическими ударами, а также колебаниями (вибрацией) самих трубопроводов, вызываемыми внутренними и внешними причинами. Напряжения, возникающие в материале трубопровода, создаются суммой перечисленных составляющих, причем основное место в

этой сумме занимают составляющие, обусловленные динамическими факторами, и в особенности при частотной их повторяемости.

Наиболее существенным из этих факторов являются колебания (пульсации) давления жидкости, обусловленные кинематикой и особенностями режима работы насосов, а также забросы давлений, могущие возникнуть по многим причинам, наиболее вероятными из которых являются гидравлические удары, наблюдающиеся при мгновенном срабатывании различных клапанов, и высокочастотные колебания давления, возникающие при работе насоса в режиме кавитации (см. стр. 110).

Пульсирующие давления жидкости, возбуждаемые в трубопроводах, могут вызвать значительные вибрации трубопроводов, причем особенностью вибрационных нагрузок, вызываемых пульсирующим давлением, является высокая их частота, достигающая нескольких сотен и даже тысяч герц.

Влияние овальности сечения трубопровода. Наблюдения показывают, что значительное число случаев разрушений трубопроводов, и в особенности при пульсациях давления, вызвано нарушением цилиндричности поперечного сечения (наличием овальности) последних. В этом случае в отличие от деформации под давлением трубы круглого сечения, которая происходит лишь за счет удлинения периметра ее сечения, деформация овального сечения происходит в основном за счет изменения его формы, которая из овального сечения стремится под действием внутреннего давления жидкости к круглому, хотя не все точки периметра строго следуют этому закону. Ввиду этого в точках наибольшей кривизны овального сечения возникают высокие напряжения, величина которых зависит от сплющенности (овальности) поперечного сечения и характеризуется отношением $k = \frac{a}{b}$ или $k' = \frac{b-a}{b} \cdot 100\%$, где a и b — размеры малой и большой осей овала.

В соответствии с этим овальность сечения в условиях пульсирующего давления значительно снижает срок службы трубопровода; так, при $k = 0{,}8$ долговечность трубы при пульсирующем давлении может быть уменьшена в 10 раз и более по сравнению с круглой трубой ($k = 1$). Трубы из легированных сталей, как правило, допускают меньшую величину овальности, чем из углеродистых сталей.

На основании данных испытания, а также опыта эксплуатации установлено, что предельно допустимым значением овальности для стальных трубопроводов распространенного размера является $k' = 4 \div 5\%$; для труб из нержавеющей стали Х18Н10Т принимают $k' = 3{,}5 \div 4\%$.

В равной мере на прочность трубы влияет кривизна изгиба. Изогнутый трубопровод под действием сил давления жидкости стремится распрямиться, в результате чего в месте максимальной его кривизны могут возникнуть значительные напряжения,

приводящие при частотных колебаниях давления к усталостным разрушениям. Поскольку в зоне максимальной кривизны обычно имеет место максимальная сплющенность (овальность) сечения трубы, эта зона является наиболее вероятным местом разрушения.

По данным опыта на участках гидромагистрали, работающих в условиях высоких пульсирующих давлений, рекомендуется применять радиусы гиба $R > 3d$, где d и R — внешний диаметр трубопровода и радиус гиба его оси.

Сопротивляемость трубопровода усталостным нагрузкам значительно снижается при наличии монтажных напряжений, которые возникают в основном вследствие несовпадения осей сечений, в которых закрепляются трубы с узлами их крепления, а также вследствие несоблюдения размерной точности. Монтажные напряжения могут также возникнуть в результате температурных деформаций.

На величину предела усталости деталей из труб оказывают влияние также качество и механические дефекты их поверхности (риски, волосовины, закаты, вмятины), которые обычно являются концентраторами напряжений и понижают предел усталости, причем у труб из высокопрочных сталей это влияние сказывается сильнее, чем у низкопрочных.

Расчет усталостной прочности труб. Результаты испытаний показывают, что усталостная прочность труб значительно ниже прочности соответствующего материала, из которого изготовлены эти трубы. В общем случае допустимое напряжение для труб, работающих в условиях усталостных нагружений пульсирующим давлением с амплитудой пульсации $\sim 40 \div 50\%$ рабочего давления, должно быть снижено примерно в 2 раза в сравнении с допустимым напряжением для труб, работающих в условиях статического нагружения.

Учитывая это, приближенные расчеты стальных труб можно производить для распространенных условий нагружения и качества изготовления труб по приведенным выше выражениям (466), (468) с 50%-ным снижением допустимых напряжений. Практически при расчетах можно принимать, что предельно допустимое усталостное напряжение стандартной бесшовной трубы из углеродистой стали «20» равно ~ 1800 *кГ/см*^{2} и нержавеющей стали 2100 *кГ/см*^{2}.

Резонансные колебания трубопроводов. Рассмотренные вопросы усталостной прочности трубопроводов тесно связаны с их изгибными колебаниями и в особенности с резонансными колебаниями, из которых наиболее вероятными и опасными с точки зрения разрушения являются изгибные колебания. Эти колебания могут возникать в результате вибраций и относительного перемещения частей машины, к которым крепятся трубы, а также в результате воздействия на изогнутый трубопровод рассмотренных выше сил давления жидкости при пульсирующем их характере.

Возникновение изгибных колебаний в результате пульсации давления жидкости обусловлено тем, что изогнутая труба будет стремиться под действием давления жидкости распрямиться; в результате при пульсирующем давлении жидкости изогнутый участок трубы может вступить в изгибные колебания. При совпадении частоты пульсаций давления в гидросистеме с собственной частотой колебаний (или одной из ее гармоник) рассматриваемого участка трубопровода возникнут резонансные колебания последнего, амплитуда которых может достигать 10—15 *мм* и более.

Частота собственных колебаний какого-либо участка трубопровода зависит от ряда факторов и в частности от характера заделки его концов. При жесткой заделке обоих концов, что соответствует распространенному в практике способу крепления трубопроводов, эту частоту собственных колебаний прямолинейного стального трубопровода можно определить с учетом веса заполняемой его жидкости по выражению

$$\omega = \frac{3{,}56}{L^2}\sqrt{\frac{EJg}{G_т + G_ж}}\ гц, \qquad (470)$$

где L — расстояние между опорами в *см*;
E — модуль упругости материала в *кГ/см²*;
J — момент инерции сечения трубы в *см⁴*;
g — ускорение силы тяжести в *см/сек²*;
$G_т$ и $G_ж$ — вес погонного сантиметра трубопровода и жидкости в *кг/см*.

Частота собственных колебаний изогнутого участка трубопровода выше при всех прочих одинаковых условиях частоты прямолинейного участка, причем это превышение зависит от радиуса изгиба трубы. На частоту собственных колебаний трубопровода несколько влияют величины внутреннего давления и скорости течения жидкости. С учетом влияния этих факторов выражение для вычисления частоты собственных колебаний примет вид

$$\omega_1 = \omega\sqrt{1 - \frac{P}{P_{кр}}}\ гц, \qquad (471)$$

где $P = pf + m\frac{u^2}{2}$ *кГ*;

$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{L^2}$ — значение критической силы по Эйлеру в *кГ*;

p — давление жидкости в трубопроводе в *кГ/см²*;
f — площадь внутреннего сечения трубопровода в *см²*;
m — масса жидкости на единицу длины в *кг·сек²/см*;
u — скорость течения жидкости в трубопроводе в *см/сек*.

Наблюдения показывают, что частота рассматриваемых колебаний труб гидросистем машин обычно превышает 100 *гц* и соответствует порядку частот возмущающих импульсов, действующих в гидросистемах.

Стойкость трубопроводов против колебаний и соответственно против усталостных разрушений повышается при внешнем демпфировании энергии колебаний, при применении которого амплитуда колебаний и соответственно вибронапряжения в трубопроводе снижаются.

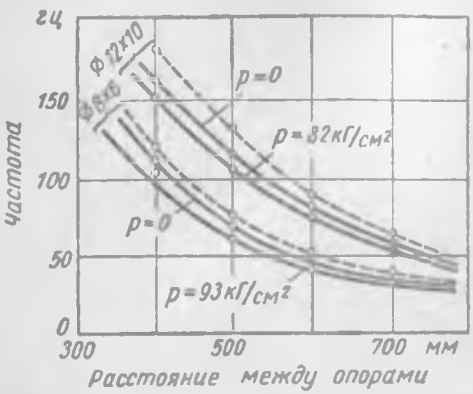


Рис. 301. Зависимость частоты колебания трубы от расстояния между опорами.

Возможность попадания какого-либо участка трубопровода в резонансный режим колебаний зависит, как известно, от массы трубопровода, а также от его геометрических и упругих характеристик. В частности расстояние между углами крепления трубопровода должно быть возможно малым.

На рис. 301 приведены графики зависимости частоты собственных колебаний трубопроводов от расстояния между опорами.

Для демпфирования энергии колебаний в зажимах труб применяют прокладки из материала, который хорошо поглощает (рассеивает) энергию колебаний. В частности применяют прокладки из пористой резины, выполняемые обычно в виде резиновых втулок, посаженных на трубу.

Соединение труб и соединительная арматура

Для соединения труб применяют как неразборные, так и разборные соединения.

Неразборные соединения. Для трубопроводов, не подлежащих демонтажу, имеют преимущество неразборные соединения со специальными переходными втулками (муфтами) (рис. 302, *а*) с пайкой труб твердым припоем или сваркой.

Применяют как прямой, так и косой обрез втулки (рис. 302, *б*), причем последний предпочтительнее прямого вследствие понижения напряжений в поверхностном слое трубы за счет распределения их на большую длину. Длина втулки обычно равна 50—80 *мм*. Трубы монтируются во втулке с зазором между торцами, равным толщине стенки трубы.

Применение неразборных соединений позволяет значительно (на 25—30%) уменьшить вес трубопровода в сравнении с разборными соединениями.

В ряде случаев вместо муфты применяют раздачу конца одной из труб (рис. 302, *в*) на двойную толщину стенки трубы; длина раструба должна быть равна $\sim 50—60$ *мм*.

На рис. 302, *г* показана схема одного из возможных соединений труб пайкой с применением самофлюсующегося припоя в среде аргона. В конусных концах муфты выполнены отверстия, против

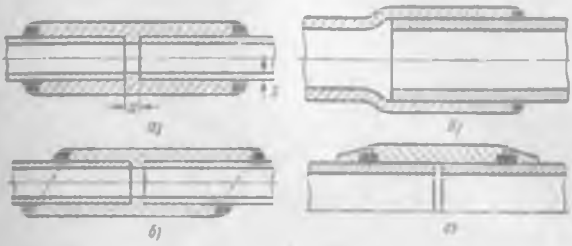


Рис. 302. Неразборные соединения труб

которых на внутренней цилиндрической поверхности муфты проточены кольцевые канавки, в которые закладывается припой. Диаметральный зазор между внутренним диаметром муфты и наружным диаметром трубы выбирается в пределах 0,05—0,1 *мм*. Подлежащие пайке концы труб зачищают и вводят в муфту, затем место соединения нагревается в среде аргона до температуры плавления припоя. Для этого применяют индукционный нагрев в высокочастотном поле, благодаря чему зона нагрева трубопровода может быть сведена к минимальной величине. В качестве припоя обычно используется сплав из 71,8% серебра, 28% меди и 0,2% лития.

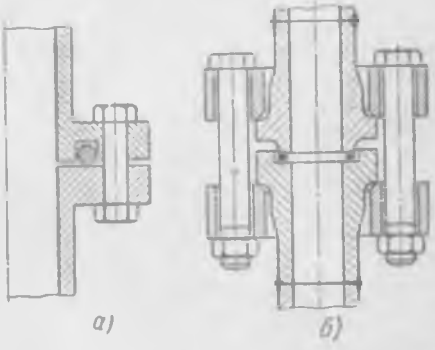


Рис. 303. Системы уплотнений фланцевых соединений труб с помощью резиновых колец

Для замены какого-либо участка трубопровода в эксплуатационных условиях соответствующие муфты нагреваютдо расплавления припоя, после чего поврежденную секцию удаляют и впаивают новую, используя те же муфты.

Разборные соединения. Трубы с внутренним диаметром более 40 *мм* обычно соединяют при помощи круглых или квадратных фланцев (рис. 303).

Уплотнение фланцев обычно осуществляют с помощью мягких (медных или алюминиевых) прокладок (колец) (рис. 303, *а*),

а также с помощью уплотнительных О-образных и прямоугольных резиновых колец (рис. 303, *б*).

Для промежуточных соединений тонкостенных труб небольших диаметров (до 30—35 *мм*), а также для присоединения их к агрегатам гидросистем в основном применяют арматуру под развальцовку труб (по наружному конусу) (рис. 304, *а*), которые в этом случае должны быть изготовлены из ковкого металла, допускающего развальцовку в холодном состоянии. Распространены углы развальцовки от 30 до 90° (в СССР 60°, в Англии 30° и в США 37°). Сочетание штуцеров и труб с разделкой под различными углами недопустимо.

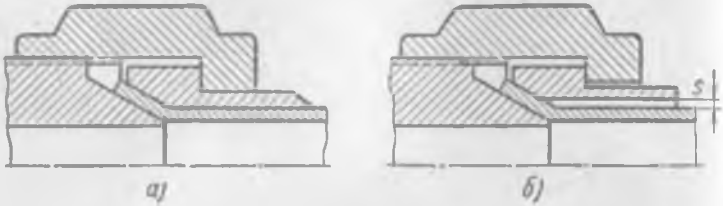


Рис. 304. Схемы соединения труб развальцовкой

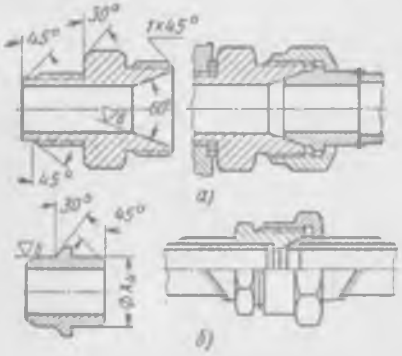


Рис. 305. Ниппельное (сферическое) соединение труб

Соединение с развальцовкой трубы отличается простотой, но может быть рекомендовано для стальных труб лишь для давлений 200—300 *кГ/см²*.

Они допускают при стальной трубе и арматуре повторные демонтаж и монтаж без снижения прочностных характеристик и потери герметичности, а также пригодны для работы в широком диапазоне температур и давлений.

Выносливость соединения в значительной мере зависит от зазора *s* между внешним диаметром трубы и внутренним диаметром ниппеля (рис. 304, *б*), увеличиваясь с уменьшением последнего. Ввиду этого для повышения усталостной прочности соединений трубопроводов в ряде случаев применяют соединения с обкатанными для устранения зазора ниппелями или с ниппелями с конусной наружной поверхностью, посаженными в накидную гайку с натягом. Предел усталости повышается также при выполнении на хвостовике ниппеля фаски (рис. 304, *а*).

При более высоких давлениях (300—400 *кГ/см²*) распространено ниппельное (шаровое) соединение (рис. 305), которое целе-

сообразно также применять в трубопроводах, подвергающихся частому демонтажу. Герметичность этого соединения обеспечивается плотным контактом поверхности стального шарового ниппеля с конической поверхностью штуцера. Сварка сферического ниппеля с трубкой производится встык (рис. 305, *а*) и с заделкой трубы в расточке ниппеля (рис. 305, *б*). Усталостная прочность и надежность при сварке вторым способом значительно (примерно

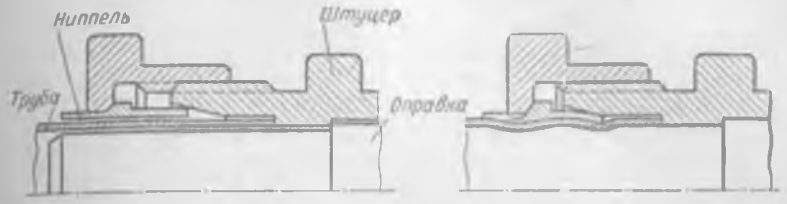


Рис. 306. Герметизация соединения с помощью твердого металлического кольца

в 2—3 раза) выше, чем при сварке по первому способу. Сварку рекомендуется производить токами высокой частоты.

Применяются также прочие соединения труб, в частности распространенные соединения с уплотнительными резиновыми кольцами круглого сечения.

Для работы в условиях высоких температур применяется соединение, представленное на рис. 306. При затяжке накидной гайки ниппель под действием конусной части штуцера острым своим концом врезается в трубу, герметизируя стык. Одновременно с этим ниппель выпучивается, создавая контакт с внутренней конической поверхностью штуцера. Благодаря пружинящему действию ниппеля обеспечивается плотный контакт соединения при температурных деформациях деталей. Соединение пригодно для работы при давлениях до 800—1000 *кГ/см*². К недостаткам этого соединения относится невозможность повторного монтажа, а также зависимость усталостной прочности от температуры.

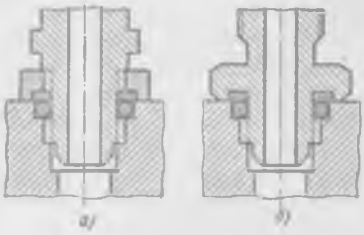


Рис. 307. Схемы соединений и герметизации штуцеров

В штуцерах, которыми трубопроводы присоединяются к гидроагрегатам, применяют цилиндрическую и конусную резьбы. Последняя имеет преимущество перед первой, так как не требует применения уплотняющих прокладок. Однако при конусной резьбе трудно обеспечить заданное угловое положение штуцеров с отводами.

С этой точки зрения имеет преимущество соединение, допускающее установку штуцеров с отводами в любом заданном положении. Уплотнение такого штуцера для давления до 280 *кГ/см*² показаны на рис. 307, *б*. Уплотнение подобных соединений обычно осуществляется с помощью О-образного и опорного колец (рис. 307, *а* и *б*).

Соединения труб для работы в условиях переменного теплового режима. В ряде случаев соединение труб подвергается резким нагреву и охлаждению. Очевидно, если участок гидросистемы, расположенный в горячей зоне, работает периодически, то температура узла соединения (вместе с заключенной в нем покоящейся жидкостью) может достигнуть температуры окружающей среды. Поскольку температура рабочей жидкости в общей гидросистеме

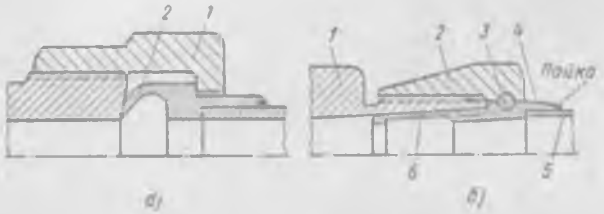


Рис. 308. Соединение труб высокотемпературных гидросистем

может быть значительно ниже температуры окружающей среды, то при подаче жидкости в этот участок (при включении рассматриваемой системы в действие) детали соединения трубопровода подвергнутся резкому и неравномерному охлаждению, в результате герметичность вследствие неравномерного теплового расширения и расслабления стыка может быть нарушена.

Возможность потери герметичности в этом случае будет особенно реальной при применении в соединительном узле деталей с разными коэффициентами температурного расширения. К таким случаям относится применение штуцеров и накидных гаек из обычной углеродистой стали и труб из нержавеющей стали или стальных штуцеров и дюралевых или медных труб.

Для работы в условиях резких колебаний температуры применяют ниппельное соединение с упругим элементом, могущим компенсировать ослабление контакта, обусловленное разницей в тепловом расширении деталей уплотнительного узла.

Принципиальная схема одного из подобных соединений показана на рис. 308, *а*. При монтаже трубы упругий элемент *2* ниппеля деформируется, обеспечивая требуемое контактное давление соединения, которое будет возрастать пропорционально давлению жидкости.

Для изготовления упругого элемента необходимо применять сталь, обладающую пружинными свойствами и сохраняющую их

в рабочих условиях. В частности применяют стали ЭИ961 и Х17Н2.

Толщина деформируемого упругого элемента *2* обычно равна 0,5—1 *мм*. Применение более толстых элементов влечет за собой повышение момента, необходимого для затяжки накидной гайки *1*.

Описываемое соединение показало удовлетворительные результаты при давлении 100 *кГ/см²* в условиях резкого повышения температур от 0 до 340° С.

Схема соединения с упругим элементом иного типа приведена на рис. 308, *б*. Герметизация соединения достигается с помощью упругого хвостовика (юбки) *6* ниппеля *4*, который с натягом входит в отверстие штуцера *1*, обеспечивая тем самым герметизирующий контакт без давления жидкости. При наличии давления плотность контакта упругого элемента повышается пропорционально величине давления, которое распирает упругий элемент, прижимая его к поверхности отверстия штуцера. Труба *5* соединена с ниппелем *4* пайкой.

После сборки соединения фиксируются в накидной гайке *2* с помощью металлического кольца *3*.

Чистота обработки уплотняющих поверхностей отверстия ниппеля и упругого хвостовика должна быть выполнена по классу ∇8.

Подвижные соединения труб

Так как при высоких давлениях в гидросистеме гибкие шланги не могут обеспечить требуемой надежности, применяют подвижные соединения поворотного и поступательного типа, а также различные жесткие пружинящие соединения из стальных труб.

Поворотные (шарнирные) соединения труб. Шарнирные соединения могут иметь одну, две и более степеней свободы.

На рис. 309, *а* представлено двухканальное шарнирное соединение с одной степенью свободы, а на рис. 309, *б* — схема применения его в системе поворотного силового цилиндра. Допускаемое давление — до 200 *кГ/см²*; число оборотов — 1000 *об/мин*. Уплотнение может быть осуществлено также с помощью круглых резиновых колец с кожаными проставками (рис. 309, *в*), допускаемое давление в этом случае около 400 *кГ/см²*.

На рис. 309, *г* представлена схема шарнирного соединения с двумя степенями свободы. Оба подвижных звена снабжены шарикоподшипниками.

Соединения такого типа успешно применяют при давлениях порядка 300 *кГ/см²*.

На рис. 309, *д* представлена схема уплотнительного узла поворотного соединения труб для работы в условиях высоких температур, состоящего из металлического пружинно-кольцевого уплотнения *a* и шарикового радиального подшипника *b*, заделанных

в общий узел с помощью завальцовки борта его корпуса. В подшипник закладывается консистентная смазка.

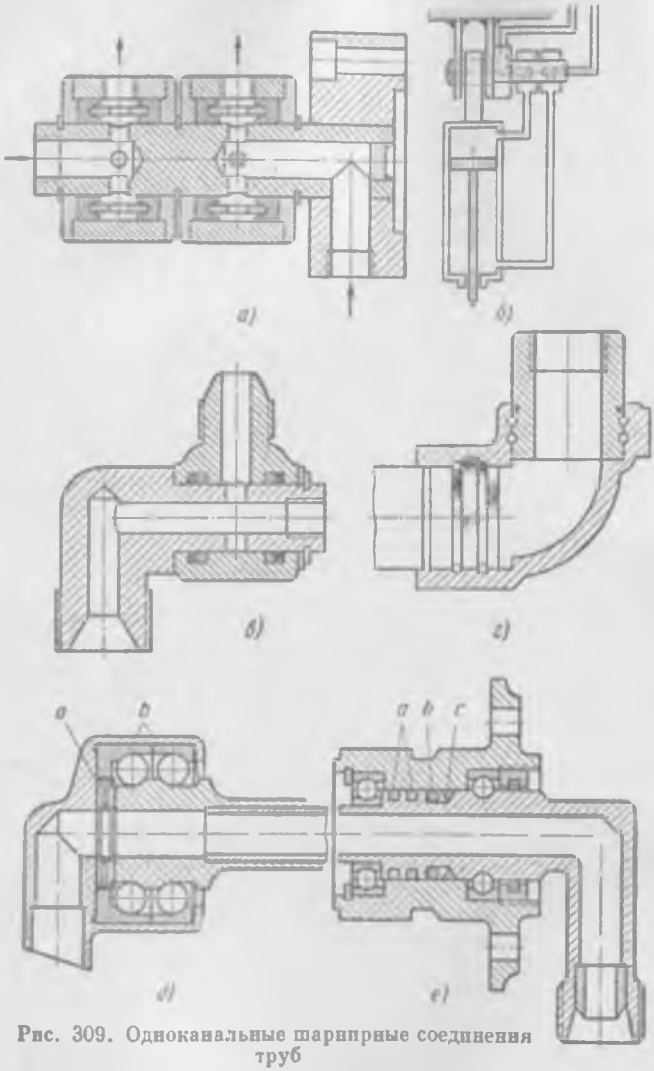


Рис. 309. Одноканальные шарнирные соединения труб

Для улучшения герметизации при высоких температурах в подобных соединениях применяют двухступенчатые уплотнения (см. стр. 571), состоящие из первичного металлического и вторичного эластичного элементов (см. рис. 309, *е*). Первичный элемент

обычно состоит из двух разъемных металлических колец *а* со ступенчатым стыком (замком) и О-образного кольца *b* из термостойкого эластичного материала, снабженного защитным кольцом *с* треугольного сечения из фторопласта.

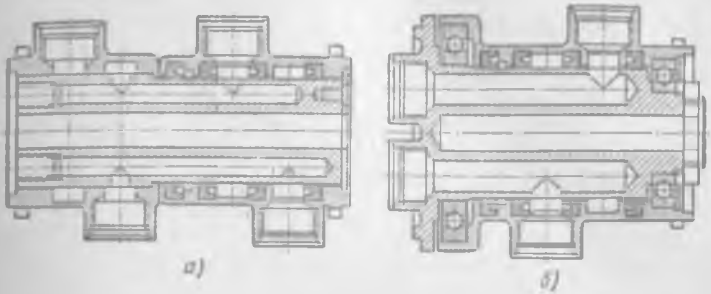


Рис. 310. Двухканальные шарнирные соединения труб

Подобное уплотнение показало удовлетворительную работу при температурах до 315° С при давлении 280 *кГ/см²*. Соединение снабжено шарикоподшипниками.

Конструктивные варианты подобных двухканальных соединений представлены на рис. 310, *а* и *б*. Шарнирные соединения, снабженные шарикоподшипниками (рис. 310, *б*), применяют в том случае, если требуется обеспечить подвод жидкости через подвижное соединение при высоких скоростях (до 2000 *об/мин*).

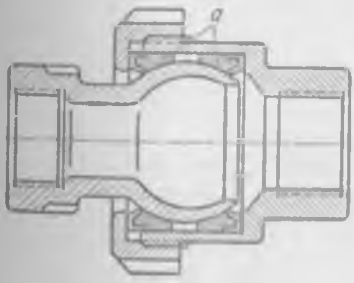


Рис. 311. Шаровое шарнирное соединение труб

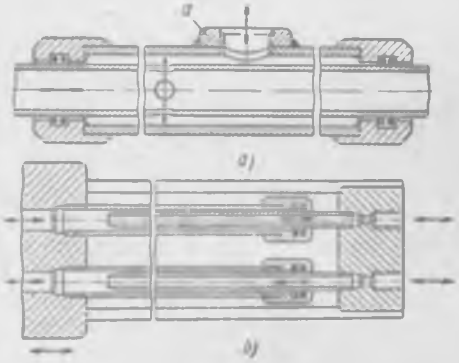


Рис. 312. Схемы подвижных в осевом направлении соединений труб

На рис. 311 представлена схема шарового шарнирного соединения с уплотнением по сфере с ограниченным углом поворота (± 25°), которое обычно применяется при небольших угловых скоростях. Уплотнение сферы осуществляется с помощью пластмассовых колец *а*, внешние поверхности которых, контактирующие

с неподвижными деталями, покрыты резиной. При соответствующем выборе материалов для изготовления элементов соединение пригодно для работы в широком диапазоне температур от —160 до +270° С.

На рис. 312, *а* представлена схема подвижного в осевом направлении соединения двух труб. Величина перемещения определяется длиной рабочей части втулки *а*. На рис. 312, *б* представлена схема телескопического соединения двух труб.

ГИБКА ТРУБОПРОВОДОВ

Гибка труб из стали обычно производится в холодном состоянии.

В процессе гиба на наружной поверхности изогнутого участка трубы возникают растягивающие, а на внутренней сжимающие напряжения, в результате чего толщина наружной стенки изогнутого участка уменьшится и внутренней увеличится. Изменение толщины стенок трубы при изгибе большой кривизны по сравнению с первоначальной толщиной 1,2 *мм* показано на рис. 313.

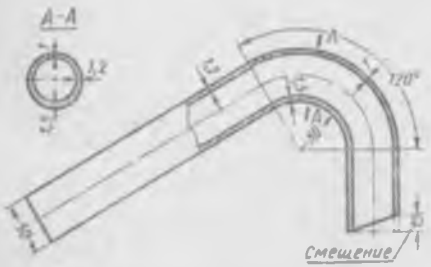


Рис. 313. Изменение толщины стенок стальной трубы вследствие вытяжки при изгибе

Толщину стенки трубы s_p в растянутой зоне рекомендуется проверять (выборочный контроль) по формуле

$$s_p = \frac{s}{1+\frac{d+s}{2R+d}}, \quad (472)$$

где d — внешний диаметр трубы в *мм*;

s — номинальная толщина стенки трубы в *мм*;

R — радиус гиба трубы по внутренней поверхности в *мм*.

Утонышение стенки в растянутой зоне гиба не должно превышать 15—20% сверх минимального допуска на ее толщину.

При известных условиях технологии гиба на внутренней стенке трубы могут образоваться в результате потери устойчивости при сжатии гофры. Кроме того, при близком расположении конца (обреза) трубы от изогнутого участка возможно смещение наружной части среза трубы относительно внутреннего (см. рис. 313).

Особую трудность представляет гиб тонкостенных труб (толщина стенки 0,5—1 *мм*) с большими поперечными сечениями (диаметр 25—50 *мм*). Степень сложности указанной операции зависит от величин отношения диаметра трубы к толщине ее стенки и от кривизны изгиба, повышаясь с увеличением диаметра и с уменьшением толщины стенки и кривизны изгиба.

В современной практике гиб труб производится преимущественно с заполнителем и реже без такового. К недостаткам гиб труб без заполнителя относится то, что при известных соотношениях толщины стенки трубы, диаметра поперечного сечения и радиуса изгиба цилиндричность трубы в месте изгиба может значительно исказиться и на поверхности внутренней ее стенки могут образоваться складки (гофры).

Более совершенной является гиб с заполнителем, при применении которого повышается качество деталей и допускается гибка с большей для данного отношения толщины стенки к диаметру кривизной гиба (с меньшим радиусом).

Ниже приведены рекомендуемые значения радиуса гиба с заполнителем:

Наружный диаметр трубы в *мм*	4	6	8	10	12	16	20	22	25	30
Рекомендуемый радиус гиба в *мм*	35	40	50	50	50	75	75	75	90	100

Применять песок в качестве заполнителя не рекомендуется ввиду трудности надежного удаления его из трубы.

Наиболее распространенным заполнителем является канифоль и селитра и легкоплавкие металлы (сплавы «Вуда» и др.), заливаемые в трубу в расплавленном состоянии.

При массовой гибке труб в качестве заполнителя применяют различные эластичные металлические оправки, наиболее распространенный тип которых (шарнирный) показан на рис. 314, *а*. Оправка состоит из внешних и внутренних сегментов *2*, надетых на трос *3* и сжатых при помощи пружины *4*, которая обеспечивает сохранение плотности набора сегментов во время гиба. Длина упругой части оправки для гиба труб *1* с толщиной стенок 0,6—1 *мм* должна быть примерно в 2 раза больше наружного диаметра трубы; диаметр внешних сегментов — меньше диаметра оправки *5* на 0,07—0,08 *мм*. Сегменты *2* изготовляют из закаленной стали и латунируют по рабочей поверхности.

Гибку производят путем наматывания зажатой в патроне *2* трубы *1* (рис. 314, *б* и *в*) на ролик (блок) *3*, на внешней поверхности которого проточен желобок с профилем сечения, соответствующим внешнему поперечному сечению трубы, благодаря чему труба сохраняет при гибе цилиндричность сечения. Кривизна изгиба при гибке с этой оправкой определяется формой блока *3*, при повороте которого зажатая в патроне труба наматывается на блок, стягиваясь с неподвижной оправки. Описанный способ гиба позволяет получать гибы с радиусом кривизны, равным ~1,5 диаметрам трубы.

В качестве заполнителя применяют также плотно посаженные в трубу прутки из пластических масс.

Более совершенным является гиб труб с жидким заполнителем, в качестве которого обычно применяют вязкие минеральные масла.

Для предотвращения при гибе искажения (сплющивания) поперечного сечения и образования гофров необходимо, чтобы напряжения в металле трубы, возникающие при гибке, уравновешивались внутренним давлением жидкости в трубе. Последнее обес-

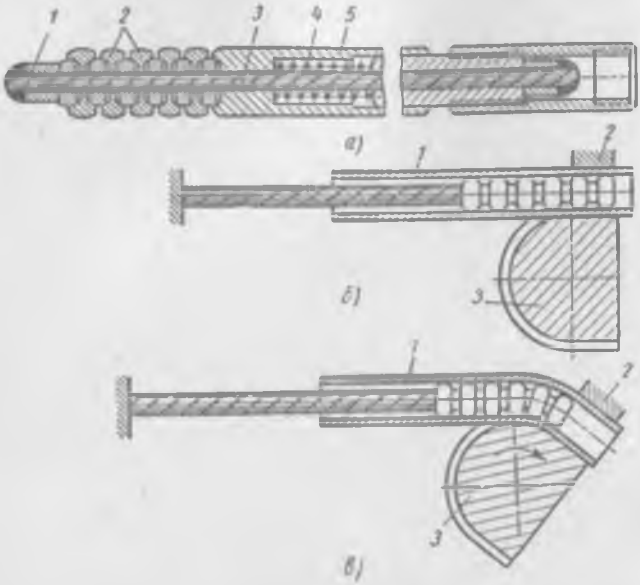


Рис. 314. Схема гибки трубы с металлическим эластичным заполнителем

печивается созданием внутри трубы давления, величина которого может быть подсчитана по выражению

$$p = 50 s_0 \left(\sigma_0 + \frac{\pi D}{2R_1}\right) \frac{1}{R_1} + \frac{П}{R_1} \ кГ/см^2, \qquad (473)$$

где s_0 — толщина стенки трубы в *мм*;
σ_0 — экстраполированный предел текучести в $кГ/мм^2$;
$П$ — модуль упрочнения в $кГ/мм^2$;
D — наружный диаметр трубы в *мм*;
R_1 — радиус наружной (растянутой) зоны изогнутой трубы в *мм*.

Рекомендуемые давления жидкости при гибке труб из стали Х18НЮТ приведены в табл. 11 и из материала АМгМ в табл. 12.

Гибка трубы с жидким наполнителем производится в следующем порядке. Заготовку трубы, отрезанную по размеру, равному развертке детали (без технологического припуска), раавальцовывают по концам, предварительно снабдив ее съемной присоединительной арматурой. При этом следует учесть возможность смеще-

ния внешнего среза конца трубы относительно внутреннего (см. рис. 313). К одному концу трубы *3* (рис. 315) присоединяется небольшой газогидравлический аккумулятор *4* для поддержания в трубе в процессе гибки заданного давления, а другой конец через переходный штуцер *2* с обратным клапаном соединяется с источником питания *1*. После зарядки трубы требуемым давлением (см. табл. 11—12) она отсоединяется от источника питания и подвергается гибу, причем присоединенный к трубе газогидравлический аккумулятор поддерживает в трубе заданное давление.



Рис. 315. Схема установки для гибки труб с жидким заполнителем

Таблица 11

Давления, применяемые при гибке стальных труб с жидким заполнителем

Размер сечения трубы в *мм*	6×4,8	6×4	8×6,7	8×6	10×8,5	10×8,5	12×10.2
Давление в *кГ/см²*	500	800	400	650	400	500	300
Размер сечения трубы в *мм*	12×10	15×12.8	15×13	16×14	20×18	22×20	25×23
Давление в *кГ/см²*	385	380	350	310	310	300	250

Таблица 12

Давления жидкости при гибке труб из материала АМгМ с жидким заполнителем

Размер сечения трубы в *мм*	8×6	10×8	12×10	14×14	16×14
Давление в *кГ/см²*	100	100	90	80	70
Размер сечения трубы в *мм*	18×16	20×18	22×20	25×23	27×25
Давление в *кГ/см²*	70	70	70	70	60

Гибкие (эластичные) трубопроводы

В том случае, когда имеет место перемещение двух частей машины, к которым крепятся концы трубопровода, применяют соединения, допускающие подобные перемещения. Одним из таких

соединений является, помимо рассмотренных выше подвижных соединений (см. стр. 523), соединение с помощью гибких трубопроводов — резинотканевых шлангов и гибких металлических рукавов.

Резинотканевые шланги. Основой гибкого шланга в большинстве случаев является резина. Шланги с этой основой пригодны для температур до 135° С. В случае, если шланг предназначен для работы в среде агрессивных жидкостей или высоких температур, применяют специальные основы. Так, например, на базе резиноподобных материалов изготовляют шланги для температур от —70 до +260° С.

Шланг состоит из внутренней эластичной герметичной трубки, которая в случае необходимости упрочняется внешней хлопчатобумажной или металлической оплеткой, а в некоторых случаях внутренними хлопчатобумажными и металлическими каркасами.

Распространенные размеры внутренних диаметров шлангов — 3—50 *мм*. Шланги больших сечений обычно выпускают для давлений 75—100 *кГ/см²* и реже для давлений 130 *кГ/см²*. Шланги с двойной и тройной оплеткой диаметром 32 *мм* выпускают для давления 280 *кГ/см²*. Шланги малых размеров (внутренний диаметр 4 *мм*) с двойной металлической оплеткой выпускают для давления 650 *кГ/см²* и выше. Некоторые зарубежные фирмы выпускают шланги с тройной внутренней оплеткой (каркасом) для давления 800 *кГ/см²* при диаметре 4 *мм* и для давления 450 *кГ/см²* при диаметре 10 *мм*.

Таблица 13

Характеристики серийных шлангов с двойной оплеткой для высокого давления

Внутренний диаметр		Наружный диаметр		Рабочее давление		Разрушающее давление		Минимальный радиус гиба	
в дюймах	в *мм*	в дюймах	в *мм*	в *фн/дм²*	в *кГ/см²*	в *фн/дм²*	в *кГ/см²*	в *дм*	в *мм*
1/4	6,35	11/16	17,46	3600	252	18 000	1260	4	101,6
3/8	9,52	27/32	21,43	2800	196	14 000	980	5	127,0
1/2	12,7	31/32	2,0	2400	168	12 000	840	7	177,8
3/4	19,0	1 1/4	31,75	1800	126	9 000	630	9 1/2	241,3
1	25,4	1 9/16	39,68	1500	105	7 500	525	11	279,4
1 1/4	31,75	2	50,8	1300	91	6 500	455	16	406,4
1 1/2	38,1	2 1/4	57,15	1000	70	5 000	350	20	508,0
2	50,8	2 3/4	69,8	800	56	4 000	280	22	558,8

Наименьший радиус гиба шлангов с двойной оплеткой обычно выбирается не менее 12—15 внутренних диаметров и с тройной оплеткой — не менее 15 диаметров.

Однако в некоторых случаях принимают минимальный радиус изгиба, равный 8—12 диаметрам для шлангов с двойной оплеткой и 9—15 диаметрам для шлангов с тройной оплеткой, причем более высокие значения изгиба соответствуют шлангам малого диаметра.

Выпускают также шланги с основой (внутренней трубкой) из фторопласта, которые пригодны для работы в диапазоне температур от —55 до +230° С. Эти шланги малых размеров выпускают для давлений до 400 *кГ/см*² и выше. Для повышения гибкости фторопластовых шлангов большого диаметра их внутреннюю трубку

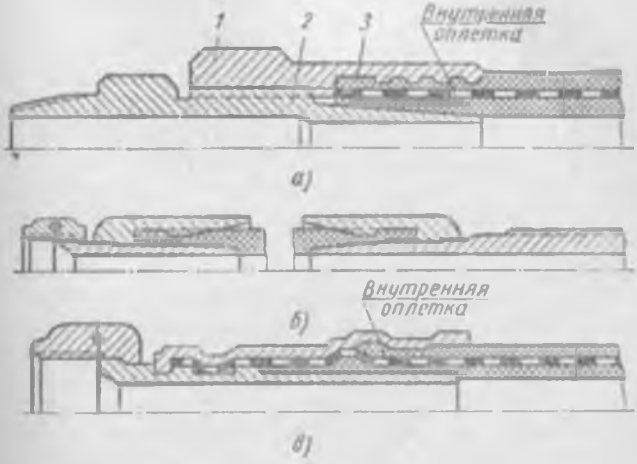


Рис. 316. Способы заделки резино-тканевых шлангов в арматуре

гофрируют. Минимально допустимый радиус изгиба таких шлангов в эксплуатации должен быть в 3,5—4 раза больше внешнего их диаметра.

В табл. 13 приведены характеристики шлангов для высокого давления с двойной оплеткой, применяющихся в промышленности США.

На рис. 316, *а* представлен распространенный способ заделки шланга в арматуре, применяемый при давлениях 100—150 *кГ/см*². Заделка осуществлена при помощи зажимной обоймы *1* (наконечника) и соединенного с ней при помощи резьбы ниппеля *2*, который в данном соединении является общей деталью с присоединительным штуцером.

Хвостовик обоймы имеет внутреннюю нарезку большого шага. При монтаже шланг *3* ввинчивается в наконечник *1* до упора, после чего в наконечник ввинчивается ниппель *2* (до прихода торца шланга к торцу наконечника), который своим коническим

хвостовиком вмипает шланг в канавки резьбы наконечника и уплотняет соединение.

На рис. 316, *б* приведен типовой шланг оплеточной конструкции для рабочего давления до 150 *кГ/см²*, заделанный в наконечник с внутренним и наружным конусами у ниппелей, и на рис. 316, *в* — шланг с металлической оплеткой, заделанный (закатанный) в профильный наконечник. Наличие в заделке (рис. 316, *б*) внешнего раструба на конце обойм обеспечивает плавный перегиб шланга.

Гибкие металлические рукава. Для работы в условиях высоких и низких температур находят применение гибкие трубопроводы (рукава) с металлической гофрированной бесшовной внутренней

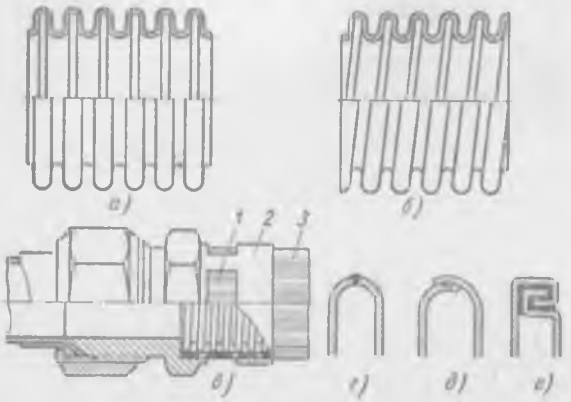


Рис. 317. Схемы гибких металлических рукавов (*а* и *б*) и конструкция узла заделки рукава в арматуре

металлической трубкой с параллельным (рис. 317, *а*) или спиральным (рис. 317, *б*) гофрами, заключенной в проволочную оплетку *3* (рис. 317, *в*).

По сравнению с резинотканевыми шлангами эти рукава, и в частности рукава из нержавеющей стали, обладают высокой гибкостью; к тому же рукава больших сечений (начиная с внутреннего диаметра 15 *мм*) имеют меньший вес, чем резинотканевые шланги тех же размеров.

Рукав представляет собой гофрированный трубопровод, изготовленный из цельнотянутой трубы или из профилированной стальной ленты, свернутой в спираль с паяным (рис. 317, *д* и *е*) или сварным (рис. 317, *г*) швом. Для изготовления рукавов обычно применяют ленту из нержавеющей стали 1Х18Н9Т толщиной 0,15—0,4 *мм* и реже ленту из углеродистой стали, латуни, бронзы, монель-металла, никеля и титана. Оплетку изготовляют из проволоки того же материала диаметром 0,3—0,5 *мм*.

На рис. 317, *в* показан один из способов заделки рукава в присоединительный штуцер. Штуцер имеет трубчатый цилиндриче-

ский хвостовик *2* с прорезанными окнами, в который введен конец рукава вместе с оплеткой, предварительно припаянной на участке заделки к гофрированной металлической трубке. После этого вставленный конец рукава пропаивают по периметру окон *1* и обрезу хвостовика. Для этой же цели применяют также сварку.

Металлические рукава выпускают для работ в условиях температур от —200 до +540° С и для рабочих давлений при малых диаметрах сечения (до 6 *мм*) до 350—400 *кГ/см²* и выше. Рукав выпускают внутренним диаметром 2—100 *мм*, причем рукава последнего размера пригодны для работы на давлениях $p = 70$ *кГ/см²*. Для испытательных установок выпускают рукава диаметром до 250 *мм* и выше с соответствующим понижением допустимого давления. Некоторые фирмы США выпускают рукава диаметром 25,4 *мм* (1″) на давление 350 *кГ/см²* (5000 *фн/дм²*).

При нагружении рукава пульсирующим давлением он может подвергнуться усталостному разрушению, причем срок службы (выдерживаемое число циклов нагружения) зависит в основном от амплитуды колебаний давления. При амплитуде в пределах 20% номинального давления (при колебаниях давления от 80 до 100% номинальной величины давления) рукава выдерживают число циклов нагружения $10 \cdot 10^6$. При колебаниях от 50 до 100% номинального давления число циклов нагружения снижается до $10 \cdot 10^4$.

Допустимый радиус изгиба рукава — не менее 10 диаметров его внутреннего сечения. При меньших значениях радиуса изгиба допустимое рабочее давление должно быть уменьшено; радиус изгиба следует также уменьшать, если рукав в эксплуатации подвергается перегибам, причем для больших углов перегиба это уменьшение должно быть более значительным. Эту зависимость можно принять изменяющейся по линейному закону в зависимости от угла перегиба; для угла 180° уменьшение должно составлять 1,5.

Резервуары (баки) для жидкости

Бак служит для размещения рабочей жидкости, используемой в гидравлической системе. Минимальная емкость бака определяется изменением емкости агрегатов гидравлической системы, в процессе работы, которое, в свою очередь, определяется:

а) изменением емкости гидросистемы в процессе зарядки и разрядки аккумулятора $\Delta W_1 = W_{max} - W_{min}$; это изменение равно количеству жидкости в аккумуляторах при максимальной их зарядке;

б) изменением ΔW_2 объема при работе силовых цилиндров, обусловленных разностью их рабочих объемов при подаче жидкости в полости со стороны штоков и в полости, противоположные штоку;

в) изменением ΔW_3 объема жидкости в гидросистеме, обусловленным температурным ее расширением:

$$\Delta W_3 = \beta_t W_ж \Delta t,$$

где β_t — коэффициент температурного расширения жидкости; для минерального масла $\beta_t \approx 10^{-3} \frac{1}{\text{град}}$;

W_3 — объем жидкости в гидросистеме;

Δt — изменение температуры.

Помимо этого, необходим некоторый запас $W_з$ жидкости для компенсации утечек, а также создания некоторого превышения уровня жидкости над заборным каналом, для того чтобы при максимальном расходе не могла образоваться воронка у заборного

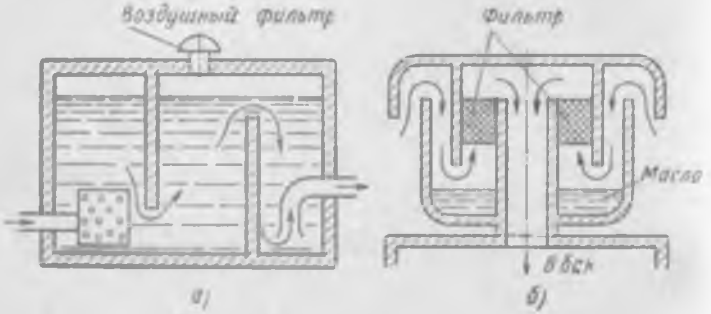


Рис. 318. Схемы жидкостных резервуаров (баков)

канала; практически это превышение уровня должно быть не менее 50 *мм*.

Для уменьшения возможности образования воронки на всасывающий канал устанавливают крупноячейковый сетчатый фильтр, сопротивление которого должно быть возможно небольшим.

В соответствии с этим объем жидкости, на который должен быть рассчитан бак, равен сумме перечисленных выше объемов:

$$W = \Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_3 + W_з. \qquad (474)$$

Кроме того, следует предусмотреть также некоторый воздушный объем $W_{воз}$ бака при максимальном его заполнении, необходимый для предотвращения попадания жидкости в дренажную систему и в воздушный фильтр. Величина $W_{воз}$ обычно выбирается равной 10—15% объема жидкости, вычисленного по выражению (474).

Емкость бака часто выбирают равной 2—3-минутной производительности насоса.

Бак должен быть сконструирован так, чтобы в нем обеспечивался отстой жидкости; для этого циркуляция жидкости в нем

должна быть сведена к минимуму. Ввод жидкости в бак не должен вызывать вспенивания и завихрения ее; для этого ввод должен быть осуществлен ниже уровня жидкости в баке. На вводном канале рекомендуется устанавливать сетчатое устройство (рис. 318, *а*) для дробления струи жидкости. Минимальный уровень жидкости в баке должен быть выше всасывающего трубопровода, идущего к насосу, более чем на 50 *мм*.

Расположение и конструкция бака должны обеспечивать легкий контроль уровня жидкости и пополнение ею. Для контроля количества жидкости рекомендуется применять указатели уровня.

Бак должен иметь в верхней части дренажное отверстие (трубопровод) диаметром 2—5 *мм*. Для устранения попадания в бак пыли вместе с воздухом, поступающим в него при изменениях уровня жидкости, дренажные отверстия должны быть снабжены воздушными фильтрами, улавливающими механические частицы (пыль) и влагу. Более совершенным способом предохранения бака от попадания пыли является применение наряду с фильтрами жидкостного пылеуловителя (рис. 318, *б*).

Концы всех труб, соединенных с баком, должны находиться ниже минимального уровня жидкости на величину не менее трех диаметров трубы. Срез всасывающей трубы насоса должен отстоять от дна бака на расстоянии не менее двух диаметров трубы. Сливные магистрали должны быть подсоединены к специальным отсекам бака, удаленным от отсеков, соединенных с всасывающими магистралями. Для улучшения условий выделения из жидкости воздуха необходимо всасывающую трубу отдалять от сливной, что обеспечивается перегородками (рис. 318) с высотой, равной $^2/_3$ высоты минимального уровня жидкости в баке. Применяют перфорированные перегородки, которые создают равномерную скорость течения вдоль нижней части бака, благодаря чему облегчается выделение пузырьков воздуха из жидкости и опускание частиц грязи на дно бака.

В стенку бака рекомендуется ввертывать магнитную пробку для улавливания продуктов износа стальных деталей.

В ряде случаев применяют так называемые закрытые гидросистемы, в которых жидкость не контактирует с атмосферным воздухом. Баки в этом случае либо заполняются каким-либо инертным газом (азотом) под некоторым небольшим давлением, либо снабжаются разделительными устройствами мембранного или поршневых (см. рис. 15) типов. При применении их улучшается заполнение насоса жидкостью, а в поршневом насосе может быть обеспечено принудительное ведение его поршней.

Для охлаждения жидкости в резервуарах (баках) часто размещается радиатор, через который пропускается охлаждающая жидкость или воздух (см. также стр. 118).

Глава X

ФИЛЬТРАЦИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Загрязнение жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидравлических агрегатов, причем влияние качества очистки (фильтрации) жидкостей на работу гидроагрегатов столь велико, что без преувеличения можно утверждать, что срок службы гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в несколько (до десятка) раз. Загрязнения, как правило, повышают трение и увеличивают износ рабочих поверхностей скользящих пар и могут привести к заклиниванию подвижных деталей гидроагрегатов и в частности гидроагрегатов системы автоматики, а также быть причиной скачкообразного движения привода при плавном изменении сигнала управления.

Влияние загрязнения жидкости особенно велико в гидросистемах высокого давления с плунжерными агрегатами, величина радиального зазора в которых обычно колеблется от 2 до 4 *мкм*.

В связи с указанным следует отметить, что лучшие из применяемых в настоящее время фильтров очищают жидкость от твердых частиц размером не менее 5 *мкм*, а следовательно, в рабочей жидкости неизбежно присутствуют частицы меньше этого размера.

Под словом «фильтр» понимают устройство, в котором жидкость подвергается очистке от загрязняющих примесей (частиц), попадающих в гидросистему из вне, а также частиц, образовавшихся в результате износа и окисления деталей гидроагрегатов и продуктов окисления рабочей жидкости (масла).

Помимо этого, сами рабочие жидкости (масла) в состоянии поставок часто имеют недопустимо высокую для данного случая применения загрязненность.

Из твердых частиц наиболее разрушительными для гидроагрегатов являются частицы, входящие в состав атмосферной пыли, которая попадает в баки гидросистем через заливные горловины и прочие каналы.

Основным источником загрязнений в гидросистемах машин работающих в пыльных условиях (сельскохозяйственных, дорож-

ных, строительных и прочих) являются частицы, попадающие в бак с воздухом, причем интенсивность загрязнений зависит от степени колебания объема (изменения уровня) жидкости в баке при работе гидросистемы.

Изменение уровня жидкости в баках в основном обусловлено разностью объемов полостей силовых цилиндров, которые, как правило, имеют односторонние штоки, а также работой (зарядкой и разрядкой) газогидравлических аккумуляторов. Нетрудно видеть, что при подаче жидкости в полость силового цилиндра со стороны, противоположной штоку, объем жидкости, забираемой насосом из бака, будет превышать объем жидкости, отводимой в бак из нерабочей полости цилиндра, а следовательно, для устранения вакуума в баке к нему должен поступить воздух в объеме

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h,$$

где d и h — диаметр и ход поршневого штока цилиндра.

При обратном движении поршня силового цилиндра воздух будет вытесняться из бака.

В том случае, если одновременно работают несколько цилиндров, объем воздуха, поступающего в бак, будет равен сумме нескомпенсированных расходов жидкости, вытесняемой и забираемой ими из бака.

Загрязнитель может попасть в гидросистему при заправке и дозаправке гидросистемы жидкостью. Для устранения возможности попадания загрязнений в гидросистему при заправке, и в частности при заправке гидросистем самолетов в полевых условиях, заправку осуществляют закрытым способом: жидкость вытесняется сжатым газом через фильтр тонкой очистки из заправочной емкости непосредственно в гидросистему. Заправка и дозаправка закрытых гидросистем должны производиться закрытым способом с помощью ручного насоса через фильтр тонкой очистки.

Очевидно, достигнуть абсолютной чистоты жидкости существующими методами очистки жидкостей не представляется возможным, и к ней можно лишь приближаться. Ввиду этого в технических требованиях устанавливаются нормы допустимой загрязненности, которые зависят от назначения гидросистемы и ответственности выполняемых ею функций, а также от чувствительности гидроагрегатов к загрязнениям. К примеру, американским стандартом установлено 11 классов загрязненности. Для гидросистем же ракет дополнительно введен труднодостижимый нулевой класс.

Ввиду того, что современные знания по вопросам влияния размера и происхождения твердых частиц и их формы на износ деталей гидроагрегатов недостаточны, при решении вопроса о качестве (тонкости) фильтрации приходится руководствоваться опытными данными.

Фильтрацию считают качественной, если размер капиллярных каналов фильтрующего материала не превышает половины наименьшего зазора в скользящих парах гидроагрегата, для которого предназначен фильтр. Однако ввиду трудности выполнения этого требования часто считают фильтрацию удовлетворительной, если размер капиллярных каналов фильтрующего материала не превышает величины наименьшего зазора в скользящих парах гидроагрегата, для которого предназначен фильтр.

Таблица 14

Количество частиц в штуках на 100 $см^3$ пробы

Класс систем по чистоте	Гранулометрический состав примесей в *мкм*				
	5—10	10—25	25—50	50—100	100 и волокна
I	675	125	50	25	0
II и III	25 000	5000	1500	225	20

В табл. 14 приведены данные по допустимому содержанию в рабочих жидкостях механических примесей по гранулометрическому составу и зависимости от класса агрегатов (с учетом величины зазоров), принятые в ответственных гидросистемах ряда машин.

РАСЧЕТ ФИЛЬТРА

Расчет фильтра в основном сводится к определению расхода жидкости и величины гидравлических потерь на единицу поверхности фильтровального материала.

Ввиду сложности пористой структуры большинства фильтровальных материалов, состоящей из соединенных между собой пор и сложной сети каналов (капилляров) различной формы и размеров, которые к тому же в ряде случаев изменяются под действием перепада давления, установить для большинства фильтровальных материалов закономерность и дать аналитическое выражение для характеристики потока жидкости практически невозможно. Поэтому гидравлические характеристики фильтровального материала определяются, за исключением отдельных случаев, экспериментальным путем.

Расход фильтра может быть выражен в общем случае зависимостью, вытекающей из закона Пуазейля (см. также стр. 68):

$$q = k\frac{\Delta p}{\mu};$$

$$Q = qF = k\frac{\Delta pF}{\mu}, \qquad (475)$$

где q — расход (пропускная способность) в единицу времени через единицу площади фильтровального материала;

μ — коэффициент динамической вязкости фильтруемой жидкости;

Δp — перепад давления на фильтре;

F — площадь поверхности фильтрующего элемента;

$k = \frac{q\mu}{\Delta p}$ — коэффициент пропорциональности, представляющий собой удельную пропускную способность единицы площади поверхности фильтровального материала при перепаде давления 1 *кГ/см²* и вязкости жидкости 1 *пз* (обычно выражается в *л/см²*).

Опыт показывает, что коэффициент k для поверхностных фильтров сохраняется при всех прочих равных условиях практически постоянным в широком диапазоне расходов и перепадов давления, благодаря чему представляется возможным использовать его в качестве сравнительной характеристики гидравлического сопротивления фильтровального материала.

Практические значения коэффициента k (в *л/см²*) для распространенных фильтровальных материалов поверхностного типа следующие:

Металлическая сетка №	k	Фильтровальная бумага	k
01	11,24	АФБ-2	0,036
009	9,91	АФБ-1К	0,03
0071	6,93	АФБ-1	0,015
006	6,06		
0045	2,27	Фильтровальная ткань (капрон)	0,013
002	1,16		

Примечание. Номер сетки одновременно показывает величину стороны ячейки в свету в миллиметрах.

Значение коэффициента k для фильтровального материала глубинного типа, в частности из спеченных металлических шариков, зависит от плотности (пористости) и толщины этого материала. Для условной толщины материала, равной 1 *мм*, значение этого коэффициента можно приближенно принимать (по данным различных источников для шариков из бронзы):

Диаметр гранул в *мм*	0,2	0,15	0,03	0,02	0,01	0,05
k_1	0,012	0,0105	0,0017	0,0014	0,0008	0,00072

Пренебрегая возможной неравномерностью плотности (пористости) по толщине материала (см. стр. 552), получим приближенное выражение, характеризующее расход фильтроэлемента, отнесенный к единице толщины материала:

$$Q_1 = k_1 \frac{\Delta p F}{\mu h},$$

где h — толщина материала.

В практике коэффициент k_1 для этого случая принято называть коэффициентом проницаемости.

Допустимость подобного приближения подтверждается опытом, который показывает, что при увеличении толщины металлокерамического материала с 2 до 3 *мм* расход жидкости (вязкостью 2,5 *сст*) уменьшается в 1,5 раза.

Тонкость очистки (фильтрации). Материал фильтрующих элементов должен быть максимально проницаемым, однако способным задерживать возможно малые частицы механических включений (частиц). В соответствии с этим материал должен иметь мельчайшую однородную сетку с максимальными суммарной площадью проходных ячеек (пор) и количеством их на единицу поверхности материала. Количество этих ячеек на единицу поверхности в основном и определяет тонкость фильтрации, которая характеризуется размерами поровых каналов в фильтровальном материале или, что то же самое, размерами частиц загрязнителя, которые им удерживаются.

В соответствии с этим под тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц фильтруемой среды, улавливаемой фильтрующим элементом, т. е. способность фильтра задерживать (удалять) из жидкости частицы соответствующих размеров.

В качестве критерия тонкости фильтрации принят коэффициент отфильтровывания, представляющий собой отношение числа частиц загрязнителя, задержанных фильтром при разовом проходе, к числу их в неотфильтрованной жидкости:

$$\psi = \frac{n_1 - n_2}{n_1}, \qquad (476)$$

где n_2 и n_1 — число частиц загрязнителя данного размера в пробе фильтрата и неотфильтрованной жидкости.

Измерить размеры поровых каналов большинства фильтровальных материалов практически невозможно. С помощью микроскопа можно определить лишь размер ячеек металлических сеток и некоторых тканей. Однако и при этом необходимо иметь в виду, что могут быть участки фильтровального материала, размеры поровых каналов которых значительно отличаются от среднего их размера, что может быть обусловлено сдвигом волокон материала в какую-либо сторону в результате механических воздействий, а также причинами технологического порядка.

Суммарную пористость фильтровального материала глубинных фильтров без учета равномерности ее распределения можно приближенно определить по увеличению веса материала после пропитки его фильтруемой жидкостью; приняв объем жидкости, проникшей в поры, равным объему пор, можем написать

$$V_n = \frac{G_2 - G_1}{\gamma}, \qquad (477)$$

где G_1 и G_2 — вес образцов фильтрующего материала до и после погружения в жидкость;

γ — объемный вес жидкости.

Для определения максимального размера частиц, пропускаемых фильтром, обычно применяется метод, называемый испытанием на появление пузырьков воздуха. Для этого испытуемый фильтрующий элемент погружается в жидкость (спирт-денатурат или рабочую жидкость) и к нему подается воздух под некоторым давлением. Поток пузырьков указывает на расположение отверстия наибольшего размера, а давление, при котором появляются первые пузырьки, определяет диаметр этого отверстия.

На рис. 319 приведена кривая зависимости давления соответствующего началу появления пузырьков от размера максимальной частицы загрязнителя, пропускаемой сетчатым фильтровальным элементом из нержавеющей стали. Этой кривой с достаточной точностью (≈10%) можно пользоваться также для оценки фильтрующих элементов иных типов.

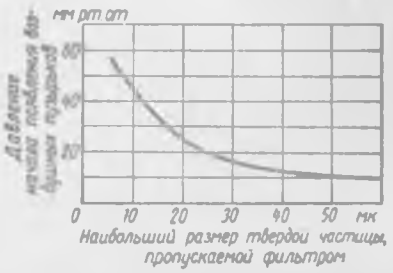


Рис. 319. Кривая, характеризующая появление воздушного пузырька в сетчатых фильтроэлементах

В соответствии с требованиями по тонкости очистки жидкостей разделяют фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки. К фильтрам грубой очистки обычно относят фильтры с фильтрующим элементом, задерживающим частицы загрязнителя с условным диаметром более 0,1 *мм*; к фильтрам нормальной очистки — более 0,01 *мм* и к фильтрам тонкой очистки — более 0,005 *мм* и для особо тонкой очистки — более 0,001 *мм*.

Помимо этого, различают абсолютную и номинальную маркировку тонкости фильтрации. Абсолютная маркировка тонкости характеризуется минимальным размером частиц загрязнителя, полностью удерживаемых фильтрами; номинальная — минимальным размером частиц, задерживаемых фильтром за разовый проход в количестве 98% первоначального значения.

В промышленных маркировках и в технических условиях на фильтры обычно указывается минимальный (номинальный) размер частиц, которые задерживаются данным фильтром. Так, например, 10-микронный фильтр определяется как очиститель, который должен обеспечить удаление 98% (в весовом отношении) всех частиц, размер которых по наибольшему измерению равен или больше 10 *мкм*.

Лучшие образцы серийных фильтров обеспечивают 5-микронную тонкость фильтрации.

МЕТОДЫ ФИЛЬТРОВАНИЯ И ТИПЫ ФИЛЬТРОВ

Отделение от жидкостей твердых загрязняющих примесей осуществляют механическим или силовым методами. По первому методу фильтрация осуществляется через различные щелевые и пористые фильтрующие элементы (материалы) и по второму — воздействием силовых полей — магнитного, электрического, гравитационного, центробежного и др.

В гидросистемах машин применяется преимущественно первый метод очистки, основанный на различии размеров этих частиц и проходных каналов фильтрующего материала.

По виду применяемых фильтровальных материалов фильтры механической очистки можно разделить на два основных типа. В фильтрах первого типа частицы загрязнителя задерживаются в основном на поверхности фильтровального материала и в фильтрах второго типа — в порах капилляров материала. Хотя строго разграничить фильтры по этому признаку и невозможно, однако различают поверхностные и глубинные фильтры. К первым относятся металлические сетчатые фильтры, а также тканевые и бумажные фильтры и ко вторым — фильтры с набивочным фильтрующим материалом.

Фильтроэлементы из металлических проволочных сеток. В качестве фильтровальных материалов, и в частности в тех случаях, когда к фильтрам не предъявляется высоких требований по тонкости очистки, применяются металлические тканые сетки квадратного переплетения обычно из латунной проволоки круглого сечения. В этих фильтрах загрязнитель задерживается на поверхности.

Фильтрующие качества этих фильтров (тонкость фильтрации и расход жидкости) характеризуются величиной ячейки в свету и «плотностью» или значением живого (проходного) сечения ячеек на единицу поверхности; последний параметр выражают через коэффициент живого сечения b, представляющий собой отношение площади проходных ячеек F_0 к общей площади F сетки:

$$b = \frac{F_0}{F} = \left(\frac{a}{a+d}\right)^2,$$

где d — диаметр проволоки;

a — размер стороны ячейки сетки в свету.

Нетрудно видеть, что уменьшение, при всех прочих одинаковых условиях, величины ячейки сопровождается уменьшением коэффициента живого сечения сетки и, как следствие, увеличением гидравлического сопротивления фильтра.

Параметры применяющихся сеток приведены в табл. 15. Номер сетки показывает одновременно величину стороны ячейки в свету в миллиметрах.

Таблица 15

Параметры сеток сетчатых фильтров

№ сетки	Размер ячейки в свету в мм	Диаметр проволоки в мм	Число проволок на 1 см	Число ячеек на 1 см²	Коэффициент живого сечения в %	№ сетки	Размер ячейки в свету в мм	Диаметр проволоки в мм	Число проволок на 1 см	Число ячеек на 1 см²	Коэффициент живого сечения в %
004	0,04	0,03	143	20 450	28,0	01	0,1	0,07	58,8	3 460	34,6
0045	0,045	0,035	125	15 000	29,8	015	0,15	0,10	40,8	1 670	36,0
005	0,05	0,035	118	13 900	31,0	018	0,18	0,13	32,3	1 040	33,8
006	0,06	0,04	100	10 000	36,0	020	0,20	0,13	30,3	918	36,7
0071	0,071	0,055	80	6 400	34,4	025	0,25	0,13	26,4	694	43,3
0085	0,085	0,065	66,6	4 430	32,0						

Следует отметить, что сетчатые фильтры могут пропускать удлиненные частицы, длина которых значительно превышает (в 2—5 раз) номинальный размер ячеек.

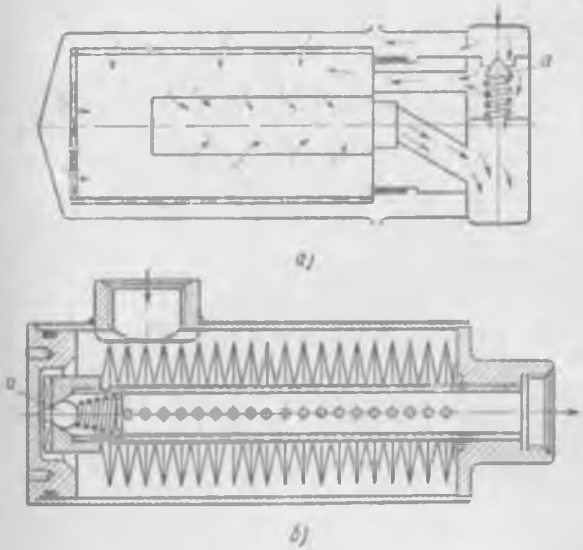


Рис. 320. Сетчатые фильтры

Конструктивное исполнение сетчатых фильтроэлементов может быть самым различным — в виде цилиндров (рис. 320, *а*), в виде набора (пакета) сетчатых дисков (рис. 320, *б*) и пр.

Сетчатые фильтры часто выполняют также с несколькими (двумя и тремя) слоями фильтрующих сеток с постоянными во

всех сетках размерами ячеек или с сетками, размер ячеек которых уменьшается от слоя к слою по потоку жидкости (рис. 321). Применение фильтров с многослойными сетками повышает эффективность и тонкость очистки. Так, например, если загрязненное масло, пропущенное через однослойную сетку № 0071, еще мутное, то пропущенное через эту же сетку в два слоя становится чистым. Потери напора при течении жидкости через многослойный фильтр с однородной сеткой выше, чем через однослойный, примерно в число раз, равное числу слоев.

Удельный расход жидкости в сетчатых фильтрах (расход, отнесенный к единице площади сетки) представляет в пределах применяющихся перепадов давлений (от 0 до 3 $кГ/см^2$) линейную зависимость от последних. Однако удельный расход через сетки разных номеров, имеющих одинаковые по величине значения коэффициента живого сечения b, различен, причем более высоким расходом (пропускной способностью) обладают сетки с большими отверстиями (ячейками) в свету. Практически расходы через сетки с одинаковыми коэффициентами b отличаются во столько раз, во сколько отличаются размеры их ячеек. Так, например, расходы через сетки № 006 и 015 с одинаковым коэффициентом $b = 0{,}36$ отличаются во столько раз, во сколько отличаются размеры их ячеек, т. е. в 2,5 раза.

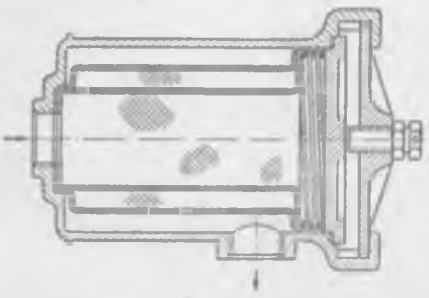


Рис. 321. Двухслойный сетчатый фильтр

Площадь F поверхности однослойного сетчатого фильтра принято выбирать такой, чтобы она превышала площадь входного отверстия в корпусе (или площадь сечения трубы) в 40—60 раз.

Преимуществом фильтроэлементов из металлических сеток является их механическая прочность и то, что устраняется опасность миграции в жидкость наполнителя (частиц фильтрующего элемента), а также то, что они имеют относительно стабильный размер ячеек.

Фильтры с бумажным фильтроэлементом. Фильтры с бумажным фильтроэлементом относятся к группе поверхностных фильтров тонкой очистки, обладающих большой поверхностью и малой толщиной фильтрующего материала. Они пригодны для работы при температурах рабочей жидкости от −45 до +125° С. При качественной бумаге фильтры задерживают за один проход значительную часть (75%) твердых включений размером более 4—5 *мк*, однако тонкость фильтрации серийных бумажных фильтров не превышает 8—10 *мк*.

Бумажный фильтроэлемент обычно выполняется в виде цилиндра, стенки которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки, поддерживаемые металлическим каркасом (рис. 322, *а*), а бумага подвергается крепированию. Для повышения тонкости фильтрования применяют многослойные фильтры, в которых жидкость проходит последовательно через несколько слоев бумаги.

Применяются также щелевые бумажные фильтры, фильтроэлементы которых состоят из штампованных бумажных колец, уложенных в стопку и сжатых пружиной. Зазор между бумаж-

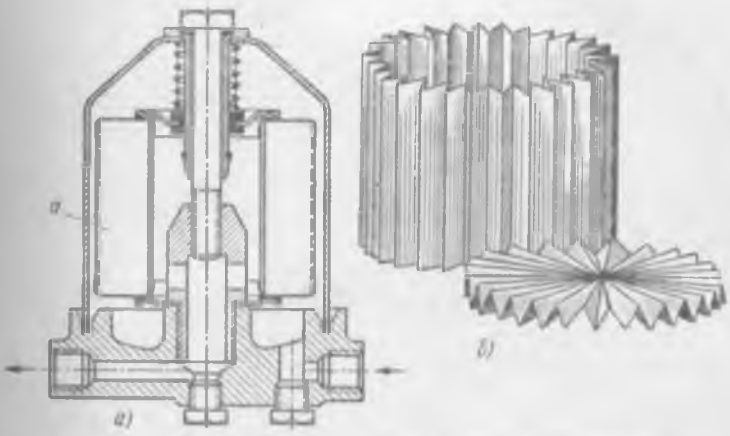


Рис. 322. Бумажный фильтр (*а*) и его фильтроэлементы (*б*)

ными кольцами, а следовательно, и тонкость фильтрации этих фильтров определяются усилием сжатия пружины.

Детали распространенных бумажных фильтроэлементов показаны на рис. 322, *б*.

К этой группе фильтров относятся также фильтрующие ткани, а для высоких температур (до 250° С) синтетические ткани. Для более высоких температур применяются термостойкие фильтрующие материалы из графитовых, угольных, алюминосиликатных и алюмоборосиликатных волокон.

Фильтры снабжаются перепускным клапаном, который при повышении перепада давления, сопровождающем засорение фильтроэлемента, открывается, и жидкость поступает к выходному штуцеру, минуя фильтроэлемент.

Для того чтобы исключить попадание в систему при открытии перепускного клапана нефильтрованного масла, фильтры снабжают дополнительным фильтроэлементом грубой очистки.

Типовая конструкция такого фильтра с комбинированным фильтроэлементом, состоящим из элементов тонкой *2* и грубой *1*

очистки, представлена на рис. 323. До открытия перепускного клапана *3* (рис. 324, *а*) жидкость последовательно проходит через оба фильтра-элемента и после открытия (рис. 324, *б*) — минуя элемент тонкой очистки показана на рис. 324.

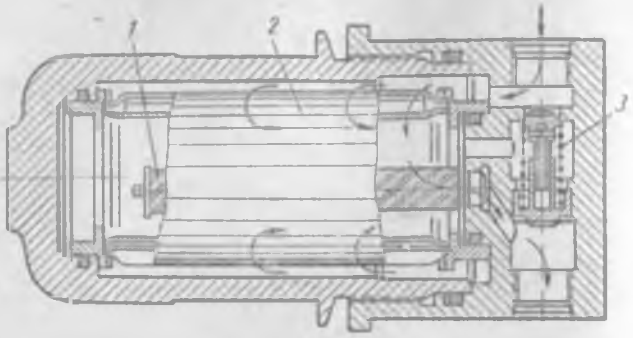


Рис. 323. Комбинированный фильтр из фильтровальных элементов грубой и тонкой очистки

Фильтрующий элемент *2* тонкой очистки обычно изготовляется из фильтровальной бумаги или сеток саржевого плетения (см. стр. 554) и элемент *1* грубой очистки — из сеток квадратного переплетения или проволочных элементов. Фильтроэлементы из бумаги и сеток саржевого плетения усиливаются металлическим каркасом (обычно из латунной сетки № 028).

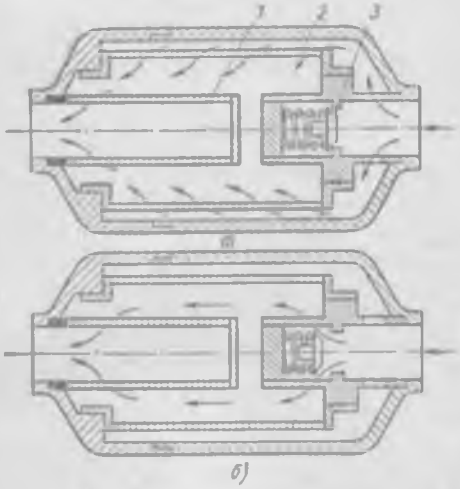


Рис. 324. Схема комбинированного фильтра

При засорении фильтрующего элемента тонкой очистки открывается перепускной клапан *3* и жидкость поступает через фильтрующий элемент грубой очистки к выходному штуцеру, минуя фильтрующий элемент тонкой очистки.

ГЛУБИННЫЕ ФИЛЬТРЫ

В глубинных фильтрах жидкость проходит через толщу пористого материала фильтрующего элемента (текстиля, войлока, бумаги, целлюлозы, обожженной глины, пластмассы, пористого

металла и др.). Фильтры этого типа, каждый капилляр которых имеет большое количество последовательно расположенных пор, доходящее до сотни и более, можно сравнивать по эффективности фильтрования с многослойными поверхностными фильтрами с той же длиной капилляров и количеством в них пор.

В частности наполнители из синтетических волокон могут обеспечить благодаря высокопористой структуре, обусловленной малой толщиной волокон, тонкость очистки 1—2 *мкм*.

Ввиду того, что загрязнитель задерживается в этих фильтрах в основном в толще материала, эти фильтры при одинаковой загрязненности жидкости имеют по сравнению с поверхностными типами более высокие грязесъемность и сроки службы.

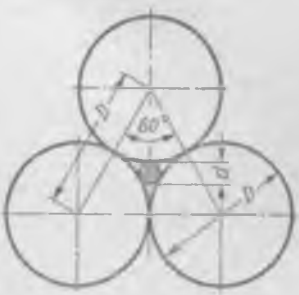


Рис. 325. Расчетная схема фильтровального материала из спеченных металлических шариков

Наиболее распространены волокнистые наполнители из металлокерамики, бумаги, войлока, целлюлозы, стекловолокна и синтетических волокон различной толщины и плотности.

Фильтры с наполнителями из металлокерамических порошков. Широко распространены фильтры с наполнителями из пористых металлов и керамики, получаемыми либо спеканием металлических или керамических несферических или сферических порошков, либо способом порошковой металлургии. Пористые материалы в виде листов из металлических порошков получают также холодной прокаткой.

В практике распространены металлические фильтроэлементы из спеченных сферических порошков различных металлов и их соединений, обладающих свойствами металла (сталь, бронза, титан, никель, серебро и пр.).

Схема пористой структуры металлического фильтровального материала из сферических порошков представлена на рис. 325. Жидкость очищается, протекая по длинным и извилистым каналам между шариками, причем задержанный загрязнитель распределяется практически равномерно по этим каналам и порам, благодаря чему фильтры отличаются высокой грязесъемностью.

Размер пор существующих фильтрующих элементов из порошков бронзы составляет 2—100 *мкм* и порошков нержавеющей стали 3—40 *мкм*.

Размеры пор фильтровальных элементов из сферических металлических порошков и керамики выбирают исходя из максимального условного диаметра частицы загрязнителя, которая [illegible] пройти в зазоре между тремя плотно уложенными шариками. При сферической форме исходного порошка и точечном контакте шариков максимальный линейный размер пор (максимальный

условный диаметр частицы загрязнителя, которая может пройти через пору) можно вычислить по выражению

$$d = 0{,}155D,$$

где D — диаметр зерна (шарика) исходного порошка.

В действительности линейный размер пор вследствие шероховатости зерен, отклонения их от правильной шарообразной формы несколько меньше указанного. С учетом этого фактический размер пор может быть приближенно определен по выражению

$$d \approx 0{,}1D. \qquad (478)$$

Можно получить минимальный размер (диаметр) D сферы металлического исходного материала $\sim$5 *мкм*, что соответствует условному диаметру d пор фильтрующего элемента 0,5 *мкм*, а также минимальный размер сферы керамических порошков $\sim$6—7 *мкм*, что соответствует среднему условному диаметру пор фильтрующего элемента 0,6—0,7 *мкм*. Этот условный диаметр поры и определяет номинальную точность очистки жидкости. Однако опыт показывает, что эти фильтры задерживают значительное количество частиц, размеры которых меньше номинального (условного) размера пор. Так, например, фильтры из металлических порошков диаметром 0,1 *мм* отфильтровывают (при толщине фильтрующего элемента 1 *мм*) за один проход жидкости частицы загрязнителя размером 6—8 *мкм*, а из порошков диаметром 0,2—0,3 *мм* — частицы размером 15—20 *мкм*.

Максимальный размер частиц, прошедших через фильтр из сферических порошков, примерно в 2 раза меньше максимального размера поры, определенного «продавливанием» газового пузырька (см. стр. 541).

В табл. 16 приведены результаты испытаний металлокерамических фильтров с диаметром гранул исходного порошка 0,06 и 0,2 *мм* (толщина фильтрующего элемента 1 *мм*).

Таблица 16

Результаты испытаний металлокерамических фильтров

Диаметр частиц загрязнителя в *мкм*	Число частиц в пробе жидкости при размере гранул исходного порошка в *мм*			
	0,06		0,02	
	до фильтрования	после фильтрования	до фильтрования	после фильтрования
3	943	278	1117	697
5	100	21	153	40
10	19	0	25	2
15	10	0	16	1
20	64	0	37	1
25	54	0	39	0

Лучшие из существующих промышленных 5-микронных фильтров задерживают 100% частиц размером 5 *мк* и 98% частиц размером 2 *мк*. Тонкость же фильтрования в некоторых специальных лабораторных фильтрах с малыми размерами пор и малыми расходами достигает 0,5 *мк*.

Практически для достижения тонкости очистки 8 *мк*, которая соответствует тонкости фильтрации распространенных бумажных фильтров, необходимы фильтроэлементы с размером гранул исходного порошка ~0,1 *мм*.

Таблица 17

Зависимость между d_1 и d

Средний размер фракции фильтроэлемента D в *мкм*	Максимальный размер пор d в *мкм*	Максимальный размер d_1 по максимальному измерению частиц после фильтра	Относительная характеристика	
			$\frac{d}{d_1}$	$\frac{d_1}{D}$
354	142	58	2,4	0,163
216	90	38	2,3	0,176
100	43	18	2,4	0,187
51,5	24,7	16	2,4	0,194
20	9,6	4	2,4	0,200

В табл. 17 приведены экспериментальные данные, характеризующие зависимость между размерами пор фильтроэлемента из сферического порошка и тонкостью фильтрации для типового фильтроэлемента.

Тонкость фильтрации металлокерамических фильтров можно повысить применением в них постоянного магнитного поля. Так, например, если без магнитного поля фильтр задерживает частицы размером 10 *мк*, то в магнитном поле он задерживает 98% частиц размером 3 *мк*.

Кроме твердых загрязнений, эти фильтры отделяют от рабочей среды нерастворимые в ней жидкости, имеющие более высокий удельный вес, например они могут отделить до 99,9% содержащейся в масле нерастворенной воды. Однако следует учесть, что загрязнение фильтроэлемента нерастворенной водой резко повышает его сопротивление (понижает проницаемость).

Для изготовления фильтроэлементов применяют также несферические (удлиненные) порошки с гладкой и зазубренной поверхностями. Фильтры из этих порошков по сравнению с фильтрами из сферического порошка обладают более тонкой фильтрацией, однако сопротивление их несколько выше, чем фильтров из сферического порошка. Кроме того, эти фильтры имеют более высокую прочность и хорошо прокатываются, что позволяет получать тонкие листы толщиной 0,5—0,2 *мм*.

Фильтры с фильтрующими элементами из спеченных металлических и керамических порошков (стекла, кварца, фарфора и др.) пригодны для работы при высоких температурах, соответствующих термостойкости исходных материалов (порошков). Фильтры из пористой керамики допускают температуру до 1000° С. Наиболее широко применяющиеся фильтры из нержавеющей стали пригодны для работы при 350—400° С; фильтры из порошков бронза — до 300° С, при соответствующем фильтроэлементе они пригодны для работы в агрессивных средах.

Металлические фильтрующие материалы можно подвергать механической обработке, опрессовке, спеканию, а также пайке, благодаря чему из них можно изготовлять фильтрующие элементы любой требующейся формы. Они изготовляются прессованием или

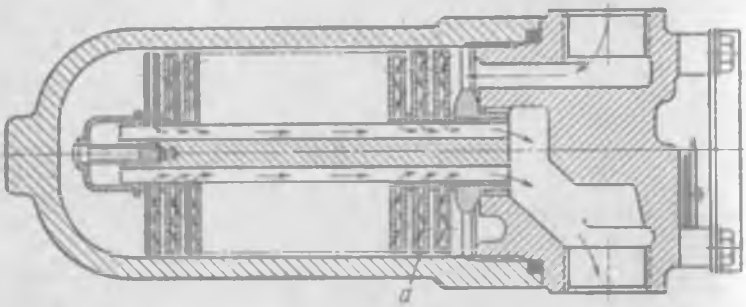


Рис. 326. Фильтр из пористых металлических дисков

выдавливанием в виде дисков, пластин и цилиндров. В большинстве случаев эти элементы изготовляют в виде брикетов соответствующей формы или в виде листов толщиной 0,4—1,0 *мм*, из которых может быть изготовлен фильтроэлемент, аналогичный по конструкции бумажным (см. рис. 322).

Распространены также фильтровальные элементы в виде набора пластин (дисков) *а* (рис. 326), которые имеют малые габариты при относительно большой фильтровальной поверхности. Диски по периферии свариваются аргоно-дуговой сваркой. В каждом диске имеется до 100 слоев гранул (шариков). Фильтр оборудован перепускным клапаном и индикатором загрязнения (красной кнопки), срабатывание которого свидетельствует о загрязнении фильтра на 50% и выше.

Недостатком фильтров из металлокерамических порошков является относительно высокое гидравлическое сопротивление (низкая удельная пропускная способность или проницаемость). Удельная пропускная способность таких фильтроэлементов из бронзовых порошков составляет $k = \sim 0{,}01$ и из стальных порошков $k = \sim 0{,}009$ [см. выражение (475)]. Для сравнения следует

отметить, что удельная пропускная способность крепированной бумаги с подобной тонкостью очистки составляет $k = \sim 0{,}03$. Следовательно, удельная пропускная способность металлокерамических фильтроэлементов ниже удельной пропускной способности бумаги в 3,0—3,5 раза, в соответствии с чем площадь поверхности металлокерамического фильтроэлемента для заданного перепада давления должна быть во столько же раз больше площади бумажного. Однако последнее компенсируется повышенной грязесъемностью металлокерамических фильтров.

Проницаемость, а следовательно, и сопротивление фильтроматериала зависят от его пористости, под которой понимается отношение объема пор, содержащихся в фильтровальном материале, к объему самого материала. Уменьшение размера пор фильтро-



Рис. 327. Характеристики металлокерамического фильтроматериала

вального материала значительно увеличивает сопротивление фильтра. Так, например, сопротивление фильтра с номинальной тонкостью фильтрации 3,5 *мк* в 2—3 раза превышает сопротивление 5-микронных фильтров.

На рис. 327, *а* представлены кривые зависимости коэффициента проницаемости от пористости материала для различных диаметров D исходной фракции порошка и различной толщины h фильтроэлементов, из которых видно, что снижение пористости в 2 раза приводит к снижению пропускной способности в ~ 5 раз.

Одна и та же тонкость фильтрации может быть достигнута уменьшением размера исходного порошка (фракции) и уменьшением пористости. На основании опыта можно рекомендовать 50—60% пористости. Увеличение пористости приводит к снижению тонкости очистки. На рис. 327, *б* показана зависимость тонкости очистки фильтра из песферического порошка от пористости m и размера фракции порошка.

Коэффициент проницаемости k зависит от толщины h фильтровального материала, причем разница при изменении толщины

материала от 2 до 8 *мм* составляет 20—40%. Эта зависимость обусловлена наличием тонкого уплотненного слоя, плотность которого обусловлена расплющиванием частиц при прессовании о поверхность пуансона, что приводит к частичному перекрытию поверхностных пор.

С уменьшением толщины материала коэффициент проницаемости уменьшается тем интенсивнее, чем больше размер частиц исходного порошка, что объясняется более высоким при возрастании размера порошка давлением прессования, что, в свою очередь, сопровождается большей деформацией при прессовании поверхностного слоя.

Однако относительная грязесъемность толстых фильтроматериалов выше, чем тонких. Это обусловлено тем, что у тонких образцов значение уплотненного поверхностного слоя, в котором концентрируется основное количество задержанных частиц,

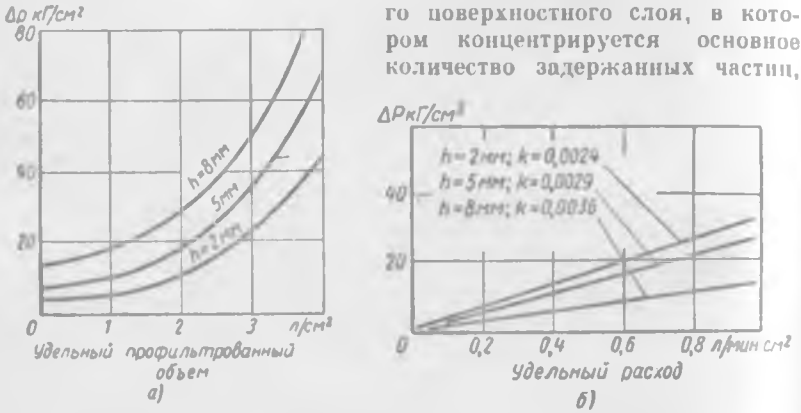


Рис. 328. Характеристики металлокерамического фильтроматериала

выше, чем у толстых, в соответствии с чем загрязнение (забивание) в них пор происходит более интенсивно, чем в последних. По данным различных исследований 70—80% загрязнений, задержанных фильтром, удерживается в поверхностном слое, толщина которого составляет 2—4% от общей толщины фильтра. Поскольку сопротивление поверхностного слоя у тонких фильтров выше, чем у толстых, перепад давления на первых возрастает интенсивнее, чем на последних.

На рис. 328, *а* представлены кривые зависимости повышения перепада давления для фильтров разной толщины h от удельного профильтрованного объема (*л/см²*) загрязненной жидкости (70—80% частиц загрязнителя размером 2—5 *мкм*). Зависимость носит нелинейный характер, что свидетельствует о постепенной закупорке пор загрязнителем. На рис. 328, *б* показаны кривые удельного расхода в функции перепада давления для материала с пори-

стостью 55% и диаметра исходной фракции порошка $D = 160$ *мк*. Кривые построены для различных коэффициентов проницаемости k, обусловленной толщиной h материала.

Применяются также материалы из коротких произвольно расположенных волокон меди, нихрома и других металлов диаметром 100—200 *мк*. Волокна изготовляются с гладкой и шероховатой (экструдированные волокна) поверхностью, причем тонкость очистки в последнем случае выше (на 20—30%) при равных проницаемостях.

Испытания показали, что такие волокнистые фильтры улавливают большое количество частиц, размеры которых значительно меньше размеров пор.

Так, например, фильтры из шероховатых волокон с номинальной тонкостью очистки 55 *мк* задерживают 80% частиц размером 10 *мк*.

Металлические волокна используются также для создания прочного несущего скелета (каркаса), заполняемого менее прочным фильтровальным материалом (пластмассой, порошковой металлокерамикой и пр.). Пористость каркаса доводится в этом случае до 90% и выше.

Распространены также многослойные фильтроэлементы из двух и более фильтровальных слоев различной пористости, расположенных с уменьшением пор по потоку жидкости. В двухслойном фильтре фильтрующая перегородка состоит из двух слоев порошка различных фракций: слой более мелкого порошка небольшой толщины обеспечивает тонкую фильтрацию, слой крупного порошка является опорным и обеспечивает более грубую фильтрацию.

Подобные фильтры обладают более высокой, чем однослойные фильтры, грязесъемностью, что обусловлено тем, что крупные частицы задерживаются фильтроэлементом из грубой фракции порошка, тогда как при однослойном элементе тонкой фракции эти частицы приводят к закупорке поверхностных его пор.

Двухслойные фильтры обладают также более высокой тонкостью фильтрации, чем однослойные, размер порошка которых соответствует размеру порошка тонкого слоя двухслойного фильтра. Последнее обусловлено тем, что в пограничном слое (на стыке двух слоев) мелкий порошок внедряется в поры опорного слоя. По производительности двухслойные фильтрующие элементы занимают промежуточное положение по сравнению с однослойными.

Перепад давления в таком фильтре равен сумме перепадов на слоях из тонкой и грубой фракций порошка, причем величина перепада (до загрязнения фильтроэлемента) не зависит от того, каким слоем фильтроэлемент обращен к потоку жидкости. Однако грязесъемность будет большей при потоке со стороны слоя более грубой фракции порошка.

Фильтроэлементы из сферических порошков должны быть испытаны на вибрационных установках на возможность отделения шариков при пульсациях давления и резких изменениях температуры. Частота вибраций должна быть равна примерно 200 *гц* и перегрузка 15—50 *g*.

Гидравлические характеристики чисто керамических фильтроэлементов (стекло, фарфор и пр.) близки к характеристикам металлокерамических с таким же размером пор.

Фильтры из металлических сеток сложного плетения. В гидросистемах некоторых машин (самолетов и пр.) применяются никелевые фильтрующие сетки сложного плетения (саржевого и иного), которые отфильтровывают частицы размером 2—3 *мк*. Эти сетки сплетены из нескольких слоев витой проволоки, между которыми проложены элементы из плетеной проволоки или проволоки, основа и уток которой перекрещиваются между собой через две или три проволоки; диаметр проволоки равен нескольким микронам. Ячейки каждого слоя такого фильтроэлемента имеют такой же размер, что и отверстия элемента из плетеной проволоки, однако, будучи изготовлены путем накладывания друг на друга нескольких слоев (от 4 до 20 слоев), они приобретают характеристики глубинного фильтроэлемента.

Конструктивно эти элементы выполняются так же, как и фильтры с обычными сетчатыми и бумажными элементами (см. рис. 320—323), и обычно они взаимозаменяемы.

В зависимости от материала, из которого изготовляется сетка, фильтроэлементы могут использоваться при температурах от —240 до +800° С.

Фильтры с комбинированным наполнителем. В целях повышения грязевой емкости и эффективности удаления из рабочей жидкости загрязнений применяют комбинированные фильтры с поверхностным и глубинным наполнителями.

Распространены комбинированные наполнители из высококачественного стекловолокна с элементом из сетки саржевого плетения. Фильтры с подобным наполнителем имеют высокую долговечность и могут обеспечить тонкость фильтрации 3 *мкм*.

В некоторых случаях применяют глубинные фильтры с трехступенчатым расположением фильтрующих элементов, с переходом от фильтровальных материалов с более грубой пористостью (10—12 *мкм*) до более мелкой (1—2 *мкм*), в которых создаются благоприятные условия для равномерного нагружения (по задержанию загрязнителя) фильтроматериалов.

Схемы фильтрования и место установки фильтра. Применяют схемы фильтрования либо всего потока жидкости, либо части его. Первую схему называют схемой последовательного и вторую — параллельного включения фильтра, при которой фильтруется не весь поток жидкости, а лишь часть его.

Схема последовательного включения фильтра обеспечивает фильтрацию всей жидкости, участвующей в циркуляции; фильтр в этом случае должен быть рассчитан на полный расход жидкости.

Фильтрацию части потока обычно применяют при требованиях особенно тщательной очистки жидкости, поступающей в ответственные гидроагрегаты, а также для профилактической тонкой очистки жидкости гидросистемы. Для фильтрации части потока обычно применяют глубинные фильтры тонкой очистки.

Целесообразно применять одновременно обе схемы фильтрации: для фильтрации всего потока применять фильтр, имеющий относительно высокую пористость, и для защиты особо ответственных агрегатов — фильтры тонкой очистки.

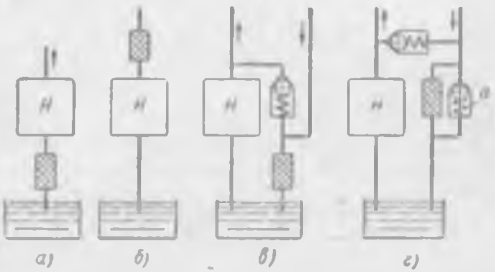


Рис. 329. Схемы установки фильтров

При выборе места для установки фильтра всего расхода руководствуются следующими соображениями. Для предохранения насоса (Н), который наиболее чувствителен к загрязнениям жидкости, фильтр желательно устанавливать на всасывающей линии насоса (рис. 329, *а*). Опыт показывает, что при установке фильтров в линии всасывания повышается срок службы насосов. Однако фильтр увеличивает сопротивление всасывающей линии и тем самым ухудшает условия заполнения насоса жидкостью.

Фильтры, устанавливаемые на линии нагнетания, могут быть рассчитаны на более высокое сопротивление, однако корпус фильтра в этом случае будет находиться под рабочим давлением. Учитывая, что основным источником внутреннего загрязнения является насос, целесообразно (рис. 329, *б*) устанавливать фильтр после насоса (на линии нагнетания).

Фильтр, установленный на сливной линии (рис. 329, *в*), хотя непосредственно и не предохраняет агрегаты от загрязняющих частиц, однако не препятствует всасыванию и не находится под рабочим давлением.

Фильтр часто устанавливают на сливной линии по схеме, представленной на рис. 329, *г*. По этой схеме через фильтр можно

пропускать часть сливаемой жидкости, что позволяет применить фильтры тонкой очистки. Количество жидкости, пропускаемой через фильтр, регулируется подпорным клапаном *а*.

Конструкция фильтра должна быть такой, чтобы при замене фильтрующего элемента не требовалось демонтировать фильтр и сливать жидкость из гидросистемы; для этой цели фильтры снабжают автоматическими блокирующими устройствами, запирающими жидкость в системе при замене фильтрующих элементов.

Бумажно-сетчатый фильтр с подобным устройством показан на рис. 330. Фильтр снабжен отсечным клапаном *6*, хвостовик которого при вворачивании (монтаже) фильтроэлемента *8* упирается в крышку *1* последнего, открывая проход жидкости от

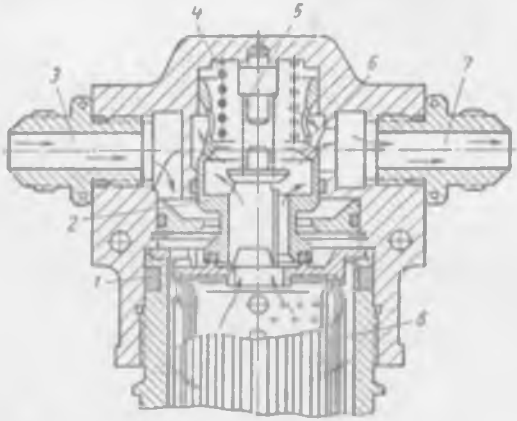


Рис. 330. Фильтр с блокирующим клапаном

входного штуцера *3* в выходной штуцер *4* через фильтроэлемент *8*. При демонтаже фильтра (удалении фильтроэлемента *8*) клапан *6* садится под действием пружины *5* в свое гнездо, блокируя (запирая) тем самым жидкость. Для того чтобы предотвратить прямой проток жидкости в обход фильтроэлемента *8*, применен перепускной клапан *2*, поджимаемый пружиной *4* к седлу на крышке фильтроэлемента *8*. После того, как давление подводимой жидкости, действующее на неуравновешенную поверхность клапана *2*, преодолеет усилие пружины *4*, клапан подымется и соединит входной *3* и выходной *7* штуцера, минуя фильтроэлемент *8*.

Срок службы фильтра. Процесс фильтрации жидкости сопровождается засорением фильтрующего элемента, которое вызывает при постоянном расходе жидкости повышение перепада давления или при постоянном перепаде — снижение расхода жидкости через фильтр.

Косвенным показателем загрязненности фильтроэлемента в распространенных схемах с постоянным расходом является воз-

растание перепада давления. При возрастании этого перепада до заданного максимального значения перепускной клапан открывается, после чего жидкость начинает циркулировать в обход фильтроэлемента.

Учитывая, что перепад давления на фильтрующем элементе в результате его загрязнения повышается, необходимо обеспечить достаточную его механическую прочность и жесткость исходя из давления открытия предохранительного клапана; величину этого давления обычно выбирают равной 150—200% заданного номинального перепада давления, на который рассчитан фильтр.

Загрязненность фильтрующего элемента контролируют различными приборами (индикаторами), принцип действия которых обычно основан на измерении повышения перепада давления, сопровождающего засорение этого элемента.

РЕГЕНЕРАЦИЯ ФИЛЬТРОВАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Одним из критериев для оценки качества фильтров является возможность регенерации фильтрующих элементов. Фильтры из волокнистых материалов регенерации не поддаются.

Металлокерамические сетчатые фильтроэлементы можно восстанавливать прокаливанием, а также механическими, химическими, вибрационными и ультразвуковыми способами. Особенно хорошо (на 95—98%) регенерируются фильтрующие элементы в бензине под воздействием ультразвука (частотой 180 *кгц*).

Ультразвуковые колебания в ваннах обычно возбуждаются с помощью преобразователей, встроенных в днище ванны.

Основным фактором процесса очистки этим способом является кавитация (см. стр. 44). Захлопывание кавитационных полостей сопровождается микрогидроударами, при которых развиваются большие локальные (до нескольких тысяч атмосфер) давления, которые отрывают частицы загрязнителя от очищаемых поверхностей.

При выборе промывочных жидкостей и условий работы необходимо обеспечивать максимальные условия для возникновения развитой кавитации. Для этого целесообразно применять жидкости с высоким модулем упругости и малыми вязкостью и упругостью насыщенных паров.

Диспергированные с помощью ультразвуковых колебаний частицы загрязнителя в порах фильтра, вымываются обратным потоком промывочной жидкости.

Менее эффективны очистки прокаливанием фильтроэлемента и продувкой сжатым воздухом или изменением направления потока жидкости. Опыт показывает, что продувка обратным потоком сжатого воздуха восстанавливает пропускную способность фильтроэлемента не более 50—60%.

Фильтры восстанавливают также при помощи химических растворителей (бензина, ацетона, спирта, четыреххлористого

углерода и др.). В частности для регенерации керамических фильтров применяют растворы кислот с последующей промывкой, а при загрязнении органическими частицами — прокаливание при температуре до 1000° С.

Применяются также и другие методы регенерации и в частности сбрасывание осадка с фильтра центробежной силой.

СНЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ФИЛЬТРОВ И МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ЧИСТОТЫ ЖИДКОСТИ

Важное значение для практики имеют способы и средства контроля частоты рабочей жидкости и качества фильтрующих материалов.

Визуально-гранулометрический метод контроля. До настоящего времени широко применяется метод контроля чистоты жидкости по гранулометрическому составу загрязнителя путем визуального подсчета количества частиц и дифференцирования их по размерным группам с помощью микроскопа.

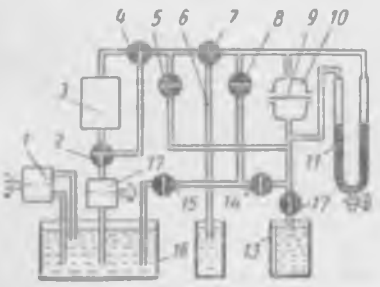


Рис. 331. Схема установки для снятия характеристик фильтров

Недостатком этого метода является его длительность; время, необходимое для подсчета одной пробы, составляет 2—3 ч после предшествовавшего этому отстоя жидкости в течение суток и более.

Другим вариантом визуального гранулометрического метода является подсчет количества частиц по микрофотографиям пробы. По времени и точности этот вариант не имеет преимуществ перед непосредственным гранулометрическим анализом.

Аналогичным способом проводятся также испытания самих фильтров. При этих испытаниях в жидкость вводится искусственный загрязнитель заданного состава и размера, который затем удаляется (отфильтровывается) пропусканием жидкости через испытываемый фильтрующий элемент.

На рис. 331 показана схема установки для характеристик фильтрующих элементов по этому методу.

Испытываемые плоские образцы *9* фильтрующего материала устанавливают в испытательной камере *10* с внутренним диаметром ~50 *мм*. Расход жидкости измеряется мензуркой *13* и перепад давления ртутным манометром *11*. Подача фильтруемой жидкости осуществляется с помощью поршневого насоса *17* регулируемой производительности, который забирает жидкость из бака *16* и подает к испытательной камере *10* через фильтр *3* тон-

кой очистки или в обход последнего при закрытии кранов *2* и *4*.

В рассматриваемой установке предусмотрены ввод в бак загрязнителя и постоянная циркуляция в нем жидкости для поддержания загрязняющих частиц во взвешенном состоянии, которая осуществляется вспомогательным насосом *1*. Для возможности визуального наблюдения основные узлы установки изготовлены из стекла.

Испытательная установка допускает реверсирование потока для очистки испытываемого фильтра, достигаемое при помощи кранов *5*, *7*, *8*, *14* и *15*. Пробы фильтрата (после фильтрования) и фильтруемой жидкости (до фильтрования) берутся одновременно из крана *12* и трубопровода *6*.

При рассматриваемом способе контроля особое значение имеют правильный выбор искусственного загрязнителя и его концентрация в жидкости.

При снятии характеристик фильтров в качестве загрязнителя обычно применяют раствор гидроокиси железа, дающий крупнозернистый осадок, а также раствор углекислого цинка (среднезернистый осадок) или раствор сернокислого бария (мелкозернистый осадок). Применяют также смесь, состоящую из 50% (по объему) мелкой пыли и 50% карбонитальной железной и хромовой пудры, а также порошок меди, которые имеют сферическую форму частиц. Такой загрязнитель содержит 95% частиц размером до 5 *мкм* и 5% частиц размером 5—40 *мкм*.

В США и Англии для снятия характеристик фильтров в качестве загрязнителя используют стеклянные шарики диаметром 2—15 *мк*. Подобный загрязнитель можно многократно использовать, поскольку шарики после эксперимента легко выделяются из фильтрующей среды.

Для получения требуемого гранулометрического состава загрязнителя обычно применяется так называемый метод отмучивания (отстаивания). Загрязнитель при этом методе засыпается в сосуд с жидкостью, которая после перемешивания отстаивается в течение времени (1—5 ч), зависящего от требующегося размера загрязнителя (от условий эксперимента).

После этого жидкость из сосуда сливается (отсасывается) и подвергается вторичному отстаиванию в течение 1—3 ч. Выпавший при вторичном отстаивании осадок используется в качестве загрязнителя. Путем выбора длительности начального и повторных отстаиваний можно подобрать величину и одноразмерность загрязнителя.

Количество и размер твердых частиц, находящихся в фильтруемой жидкости и в фильтре, обычно определяют способом осаждения этих частиц и измерения их при помощи микроскопа. При этом способе измерения частиц проба загрязненной жидкости, подлежащая анализу, отстаивается в мензурке, твердые частицы

выпадают из жидкости и оседают на ее дно, на котором помещают стекло, обычно предварительно покрытое прозрачным жидким клеем, не растворяющимся в фильтруемой жидкости. Если стекло не покрывается клеем, то после отстоя медленно отсасывают жидкость из мензурки и затем стекло с осевшими частичками просушивается.

Анализ осадка производят путем микрофотографии его на стекле или измерением (с увеличением не менее чем в 250 раз) с помощью специальных масштабных сеток.

При подсчете количества осажденных частиц в пробе масла площадь полей подсчета должна составлять ~1% от общей площади фильтрации.

Применяются также и иные способы оценки степени загрязнения жидкостей. В частности распространены методы оценки загрязненности, по которым загрязненная жидкость сравнивается с эталонной (чистой) по количеству (величине) поглощенного или рассеянного света или ультразвука (объемный критерий). Применяется фотоседиментометрический способ, который состоит в том, что луч света разделяется системой призм на два луча, один из которых проходит через сосуд с контролируемой жидкостью, а другой — через сосуд с эталонной жидкостью. Сравнение интенсивностей света характеризует загрязненность жидкости твердыми частицами, находящимися в ней во взвешенном состоянии.

Ультразвуковые методы, применяющиеся для исследования и контроля жидкостей, основаны на измерении либо абсолютного значения, либо относительных приращений скорости ультразвука, а также на поглощении ультразвука в исследуемой среде. Приборы ультразвукового контроля позволяют определять загрязненность жидкостей непосредственно в потоке (на части потока, ответвленного через калиброванный капилляр параллельно основному).

МАГНИТНЫЕ ОЧИСТИТЕЛИ ЖИДКОСТИ

Для улавливания ферромагнитных частиц применяют также магнитные очистители (фильтры), которые обычно комбинируют с каким-либо пористым фильтром. Первой ступенью таких комбинированных очистителей является магнитный элемент, задерживающий (улавливающий) ферромагнитные частицы, и второй — пористый фильтр, который задерживает диамагнитные загрязняющие частицы, а также ферромагнитные частицы, оторвавшиеся от первой (магнитной) ступени.

Применение магнитного поля в подобном комбинированном очистителе повышает коэффициент отфильтровывания пористым фильтром. На рис. 332 приведены результаты по влиянию постоянного магнитного поля на фильтроэлементы из сетки саржевого плетения, на котором кривая *1* характеризует тонкость фильтрации без магнитного поля и кривая *2* — тонкость фильтрации

с магнитным полем. Интенсивность повышения коэффициента отфильтровывания для частиц размером 2—6 *мк* является следствием коагулирующего действия магнитного поля на тонкодисперсные частицы. Однако минимальный размер частиц, полностью задерживаемых фильтрами, сохраняется тем же.

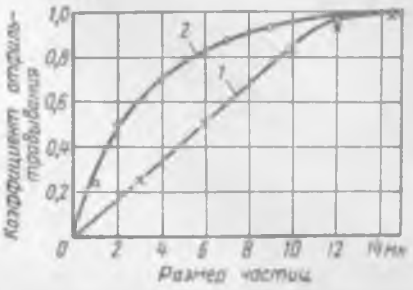


Рис. 332. Влияние магнитного поля на тонкость фильтрации

Магнитное поле создается с помощью нескольких (двух — трех) постоянных магнитов, прикрепляемых обычно с внешней стороны корпуса фильтра, который в этом случае изготовляется из материала с высокой магнитной проницаемостью.

На рис. 333, *а* показан комбинированный фильтр, состоящий из сетчатого фильтровального пакета *2*, на входе и выходе из которого установлены два постоянных магнита *1* и *3*, создающие силь-

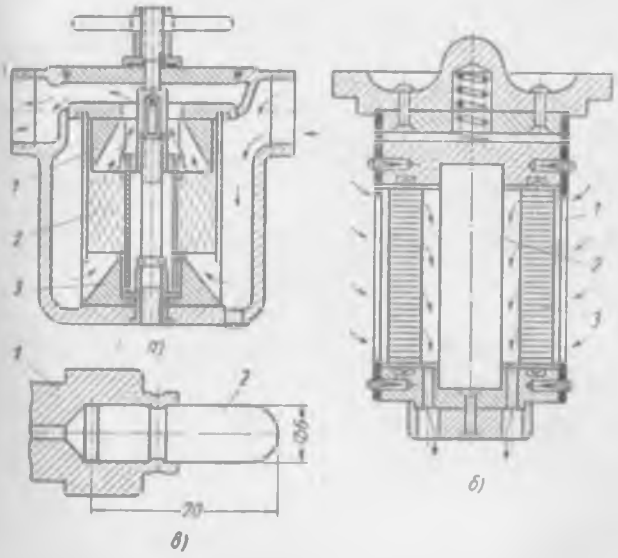


Рис. 333. Пористые фильтры с магнитными вставками

ное магнитное поле, способствующее улавливанию ферромагнитных частиц. Жидкость проходит через щели нижнего магнита внутрь цилиндра с сетчатым фильтронакетом и удаляется через

щели верхнего пакета. Магнитное поле, которое создают эти магниты, повышает также фильтрующие свойства пакета *2* металлических сеток.

Конструктивная схема подобного магнитного фильтра представлена на рис. 333, *б*. Жидкость последовательно проходит через механический (пористый) фильтр *1* и пластинчатый магнитный элемент *3* и удаляется через кольцевую камеру между этим элементом и антимагнитным стержнем *2*.

Магнитные фильтры задерживают мельчайшие ферромагнитные частицы (0,5 *мк* и менее), которые невозможно отделить механическими фильтрами, причем магнитный фильтр улавливает не только ферромагнитные частицы, но и диамагнитные неметаллические частицы. Анализ загрязнений, улавливаемых подобными фильтрами, показывает наличие в пробах крупных частиц, которые после прохождения демагнитизатора распадаются на мелкие (размером 1—5 *мк*) частицы ферро- и диамагнитного происхождений.

Применяют также магнитные уловители (пробки), устанавливаемые в жидкостных резервуарах на пути потока жидкости, а также трубопроводе, по которому жидкость поступает в насос, и в других местах, в которых циркулирует жидкость.

На рис. 333, *в* показан стержневой магнитный уловитель, устанавливаемый в потоке жидкости, поступающей в насос. Уловитель состоит из магнитного стержня *2*, вставленного в пробку *1* из немагнитного материала. Для изготовления уловителей применяют сплав АНКО-3А или АНКО-4 (ГОСТ 4402—48).

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ОЧИСТИТЕЛИ ЖИДКОСТИ

В гидросистемах машин, в частности тракторов, автомобилей и пр., распространены центробежные очистители жидкости, представляющие собой центрифугу с тем или иным приводом, которые обладают высокой избирательной способностью к загрязнениям, очищая масло от частиц с объемным весом, превышающим объемный вес жидкости (объемный вес загрязняющих частиц обычно равен 2,5—3 *г/см*^{3} и выше).

Принципиальная схема очистителя (центрифуги) представлена на рис. 334. Очищаемая жидкость подается через полую ось под давлением 3—6 *кГ/см*^{2} во вращающийся ротор, в котором она раскручивается до некоторой угловой скорости, близкой к скорости ротора. При этом грязевые примеси (частицы) с удельным весом, превышающим вес масла, отбрасываются действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них.

Поскольку на стенках ротора осаждаются и смолистые загрязняющие вещества, твердые частицы загрязнений связываются этими веществами, образуя на стенках ротора плотную корку.

Центробежная сила, действующая на механическую частицу загрязнителя a, вращающуюся вместе с ротором, выражается

$$F_ц = mr\omega^2, \qquad (479)$$

где m — масса частицы загрязнителя;

r — текущий радиус, т. е. мгновенное расстояние центра тяжести частицы до оси вращения ротора;

ω — угловая скорость вращения частицы вокруг оси ротора очистителя (принимают равной угловой скорости ротора).

Принимая, что угловые скорости жидкости и ротора равны, можем написать

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n — число оборотов ротора в минуту.

Под действием центробежной силы $F_ц$ частица загрязнителя, преодолевая сопротивление жидкости F_c, будет перемещаться в радиальном направлении с некоторой скоростью осаждения v_p. Одновременно с этим частицы перемещаются вместе с жидкостью через ротор в осевом направлении со скоростью v_0:

$$v_0 = \frac{Q}{s},$$

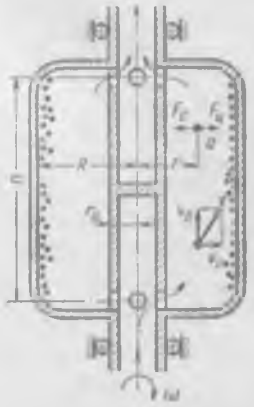


Рис. 334. Расчетная схема центробежного очистителя жидкости

где Q — расход жидкости через ротор;

s — площадь проходного сечения ротора (площадь его сечения в свету).

В итоге частица будет перемещаться с результирующей скоростью v под некоторым углом к оси ротора, при достижении стенки которого частица оседает на ней. При этом движении частица испытывает гидравлическое сопротивление, радиальная составляющая F_c которого может быть вычислена для сферической частицы по формуле Стокса (силами инерции частицы пренебрегаем)

$$F_c = 3\pi\mu dv,$$

где μ — коэффициент абсолютной вязкости жидкости; для масла АМГ-10 при $t = 50°$ С $\mu = 0{,}000169$ $г \cdot сек/м^2$;

d — условный диаметр частицы.

Для равномерного движения частицы будет справедливо равенство

$$F_ц = F_c.$$

В соответствии с этим можем написать

$$m\omega^2 r = 3\pi\mu d v_p$$

Подставив значение массы

$$m = \frac{4}{3}\pi\left(\frac{d}{2}\right)^3\frac{\gamma}{g},$$

получим

$$\frac{\pi^2 n^2 d^2 \gamma r}{5400 g} = 3\mu v_p,$$

где γ — объемный вес частицы.

Из этого выражения находим минимальный диаметр d частицы загрязнителя, осаждающейся при данной скорости в роторе очистителя за один проход через него жидкости:

$$d = \frac{40{,}5}{n}\sqrt{\frac{\mu g v_p}{\gamma r}}. \qquad (480)$$

В приведенных упрощенных выражениях мы пренебрегли влиянием некоторых прочих действующих сил (силы Архимеда, веса и пр.).

С учетом влияния плотности жидкости значение γ в последнем уравнении должно быть заменено разностью весовых плотностей частицы загрязнителя $\gamma_з$ и жидкости $\gamma_{ж}$:

$$\Delta\gamma = \gamma_з - \gamma_{ж}.$$

В соответствии с этим минимальный диаметр d частицы загрязнителя (частица условно принята шарообразной формы), отделяемой очистителем из жидкости АМГ-10 ($\mu = 0{,}000169$ *г·сек/см²*), может быть вычислен по выражению

$$d = \frac{46{,}5}{n}\sqrt{\frac{v_p}{\Delta\gamma r}}. \qquad (481)$$

Поскольку определение величины угловой скорости жидкости связано с большими трудностями, при приближенных расчетах очистителей значение ее обычно приравнивают угловой скорости ротора.

Критическая скорость потока. При установлении расхода жидкости через ротор следует учитывать, что при известном его значении частицы загрязнителя (в особенности высокодисперсные) не успеют осесть на стенки ротора и будут уноситься из него потоком жидкости. Поэтому существует максимальная (критическая) скорость потока жидкости через ротор:

$$v_{0_{max}} = \frac{Q_{max}}{F},$$

где Q_{max} — максимальный (критический) расход, соответствующий началу уноса частиц;

F — площадь поперечного сечения камеры ротора (сечения потока).

Для практических расчетов можно принять $v_{0_{max}} = 10$ *см/сек*.

При заполнении ротора осадком окружная скорость жидкости уменьшается, а осевая возрастает, и возможность уноса частиц со стенок потоком жидкости повышается. Поэтому работа центрифуги без очистки ротора допустима до ~25% заполнения его емкости осадком.

В соответствии с этим осевая скорость потока жидкости, проходящей через ротор,

$$v_0 = \frac{Q}{F},$$

где Q — выбранный расход жидкости через ротор; величину подбирают такой, чтобы $v_0 \leqslant 0{,}75\, v_{0_{max}}$.

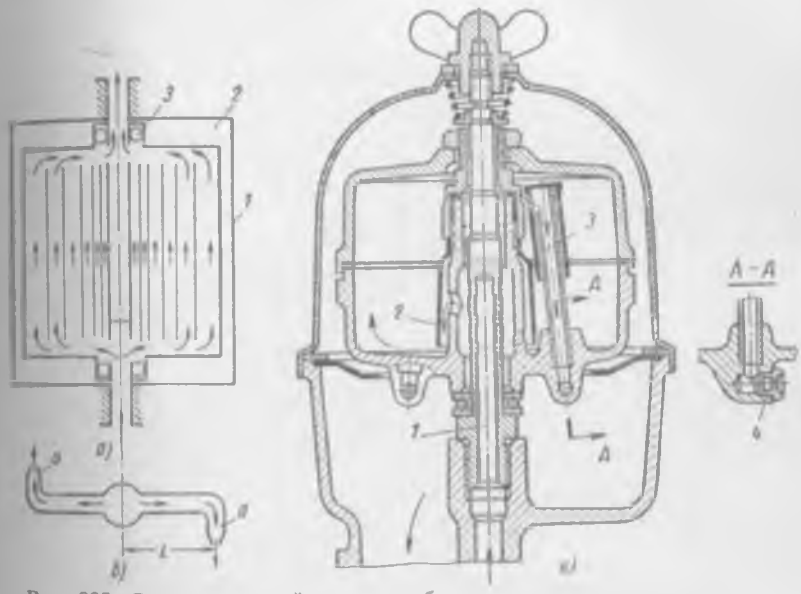


Рис. 335. Схема тонкослойного центробежного очистителя и конструкция центробежного очистителя с реактивным приводом

Тонкослойное центрифугирование. Для уменьшения пути осаждения частиц применяют тонкослойное центрифугирование, при котором поток в роторе центрифуги делится с помощью вставки в виде пакета конических труб на концентрические слои толщиной ~1 *мм* и менее, величина которых и является максимальной длиной пути осаждения частицы; помимо уменьшения пути осаждения частиц, увеличивается также поверхность их осаждения, а также улучшаются условия раскручивания жидкости в роторе.

Схема такой тонкослойной центрифуги показана на рис. 335, *а*. Внутри корпуса *1* вращается на шариковых подшипниках *3* закрытый ротор *2* с установленным внутри него блоком концентрич-

ных труб, на которых при протекании концентричных потоков жидкости оседают механические частицы загрязнения масла.

Применение подобных центрифуг позволяет также повысить угловую скорость ротора, которая в ранее рассмотренной центрифуге была ограничена возможностью раскрутки жидкости. Число оборотов в минуту многослойных центрифуг может быть доведено 20 000, что обеспечивает отфильтровывание твердых частиц абразивного и металлического происхождения до размера 10 *мкм*.

Привод ротора (центрифуги) с реактивным и с активным приводом, причем наиболее распространены центрифуги с гидрореактивным приводом, построенным по принципу сегнерова колеса. Очищенная жидкость поступает из ротора через заборные трубки, расположенные на полой выходной оси ротора, к двум расположенным тангенциально к оси ротора и диаметрально противоположно друг к другу насадкам (соплам) *а* (рис. 335, *б*); реактивные силы потока жидкости, вытекающей из этих сопел, создают момент, приводящий ротор с заполняющей его жидкостью во вращение со скоростью 6000—7000 *об/мин*.

Типовая конструкция центробежного маслоочистителя с реактивным приводом показана на рис. 335, *в*. Жидкость подводится к каналу *1*, из которого через боковые отверстия поступает под стакан *2*. Заполнив внутреннюю полость ротора, она попадает в наклонную трубку *3* и через нее к двум противоположно расположенным соплам *4* реактивного привода.

Величина реактивной силы потока жидкости, вытекающей из одного сопла, вычисляется по выражению

$$R = \frac{m}{2}(u - v_{con}) = \frac{Q\gamma}{2g}(u - v_{con}), \qquad (482)$$

где $m = \frac{Q\gamma}{g}$ — масса жидкости, расходуемой на привод сопел (вытекающей из обоих сопел) в секунду;

γ — объемный вес жидкости;

Q — расход жидкости на привод центрифуги (расход через оба сопла в секунду);

u — скорость струи потока жидкости на выходе из сопла;

v_{con} — окружная скорость сопла.

Принимая во внимание равенства (см. стр. 84)

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}}; \quad u = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}};$$

$$v_{con} = \omega L = \frac{\pi n}{30} L,$$

можем в результате совместного решения написать

$$R = \frac{Q\gamma}{2g}\left(\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} - \frac{\pi n}{30} L\right) = \frac{Q\gamma}{2g}\left(\frac{Q}{2\mu f} - \frac{\pi n}{30} L\right),$$

где μ — коэффициент расхода сопла (можно принять равным 0,9);
f — площадь сечения выходного отверстия сопла;
n — число оборотов ротора (центрифуги) в минуту;
L — расстояние от оси сопла до оси вращения ротора.

Крутящий момент, развиваемый гидроактивным приводом, состоящим из двух сопел,

$$M_p = 2RL = m(u - v_{con})L = \frac{\gamma QL}{g}\left(\frac{Q}{2\mu f} - \frac{\pi n}{30}L\right). \qquad (483)$$

Преимуществом реактивного привода является простота конструкции и высокая надежность. Однако очистители с этим приводом не могут обеспечить высоких угловых скоростей ротора, а следовательно, и требуемой тонкости очистки жидкости (менее 20—30 *мкм*).

Ввиду того, что скорость ротора с жидкостным реактивным приводом практически ограничена 6000—7000 *об/мин*, а следовательно, лимитирована и тонкость очистки, получили распространение центрифуги с механическим и электрическим приводом, скорости ротора которых доводятся в некоторых конструкциях, если это допустимо по условиям раскрутки жидкости в роторе, до 20 000 *об/мин*.

ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКИЕ ОЧИСТИТЕЛИ ЖИДКОСТЕЙ

Для тонкой очистки диэлектрических жидкостей применяют электрические методы. Жидкость пропускается в электрическом поле, создаваемом электродами, в результате чего суспендированные в ней механические частицы, имеющие электрический заряд, притягиваются к противоположному по знаку заряда электроду. Частицы загрязнителя получают заряд статическим электричеством при их движении в диэлектрической жидкости в результате электризации трением или заряжаются искусственными способами.

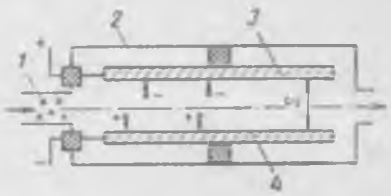


Рис. 336. Принципиальная схема электростатического очистителя жидкости

Принципиальная схема устройства подобного очистителя показана на рис. 336. В корпусе *2* помещены два изолированных друг от друга электрода *3* и *4*, на которые подается постоянный электрический ток под напряжением ~300—500 *в* и выше. Предельно допустимая разность потенциалов зависит от расстояния *s* между электродами и не должна превышать 90—95% напряжения пробоя жидкости.

Практически расстояние *s* между электродами равно примерно 0,1—0,3 *мм*.

Между пластинами электродов пропускается загрязненная жидкость, частицы *1* загрязнителя которой, попадая в электрическое поле, притягиваются к тому или другому электроду в зависимости от знака электрического заряда.

При контакте заряженной частицы с противоположно заряженным электродом они утрачивают заряд, потому необходимо устранить их разрядку. Для этой цели применяют различные изоляционные средства (покрытия). В качестве изолятора используется также наполнитель из пористого пенополиуретана с открытыми порами, которым заполняется все межэлектродное пространство. Этот заполнитель отфильтровывает крупные частицы, а также замедляет скорость движения частиц загрязнителя в межэлектродном пространстве, вследствие чего увеличивает продолжительность воздействия электростатического поля на эти частицы и обеспечивает перемещение их к одному из электродов.

Очистители рассматриваемого типа выполняют в виде набора 12—16 шт. изолированных друг от друга плоских прямоугольных или дисковых стальных электродов толщиной ~3—5 *мм* зазор между ними 0,1—0,2 *мм*. Обычно размер прямоугольных электродов составляет 100×400 *мм* и диаметр дисковых — 220 *мм*. Жидкость подводится к очистителю под давлением 8—10 *кГ/см*^{2} через сетчатый фильтр (сетка № 004), задерживающий крупные частицы загрязнителя. Для устранения нейтрализации зарядов частиц при их контакте с противоположно заряженными электродами последние фосфатируются. Электростатическое поле создается с помощью источника питания постоянного тока с напряжением до 15 000 *в* при силе тока, равной 5 *ма*.

По зарубежным литературным данным жидкость за 10 циклов (проходов) очищается примерно на 98% от твердых частиц практически любого происхождения и размеров.

Глава XI

ГЕРМЕТИЗАЦИЯ (УПЛОТНЕНИЕ) СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОСИСТЕМ

Под герметичностью гидросистемы понимается непроницаемость жидкости, находящейся под некоторым избыточным давлением, через стык двух перемещающихся одна относительной другой или неподвижных жестких поверхностей деталей, не составляющих единого целого.

Герметичность достигается устранением зазора между уплотняемыми поверхностями с помощью уплотнения из какого-либо

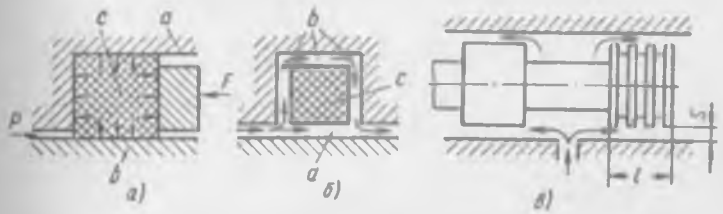


Рис. 337. Принципиальные схемы герметизации гидравлических элементов

мягкого эластичного материала (рис. 337, *а*) или созданием малого зазора *s* между поверхностями соединяемых деталей (бесконтактное уплотнение) (рис. 337, *в*).

Беззазорное (или близкое к нему) соединение, представленное на рис. 337, *а*, достигается с помощью уплотнительного элемента *c* из мягкого материала, помещаемого между уплотняемыми поверхностями *a* и *b*. Уплотнительный элемент *c* под действием внешней силы *F* или сил давления жидкости поджимается к этим поверхностям, создавая плотный контакт.

На рис. 337, *б* схематически показаны возможные каналы в узле уплотнения подвижного штока, которые должны быть плотно перекрыты мягким уплотнительным элементом *c*. Очевидно, что наибольшую трудность представит перекрытие канала *a*,

т. е. герметизация стыка подвижного соединения, ввиду чего точность и чистота обработки поверхностей, образующих этот канал, должны быть высокими. Герметизация (перекрытие) каналов *b*, образованных уплотнительным элементом *c* и неподвижными поверхностями узла, обеспечивается значительно проще. Утечки, обусловленные проницаемостью (неплотностью) материала уплотнительного элемента *c*, устраняются применением для его изготовления соответствующих плотных материалов, в качестве которых в основном используются резины и резиноподобные материалы.

Процесс герметизации резиновыми деталями осуществляется за счет внедрения сжатой резины в неровности контактирующих с ней поверхностей; при этом происходит заполнение резиной микроканалов уплотняемой поверхности и перекрытие их.

Очевидно, что при движении контактирующих с резиной поверхностей процесс перекрытий этих микроканалов, по которым происходит утечка герметизируемой среды, затрудняется и тем сильнее, чем выше скорость движения. При движении уплотняемого штока (поршня) резиновая деталь, находящаяся в сжатом состоянии, стремится принять изменяющуюся по ходу конфигурацию уплотняемой поверхности, сжимаясь на выступах уплотняемой поверхности, и, восстанавливается на впадинах.

В соответствии с этим максимально допустимая скорость уплотняемой детали определяется во многом при всех прочих равных условиях скоростью восстановления резиновой деталью своей формы.

Из двух возможных видов подвижных соединений — с поступательным и вращательным движением деталей уплотнительного узла более трудно обеспечить герметичность последних соединений. Это обусловлено тем, что в соединениях с поступательным движением имеют место сравнительно небольшие скорости уплотняемых поверхностей; кроме того, скользящий контакт уплотнительного элемента в них происходит по большой поверхности, которая для уплотнения штока равна длине его окружности, умноженной на величину хода. Ввиду этого развивающееся при работе уплотнения тепло рассредоточивается по большой поверхности, тогда как в соединениях с вращательным движением это тепло концентрируется на очень небольшой поверхности контакта уплотнительного элемента с валом.

Полную герметичность подвижных соединений практически невозможно обеспечить; в частности при прямолинейном возвратно-поступательном движении некоторое количество жидкости будет переноситься подвижной уплотняемой деталью в виде жидкостной пленки, которая удаляется с этой поверхности уплотнительным элементом (кольцом) и образует с течением времени отрывающиеся капли. В этом случае обычного течения жидкости через зазоры уплотнения не наблюдается, а происходит лишь заполне-

ние под действием давления жидкостью микрокамер на поверхности движущейся детали в уплотняемой среде и частичное опорожнивание этих камер вследствие расширения жидкости при выходе этой поверхности в неуплотняемую среду с меньшим давлением.

Ввиду того, что более высокая герметичность достигается усложнением конструкций и ужесточением точности их изготовления, стремиться к получению ее следует лишь для уплотнений внешних соединений, тогда как для внутренних можно допустить некоторую строго регламентированную герметичность.

В технических требованиях на уплотнения во всех странах оговорена допустимая утечка жидкости, которая для соединений внешних деталей агрегатов с прямолинейным движением обычно составляет 1—5 капель за каждую тысячу ходов.

Для повышения надежности герметизации внешних штоков (валиков) гидроагрегатов высокого давления часто применяют двухступенчатые уплотнения (рис. 338). Герметизирующий элемент первой ступени лишь снижает давление перед вторым (внешним) элементом, граничащим с внешней средой, но обеспечивая при этом полной герметичности. Камера между ступенями уплотнения сообщается (обычно через обратный клапан) со сливной линией гидросистемы, благодаря чему внешний герметизирующий элемент находится под давлением в этой линии.

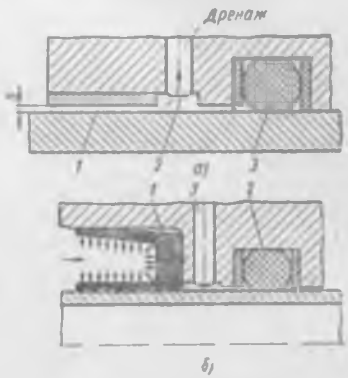


Рис. 338. Схемы двухступенчатых уплотнений штока силового цилиндра

В уплотнении, представленном на рис. 338, *а*, первой ступенью уплотнения является металлическая втулка *1* с гарантированным малым зазором *s* и второй — резиновое кольцо *3* круглого сечения. Полость *2* между ними соединена со сливом.

В уплотнении, показанном на рис. 338, *б*, первая ступень *1* представляет собой металлическую манжету с тонким усом, прижимаемым к штоку давлением жидкости, и вторая — резиновое кольцо *2* круглого сечения. Полость *3* между этими уплотнениями соединена каналом *3* со сливом.

Применяются также уплотнения с тремя и более уплотняющими элементами (для уплотнения агрессивных сред), камеры между которыми соединяются со сливной линией системы или, через дренажную трубку с баком. В замкнутые камеры между уплотнениями часто подводится герметизирующая среда (жидкость или газ) под давлением, превышающим на 0,5—1 *кГ/см*² давление уплотняемой среды.

УПЛОТНЕНИЯ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ (СТЫКОВ)

Уплотнения приработкой деталей и прокладками. Герметизацию неподвижных соединений осуществляют различными средствами (преимущественно прокладками) зазора между сопрягаемыми деталями, причем контактное давление в соединении должно превышать давление уплотняемой среды.

Герметичность соединения обеспечивается лишь при условии, что точки контакта сопрягаемых пар образуют замкнутую линию, что может быть осуществлено:

1) заполнением неровностей уплотняемых поверхностей легко деформируемыми прокладками (рис. 339, *а*, *д* — *ж*);

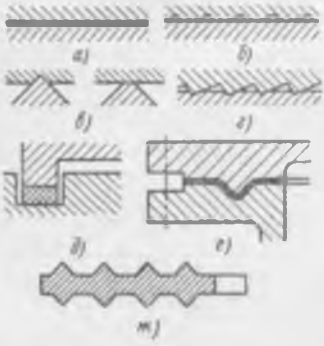


Рис. 339. Схемы герметизации стыков

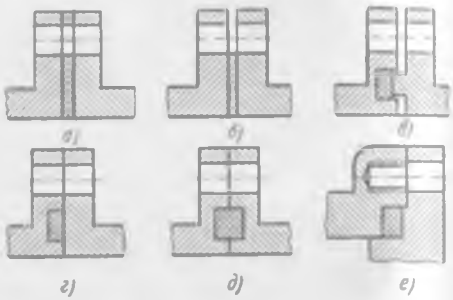


Рис. 340. Схемы уплотнений с помощью мягких прокладок

2) деформацией внешней силой обеих или одной из уплотняемых поверхностей (рис. 339, *б* — *г*) (герметизация трубопроводных соединений);

3) взаимной приработкой поверхностей уплотнения, при которой увеличиваются число и размеры точек соприкосновения.

Поскольку обеспечить такую точность, при которой точки контакта образуют замкнутую линию, приработкой поверхностей затруднительно, последний способ применяется лишь для внутренних соединений.

В практике распространен первый способ герметизации (рис. 339, *а*), который пригоден для уплотнения поверхностей неподвижных соединений с недостаточно высокой чистотой их обработки.

В качестве прокладок применяют различные эластичные материалы, способные компенсировать неровности и другие производные дефекты. Мягкие прокладки должны быть предохранены от выдавливания, для чего их помещают в канавки, образующие замкнутые полости. Если эти средства не предусмотрены, необходимо, чтобы сила трения прокладки о контактные поверхности была больше силы от давления жидкости на ее боковую поверх-

пость, что в основном достигается выбором толщины и ширины прокладки.

Прокладочные уплотнения показаны на рис. 340, *а — е*. Уплотнительные прокладки с прямоугольным поперечным сечением, изготовленные из эластичного материала, размещаются обычно в канавках и рассчитываются на полное с некоторым избытком их заполнение (рис. 340, *в*); для этого поперечное сечение канавки должно быть на 30% меньше поперечного сечения уплотнительного кольца (прокладки).

Если требуется обеспечить точное взаимное расположение деталей соединения, а также необходимо разгрузить прокладку от усилий затяжки, применяют соединение, показанное на рис. 340, *г — е*. Объем прокладки в этом случае должен быть несколько меньше (на 10—15%) объема канавки, однако сечение ее в свободном состоянии должно быть таким, чтобы при сборке происходило сдавливание резины по высоте на 20—25%.

Если выполнить на одной поверхности конический выступ, а на опорной поверхности — соответствующей формы впадину, прокладка будет вдавлена выступом во впадину, благодаря чему герметичность соединения повысится (рис. 339, *е*). При выборе высоты выступа должны быть учтены эластичные свойства прокладки.

В масляных гидроагрегатах при давлениях 75 *кГ/см²* и температурах до 100° С в качестве прокладок обычно применяют паронит. Для давлений до 150 ÷ 200 *кГ/см²* обычно применяют алюминиевые и медные прокладки шириной 3—6 *мм* и толщиной 1,5—2 *мм*. Для более высоких давлений и температур применяют прокладки из стали и других металлов.

К последнему типу уплотнений можно отнести соединение труб с помощью развальцовки (см. рис. 304), в котором развальцованная часть трубы служит прокладкой между конусными деталями соединения (штуцера и ниппеля).

Применяются также комбинированные прокладки из нескольких слоев различных уплотнительных материалов (металлов и органических материалов). В частности хорошие результаты показали кольцевые гофрированные металлические прокладки (рис. 341, *а*) с обрезиненными поверхностями (толщина прокладки от 1,2 *мм* и выше) и металлические рифленые прокладки, впадины гофров которых заполнены привулканизированной резиной (рис. 341, *б*). Герметизация при этом осуществляется в основном за счет мягкого материала. Гофрированные прокладки представляют собой тонколистовые гофрированные или рифленые кольца с заполнителем или без него. Прокладки изготовляются из листового материала толщиной от 0,25 до 0,8 *мм*. Число гофров на каждой стороне прокладки обычно больше 2—3.

Применяются также кольцевые прокладки из мягкого материала с металлической оболочкой иного вида, полностью или

частично заполненной мягким уплотнительным материалом (рис. 341, *в*). Мягкий материал служит герметизирующим элементом, металлическая же часть придает уплотнению необходимую жесткость.

Прокладка, показанная на рис. 341, *г*, представляет собой проволочную плетенку с резиновым заполнителем; в прокладке,

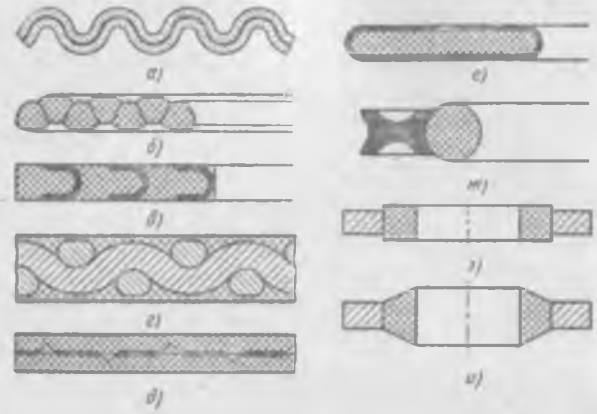


Рис. 341. Схемы уплотнительных прокладок

изображенной на рис. 341, *д*, металлический каркас помещен внутри резиновой части. Прокладка, показанная на рис. 342, *е*, представляющая металлический каркас (оболочку толщиной 0,2—0,65 *мм*), заполненный резиной, применяется в тех случаях, когда необходимо устранить контакт резины с металлическими частями уплотнительного узла.

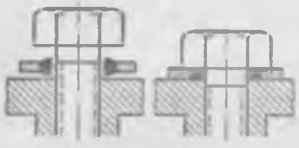


Рис. 342. Схема герметизации болта

На рис. 341, *ж* — *и* показаны резиновые кольца различных сечений, привулканизированные к металлическим шайбам. На рис. 342 показана одна из этих прокладок треугольного сечения для уплотнения болта. Кольцо после затяжки принимает форму манжеты, которая обеспечивает предварительный натяг.

Металлические прокладки фасонного профиля. С целью снижения усилий, требующихся для сжатия прокладки, применяют фасонные и в частности гребенчатые (реечные) (см. рис. 339, *ж*) прокладки, требуемая деформация которых ограничивается деформацией (смятием) гребешков. Эти прокладки обычно изготовляются из металлов с твердостью ниже твердости материала фланцев (из алюминия, меди и др.), однако применяются прокладки

из материала более твердого, чем материал фланцев. Гребни в этом случае врезаются в материал фланцев, герметизируя стык (см. рис. 339, *в*). Прокладки с шагом гребней 1—2 *мм* и толщиной от 2 до 5 *мм*, гребешки располагаются концентрично с бо́льшим или меньшим числом рядов (применяются до давлений 700 *кГ/см*² и выше для температур до 500° С). Недостатком прокладок из твердого материала является то, что вследствие деформирования поверхности фланцев их практически невозможно использовать повторно. Если материал прокладки мягче материала фланцев, то деформируются только гребни прокладки без порчи фланцев.

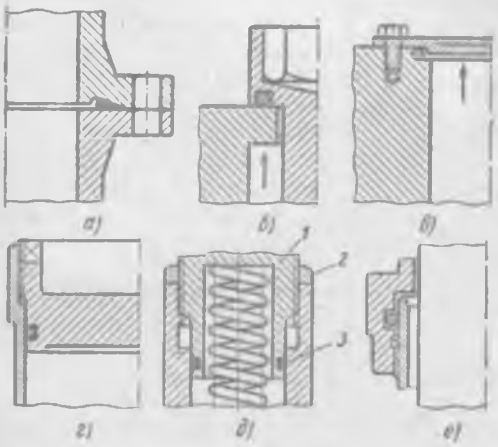


Рис. 343. Уплотнения неподвижных соединений резиновыми кольцами круглого сечения

Следует иметь в виду, что при утечке жидкости, обусловленной неплотностями в контакте рабочих поверхностей и в особенности при наличии в жидкости твердых загрязненных частиц, происходит гидроабразивная эрозия, вызываемая течением жидкости через эти неплотности с большой скоростью.

Распространенным типом уплотнения неподвижных соединений является также уплотнение при помощи колец круглого сечения (см. стр. 600). Конструктивные варианты уплотнительных узлов этого типа приведены на рис. 343, *а—е*. Резиновые кольца круглого сечения применяются для герметизации неподвижных соединений до давлений 1500 *кГ/см*² и выше. При применении их устраняется необходимость в сильной затяжке болтов, как при обычных прокладках.

Особые преимущества эти кольца имеют при применении их в узлах с регулируемым положением деталей. К подобным узлам

относится узел уплотнения регулировочного винта предохранительного клапана (рис. 343, *д*). Изменение положения регулировочного винта *1* при его повороте, не нарушают герметичности уплотнения *3*. Контровка винта *1* осуществляется контргайкой *2*.

В неразборных соединениях распространено уплотнение круглым кольцом, помещаемым в треугольную канавку (рис. 344, *а*). Уплотнение отличается простотой изготовления и высокой герметичностью. Предельное рабочее давление ограничивается лишь величиной зазора между сопряженными поверхностями и прочностью металлических деталей. Размер *а* канавки (сторона равнобедренного прямоугольника) выбирается равным $\sim 1{,}5\ d$, где d — диаметр сечения кольца в свободном состоянии. Поскольку кольца находятся в подобных соединениях в перенапряженном (деформированном) состоянии, соединение обычно не допускает повторного монтажа.

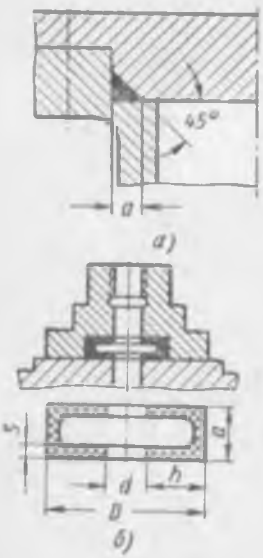


Рис. 344. Схемы герметизации неподвижных соединений

Для уплотнения фланцев (привалочных поверхностей) применяются П-образные резиновые манжеты (рис. 344, *б*), помещаемые в выточке, выполненной на одной (или обеих) уплотняемой поверхности глубиной несколько меньше (на 0,2—0,3 *мм*) ширины *а* манжеты. Разность диаметров d и D выбирается такой, чтобы высота уса манжеты $h = \frac{D-d}{2}$ была равна ~ 4—6 *мм* (для $D < 40$ *мм*); ширина *а* манжеты обычно равна 4—6 *мм*; толщина стенки манжеты 0,7—0,8 *мм*.

Металлические прокладки. При высоких давлениях и температурах применяют металлические прокладки.

При выборе материала прокладки пользуются следующим правилом: если произведение давления жидкости, выраженного в $кГ/см^2$, на температуру в °С превышает значение 10 000, применяют только металлические прокладки, а при меньших значениях применяют металлические и неметаллические прокладки. Как правило, неметаллические прокладки не рекомендуется использовать при давлениях выше 80—85 $кГ/см^2$ и температурах выше 450° С (исключение составляет чистый асбест, допускающий при низких давлениях температуру +650° С).

Чистота обработки уплотняемых поверхностей фланцев должна быть не ниже 7-го класса.

УПЛОТНЕНИЕ ГИБКИМИ РАЗДЕЛИТЕЛЯМИ

Если требуется создать абсолютную герметичность при малом перепаде давления, обеспечивая при этом малое трение, то применяются гибкие разделители (диафрагмы или мембраны), изготовляемые из резин, резинотканей и реже из металлов — бронзы и нержавеющей стали.

Диафрагмы, предназначенные для работы в условиях высоких температур, изготовляются из прорезиненных теплостойких асбестовых и стеклянных тканей с добавлением капроновой ткани для повышения прочности.

В качестве примера применения резинотканевых разделителей можно назвать фигурные диафрагмы газогидравлических аккумуляторов (см. рис. 253). Диафрагмы здесь не подвержены в работе

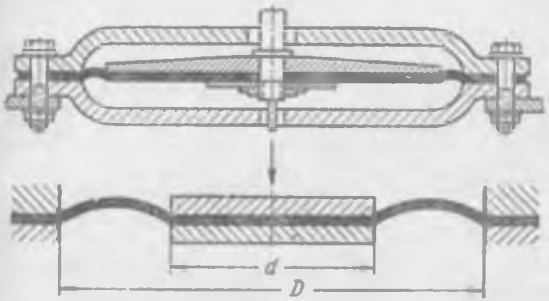


Рис. 345. Схемы применения гибких разделителей

действию сил давления, и их функции сводятся к разобщению сред. Эти разделители применяются в большинстве случаев в качестве уплотнительных элементов и реже для получения тягового усилия в гидроприводах автоматики с небольшими ходами (рис. 345). Центральная часть мембраны плотно зажимается между двумя металлическими дисками (кольцами).

Для повышения срока службы диафрагмы формуются с желобками (зигами или гофрами) различных форм, которые обеспечивают изгиб диафрагмы без растяжения ткани. Максимальный ход плоских диафрагм равен примерно ширине a зига или двойной его высоте b (рис. 346, *а*), величина которого обычно не превышает двойной толщины диафрагмы. Величина хода плоских диафрагм без зигов не должна превышать 7—10% диаметра диафрагмы.

Максимальный ход тарельчатых диафрагм (рис. 346, *б*) примерно равен двойной (или несколько больше) ее высоте h. Высота h тарельчатых диафрагм выбирается из расчета 2,5 *мм* на каждые 10 *мм* диаметра диафрагмы.

Полезную (эффективную) площадь $F_м$ мембраны (рис. 347, *а* и *б*) вычисляют по объему V вытесняемой ею жидкости при переходе ее из положения *а* — в положение *б*: $F = \frac{V}{x}$, где x — ход мембраны, измеренный по ее оси.

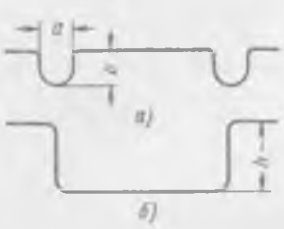


Рис. 346. Разделительные диафрагмы

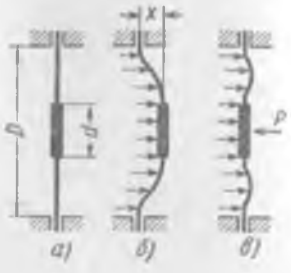


Рис. 347. Расчетные схемы мембраны

Как первое приближение можно принять

$$F = \frac{\pi}{4}\left(\frac{D-d}{2}\right)^2,$$

где D — наружный диаметр мембраны (диаметр заделки мембраны в корпусе);

d — внутренний диаметр заделки (диаметр жесткой части).

Эффективная площадь мембраны обычно рассчитывается при значении x близком к нулю по формуле

$$F = \frac{\pi}{12}(D^2 + Dd + d^2). \qquad (484)$$

При этом усилие, развиваемое мембранным приводом (собственной жесткостью мембраны пренебрегаем),

$$P = F\Delta p = 0{,}26\,(D^2 + Dd + d^2)\,\Delta p, \qquad (485)$$

где Δp — перепад давления жидкости.

При приложении внешней нагрузки F мембрана примет вид, представленный на рис. 347, *в*.

Применяются также разделители, допускающие значительные перемещения (рис. 348). При перемещении рабочего элемента (поршня) в направлении действия давления жидкости (рис. 348, *а*) мембрана перегибается, скатываясь на стенки цилиндра, плотно поджимаясь давлением жидкости к его поверхности (рис. 348, *б*). Поршень при этом нагружен давлением жидкости на полную поверхность мембраны, а сама мембрана — на поверхность ее

перегиба. Усилие, нагружающее мембрану, может быть приближенно вычислено по выражению

$$P = \pi D c \Delta p, \qquad (486)$$

где D — диаметр цилиндра;

c — ширина перегнутой части мембраны (зига);

Δp — перепад давления жидкости.

Растягивающее усилие, приходящееся на единицу длины окружности витка диафрагмы,

$$F = \frac{\Delta p c}{2}.$$

Напряжение материала мембраны

$$\sigma = \frac{\Delta p c}{2t},$$

где t — толщина ткани мембраны.

Резинотканевые мембраны не допускают двустороннего нагружения, при котором образуются сложные перегибы (рис. 348, *б*), приводящие к разрушению материал.

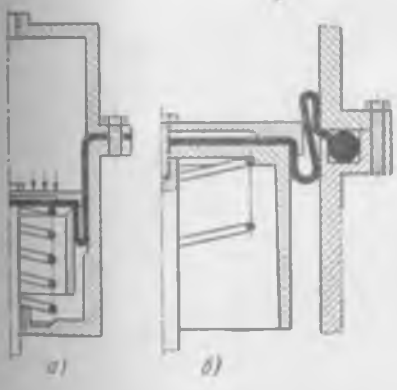


Рис. 348. Схемы мембранных разделителей с большим ходом

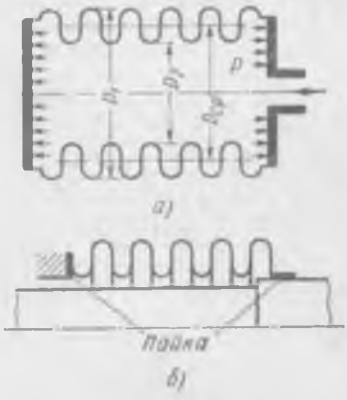


Рис. 349. Схемы герметизации с помощью металлического сильфона

Сильфоны. Для малых прямолинейных перемещений, (рис. 349, *а*), а также для разделения сред (рис. 349, *б*) применяют также эластичные гармошкообразные цилиндры-сильфоны, с помощью которых можно обеспечить полную герметичность соединения. Сильфоны изготовляют из металлов, а также неметаллических материалов (резины, фторопласта-4 и других пластиков); сильфоны из последних материалов применяются при небольших давлениях.

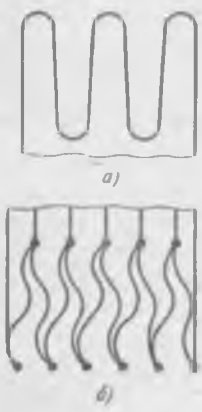
Металлические сильфоны бывают однослойные и многослойные (до пяти слоев), причем многослойные сильфоны допускают при той же общей толщине, что и однослойные, и при тех же размерах и одинаковой нагрузке значительно больший ход. Применяются сильфоны с наружным диаметром от 5 до 250 *мм*. Для однослойных сильфонов допускается давление малых диаметров — до 30 *кГ/см*^{2} и больших — до 2 *кГ/см*^{2}. Многослойные сильфоны из нержавеющей стали применяют для давлений до 150 *кГ/см*^{2}.

Зависимость долговечности сильфона из нержавеющей стали от размаха колебания нагружений s_t (в *кГ/см*^{2}) может быть выражена

$$N = \left(\frac{112\,000}{s_t}\right)^{3.5}, \qquad (487)$$

где N — число циклов (деформаций) до разрушения.

Максимальная величина перемещения металлического сильфона обычно не превышает 25% его свободной длины, причем из них 15% отводится на сжатие и 10% на растяжение. При большом числе ходов изменение длины сильфона не должно превышать 10%.



а)

б)

Рис. 350. Схемы сильфонов

Сильфоны предпочтительнее нагружать внешним давлением, причем допустимое значение давления в этом случае превышает давление при внутреннем нагружении на 25—30%.

За эффективный диаметр сильфона можно приблизительно принять средний диаметр гофров, в соответствии с чем усилие, развиваемое сильфоном при действии внутреннего давления жидкости, может быть приближенно, пренебрегая влиянием жесткости сильфона, вычислено как произведение давления p на площадь круга со средним диаметром:

$$P = Fp = \frac{\pi}{4} pD_{ср}^2, \qquad (488)$$

где $D_{ср} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ — средний диаметр гофров сильфона;

$F = \frac{\pi D_{ср}^2}{4}$ — полезная (эффективная) площадь сильфона;

D_1 и D_2 — внешний и внутренний диаметры гофра.

Практически отношение внешнего (D_1) и внутреннего (D_2) диаметров составляет

$$\frac{D_1}{D_2} \leqslant 2.$$

Полезная площадь сильфонов с внешним диаметром 30 *мм* и выше обычно составляет (0,3—0,4) F_0, где F_0 — общая площадь сильфона, вычисленная по внешнему диаметру гофров.

Сильфоны в основном изготовляют двумя способами: развальцовкой тонкостенной бесшовной трубы (рис. 350, *а*) и сваркой по торцам отдельных фасонных колец (мембран) (рис. 350, *б*).

Изготовление сильфонов развальцовкой осуществляется гидравлическим или механическим способом путем обкатки, причем гофры получаются параллельными и U-образной формы. Развальцовкой нескольких расположенных один на другом слоев получают многослойные сильфоны.

Материал исходных дисков (мембран) для изготовления сильфонов сварным способом должен обладать хорошими свариваемыми свойствами. При этом способе изготовления можно получить гофры любой высоты, тогда как в сильфонах, изготовленных развальцовкой из труб, высота лимитируется возможностью вытяжки материала трубы. Сварные сильфоны допускают более высокую общую деформацию на один гофр, а следовательно, они при одной и той же длине допускают более высокое обжатие (ход), чем сильфоны из труб.

УПЛОТНЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Уплотнения подвижных соединений гидроагрегатов можно разделить на две группы: контактные и бесконтактные (щелевые).

Сальниковые набивки (уплотнения). Наиболее простыми из контактных уплотнений являются сальниковые набивки (рис. 351, *а*) мягкого непористого материала. Затяжкой буксы *2* (поджатием

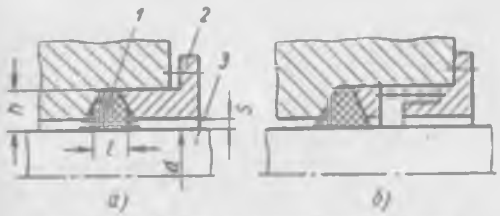


Рис. 351. Схемы сальниковых набивок

набивки *1*) можно создать контактное давление на поверхности уплотняемого штока *3*, превышающее рабочее давление. Уплотняющий контакт создается при сдавливании набивки *1* нажимной буксой *2*, в результате чего набивочный материал течет в радиальном направлении, образуя плотный контакт между камерой сальника и набивкой, с одной стороны, и подвижной деталью (штоком или валом) и набивкой — с другой.

Для компенсации износа и иных потерь набивочные сальники необходимо сжимать болтами (рис. 351, *а*) или пружинами (рис. 351, *б*). Последняя схема имеет преимущества перед первой, так как в ней исключается возможность перезатяжки сальника,

а также достигается автоматическая компенсация износа сальника. Для облегчения обжатия подвижной детали при затяжке сальника торцовые поверхности его камеры выполнены под углом. Практически принимают высоту сечения сальника $h = (0{,}65 \div 1)\,d$ и ширину $l \approx h$. В целях устранения затягивания набивки в зазор s размер его должен быть минимальным. Эти уплотнения применяют при небольших давлениях уплотняемой среды (до 50 *кГ/см²*).

Для обеспечения плотного прилегания к уплотняемым поверхностям под усилием нажатия буксы набивка должна быть достаточно пластичной и упругой для того, чтобы компенсировать биения вала; она должна быть стойкой против воздействия жидкости и обладать антифрикционными свойствами.

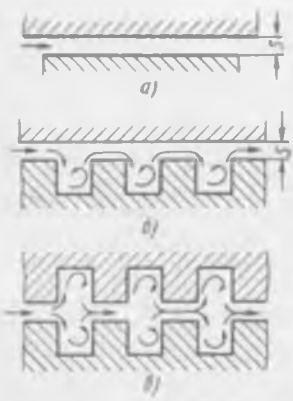


Рис. 352. Схемы щелевого (*а*) и щелезого-лабиринтного (*б* и *в*) уплотнений

Щелевые (бесконтактные) уплотнения. В гидроагрегатах широко применяются соединения, которые выполнены с гарантированным малым зазором и обеспечивают взаимное перемещение деталей и определенную степень герметичности без применения специальных уплотнительных материалов и средств.

Подобное уплотнение, получившее название щелевого, представляет собой капиллярную гладкую или ступенчатую щель s (см. рис. 352, *а*; см. также рис. 337, *в*), при соответствующей величине и длине которой может быть создано требуемое сопротивление перетеканию жидкости.

При щелевом уплотнении практически не представляется возможным обеспечить полную герметичность при любом малом зазоре, ввиду чего подобные уплотнения применяются лишь в тех случаях, когда не предъявляется требований полной герметичности.

В частности эти уплотнения применяются для герметизации внутренних полостей гидроагрегатов в плунжерных парах, в которых допустимы некоторые перетечки жидкости в нерабочую (сливную) линию (см. рис. 337, *в*).

Лабиринтные уплотнения. Для повышения сопротивления при высоких числах Рейнольдса, соответствующих турбулентному режиму течения, на одной (рис. 352, *б*) или обеих (рис. 352, *в*) поверхностях, образующих щель, выполняют лабиринтные канавки, которые вследствие чередующегося изменения сечения щели и завихрений повышают при турбулентном течении ее сопротивление.

Следует отметить, что кольцевые канавки выполняются на плунжерах распределителей (см. рис. 337, *в*) в основном для снижения неуравновешенных радиальных сил (см. стр. 343).

При ламинарном течении, которое является преобладающим для щелей гидроагрегатов потери энергии, обусловленные расширением и сжатием сечения потока жидкости в канавках, малы. Поэтому подобное уплотнение обычно рассчитывается приближенно по выражению (90) с подстановкой длины щели за вычетом суммарной ширины канавок (см. также стр. 98).

В соединениях с вращательным движением в качестве дополнительного сопротивления при турбулентном режиме течения (преимущественно газов) применяют гребешковые лабиринты радиального (рис. 353, *а*) и осевого (рис. 353, *б*) типов.

Динамические уплотнения. Для повышения герметичности вращательных соединений часто дополнительно применяют различные динамические (винтовые, лопаточные и пр.) устройства, которые обычно используются также в качестве первой ступени уплотнения.

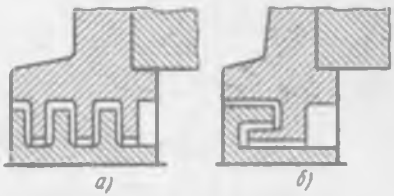


Рис. 353. Схемы радиальных лабиринтных уплотнений

Работа уплотняющего устройства динамического типа основана на использовании сил, которые возникают при вращении жидкости и отбрасывают ее в уплотняемую камеру. В соответствии с этим уплотняющие устройства этого типа эффективны лишь при достаточно высокой окружной скорости. Так, например, вспомогательные винтовые уплотняющие устройства (рис. 354) применяют при скоростях не ниже 3—5 *м/сек*.

Принцип действия этого уплотнения основан на использовании трения жидкости о вращающийся винт и неподвижную втулку, вследствие чего создается напор жидкости Δp, действующий вдоль оси винта:

$$\Delta p = \frac{\mu \omega D l c}{s}, \qquad (489)$$

где μ — динамическая вязкость жидкости;
ω — угловая скорость винта;
D и l — диаметр и длина винта;
s — зазор между винтом и втулкой;
c — безразмерный коэффициент, зависящий от шага винта, ширины впадины и профиля резьбы.

Динамические уплотнения применяются в основном в двухступенчатых уплотнительных узлах. В схеме подобного комбинированного уплотнения валика насоса, представленного на рис. 354,

в качестве первой ступени применено винтовое уплотнение, выполняемое в виде многозаходного винта, нарезанного на валу насоса, и в качестве второй ступени — резиновая манжета (см. стр. 617). Направление нарезки должно быть таким, чтобы при данном направлении вращения вала жидкость возвращалась (отбрасывалась) в уплотняемую полость.

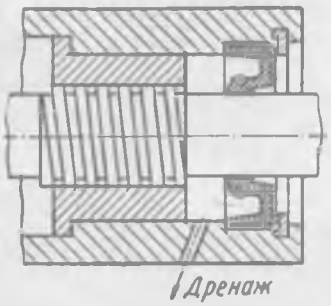


Рис. 354. Схема двухступенчатого уплотнения валика насоса с применением в качестве первой ступени винтового отражателя

Металлические поршневые кольца. Наиболее простыми и долговечными из применяемых уплотнений в агрегатах с прямолинейным движением являются уплотнения разрезными поршневыми металлическими кольцами (рис. 355, *а—в*).

Схема действия такого уплотнения показана на рис. 356. Кольцо из положения, представленного на рис. 356, *а*, под действием давления жидкости устанавливается в одно из рабочих положений (рис. 356, *б* и *в*). Уплотняющий контакт кольца с поверхностью (зеркалом) цилиндра создается пружинящим действием (упругостью) кольца, развивающимся в процессе обжатия при монтаже, а также давлением жидкости на внутреннюю (нижнюю) поверхность (со стороны канавки) кольца и в осевом направлении — давлением жидкости на боковую поверхность.

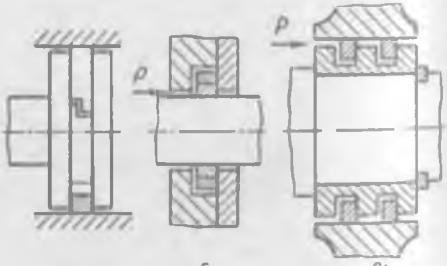


Рис. 355. Схемы уплотнений с помощью разрезных поршневых колец

Эти уплотнения пригодны для работы при относительно высоких давлениях и в широком диапазоне температур, а также в прочих неблагоприятных условиях, в которых иные типы уплотнений неприменимы. Они применяются для уплотнения различных рабочих сред, в том числе сжиженных газов при температурах от 1100 до —186° С.

Кольца применяются для уплотнения как поршней, так и штоков, причем в последнем случае они рассчитываются на пружинение внутрь (рис. 355, *б*).

К недостаткам этих колец относятся более жесткие, чем для колец из эластичных материалов, допуски на изготовление сопрягаемых деталей, а также чувствительность к нарушениям качества

к точности обработки. Кроме того, эти уплотнения не обеспечивают полной герметизации.

Наиболее широко эти кольца применяются для уплотнения поршней силовых цилиндров. В уплотнительном узле применяется одно или несколько колец (рис. 355, *в*), однако герметизация осуществляется в основном первым, со стороны давления, кольцом.

Опыт показывает, что второе уплотнительное кольцо со ступенчатым замком снижает утечки примерно на 15%. Однако при применении нескольких колец удлиняется межремонтный срок уплотнительного узла, так как по мере износа первого со стороны давления, а следовательно, более нагруженного кольца в работу вступают последующие кольца.

На основании опыта можно рекомендовать при давлении жидкости 200—220 *кГ/см²* и для диаметров цилиндров до 75 *мм* два

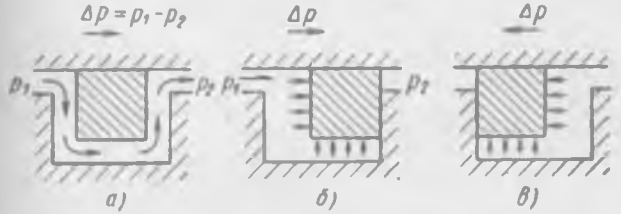


Рис. 356. Схемы, иллюстрирующие принцип действия уплотнения поршневого типа

поршневых кольца и для диаметров до 150 *мм* — три кольца; при невысоких давлениях (до 100 *кГ/см²*) обычно применяют одно или два кольца.

Опыты показывают, что при качественном изготовлении указанные кольца (2—3 кольца в уплотнении) обеспечивают практически полную герметичность при давлении 210 *кГ/см²* и температурах до 200—250° С; в отдельных же случаях их успешно можно применять при давлениях до 500—700 *кГ/см²* и скорости поршня до 300 *м/мин* и выше.

Если диаметр цилиндра равен диаметру кольца при обжатии, при котором обрабатывалась внешняя поверхность, такое кольцо обеспечивает достаточно равномерное радиальное давление по периферии и хорошую плотность контакта с цилиндром. Однако, если кольцо установлено в цилиндр, диаметр которого отличается от указанного номинала, равномерность распределения радиального давления нарушится и кольцо в некоторых точках может потерять контакт с цилиндром. Это наблюдается также и при нарушении цилиндричности зеркала цилиндра.

Допуски на изготовление цилиндров, принятые в ряде отраслей машиностроения, приведены в табл. 18.

Таблица 18

Допуски на изготовление цилиндров

Номинальный диаметр цилиндра в мм	Допуск на диаметр цилиндра в мм	Конусность в мм	Овальность в мм	Номинальный диаметр цилиндра в мм	Допуск на диаметр цилиндра в мм	Конусность в мм	Овальность в мм
До 150	—0,000 +0,025	0,0127	0,025	350—760	—0,000 +0,102	0,076	0,102
150—350	—0,000 +0,051	0,025	0,051	760 и выше	—0,000 +0,152	0,127	0,127

Кольца изготовляют из материала, обладающего упругостью и антифрикционными свойствами (серого чугуна, бронзы, текстолита, графита и металлографитовой массы). Наиболее широко распространены кольца из серого чугуна; твердость этих колец после термической обработки составляет *HRB* 98—106.

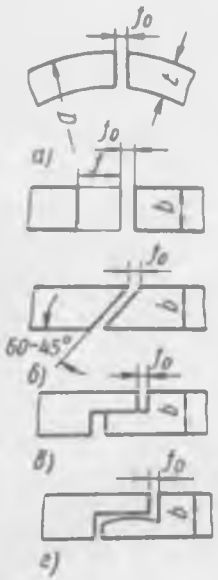


Рис. 357. Схемы стыков (замков) разрезных поршневых колец

Применяют прямой (рис. 357, *а*), косой (рис. 357, *б*) и ступенчатый (рис. 357, *в*) стыки (замки). Прямой стык применяют при средних давлениях (до 50 *кГ/см*^{2}), косой (угол 60°) при средних давлениях (от 50 до 150—200 *кГ/см*^{2}) и ступенчатый — при более высоких давлениях. Благодаря тому, что в ступенчатом замке (рис. 357, *в*) стыкующиеся ступенчатые концы кольца перекрывают друг друга, уменьшается стыковой зазор и соответственно повышается герметичность соединения. Часто одну из сопряженных поверхностей в замке выполняют плоской (параллельной торцовой поверхности), а вторую — выпуклой (рис. 357, *г*), поэтому повышается удельное давление в стыке кольца под нагрузкой, способствующее повышению герметичности.

Кольца со ступенчатым замком практически можно применять при диаметрах поршня не менее 35 *мм*. При меньших диаметрах поршня кольца с этим стыком не применяют из-за трудности монтажа.

Величина стыкового зазора $f + f_0$ кольца (рис. 357, *а*) в свободном его состоянии и величина f, на которую этот зазор уменьшится при монтаже поршня с кольцом в цилиндр, определяют напряжение кольца в сжатом положении и при надевании его на поршень. Для практических расчетов можно пользоваться вели-

чиной выреза $f = 3{,}4\ t$, где t — радиальная толщина (высота) сечения кольца.

Кроме того, вырез должен быть таким, чтобы в смонтированном кольце в замке был сохранен зазор f_0, необходимый в основном для компенсации неточностей изготовления цилиндра и искажений его диаметра по ходу поршня. Величину этого параметра выбирают равной $f_0 = 0{,}05 \div 2$ *мм* для цилиндров диаметром до 50—70 *мм* и $f_0 = 0{,}1 \div 0{,}4$ *мм* — для цилиндров диаметром больше 250 *мм*.

Таблица 19

Размеры (в *мм*) канавки под кольца

Диаметр поршня	Глубина канавки	Ширина канавки	Ширина зазора в замке	Диаметр поршня	Глубина канавки	Ширина канавки	Ширина зазора в замке
50	2,7	2,8	0,05—0,3	275	20,5	9,5	0,12—0,5
75	3,9	3,2	0,05—0,3	300	11,2	11,2	0,12—0,5
100	4,7	4,8	0,07—0,3	325	12,0	11,2	0,12—0,5
125	5,2	4,8	0,07—0,3	350	12,7	12,7	0,12—0,5
150	6,4	6,4	0,07—0,3	375	13,4	12,7	0,12—0,5
175	7,2	6,4	0,1—0,3	400	14,5	12,7	0,12—0,5
200	8,1	7,7	0,1—0,3	450	15,5	15,8	0,12—0,5
225	8,9	7,7	0,1—0,3	500	17,8	15,8	0,12—0,5
250	9,7	9,5	0,12—0,5				

В табл. 19 приведены рекомендуемые размеры (в *мм*) канавки под кольца и ширины зазора в замке.

При выборе значения ширины кольца обычно пользуются практической зависимостью $b < (0{,}75 \div 1)t$.

Необходимо обеспечить плоскостность торцовых поверхностей колец и канавок поршня и строгую их перпендикулярность к оси поршня (или другой детали, на которой выполнена канавка).

Чистота обработки контактных поверхностей канавки под металлическое кольцо должна соответствовать ∇ 9—10.

Боковой зазор между кольцом и стенками канавки следует выбирать не более 0,02—0,03 *мм* для диаметров цилиндра до 100 *мм* и 0,03—0,05 *мм* для диаметров больше 100 *мм*. Шейка проточки в поршне под кольцо должна быть меньше на 0,20—0,25 *мм* внутреннего диаметра сжатого кольца, помещенного в цилиндре.

Герметичность уплотнения разрезными поршневыми кольцами зависит от радиальной упругости последних, увеличиваясь с ее повышением. Эта упругость обеспечивается соответствующим выбором радиальной толщины t сечения кольца, а в некоторых случаях применением различных вспомогательных распорных (пружинных) устройств. Для цилиндров диаметров (75—100 *мм*) упругость кольца при максимальном его сжатии должна быть не менее 2—3 *кГ*.

Радиальную толщину t сечения кольца обычно выбирают из условия, чтобы отношение $\frac{D}{t}$, где D — внешний диаметр сжатого кольца в *мм*, было равно 16—24.

Для обеспечения герметичности соединения усилия, развиваемые давлением жидкости на кольцо в радиальном и осевом направлениях, должны быть достаточно высокими, чтобы обеспечить перемещение кольца в канавке в рабочее его положение и создать требуемый контакт его с граничащими поверхностями. Поэтому эти усилия должны преодолевать силы трения, возникающие на всех поверхностях контакта. Очевидно, преобладание сил, действующих в радиальном направлении, может привести к столь плотному прилеганию кольца к зеркалу цилиндра, что стык торцовых поверхностей кольца со стенкой канавки не будет уплотнен. С другой стороны, значительное превышение осевых сил над радиальными и развивающиеся при этом большие силы трения по торцовым поверхностям могут препятствовать созданию плотного контакта между внешней поверхностью кольца и зеркалом цилиндра. Практика показывает, что усилия в осевом и в радиальном направлениях должны быть примерно равны.

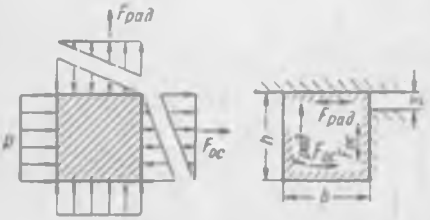


Рис. 358. Силы, действующие на поршневое уплотнительное кольцо

На рис. 358 показана эпюра сил давления жидкости, действующих на кольцо (пружинением кольца пренебрегаем). На поверхности h и b кольца действует полное рабочее давление жидкости (противодавление принимаем равным нулю) и на противоположные им поверхности — давление, понижающееся от рабочего давления p до 0 (зазором s пренебрегаем).

При параллельной щели (зазоре) падение давления в ней будет линейным. При этом среднее контактное давление может быть принято равным $p_{ср} = p/2$, в соответствии с чем усилие, действующее в осевом направлении на единицу длины окружности, может быть вычислено

$$F_{ос} = p_{ср} b = \frac{pb}{2} \qquad (490)$$

и в радиальном сопротивлении

$$F_{рад} = p_{ср} h = \frac{ph}{2}, \qquad (491)$$

где b и h — ширина и радиальная высота кольца.

Этим силам соответствуют силы трения (на единицу длины) в осевом $A_{ос}$ и в радиальном $A_{рад}$ направлениях:

$$A_{ос} = \eta F_{ос};\ A_{рад} = \eta F_{рад}, \qquad (492)$$

где η — коэффициент трения.

При условии, что коэффициенты трения в обеих парах поверхностей равны между собой, уплотняющее усилие в радиальном направлении будет равно $F_{рад} = \eta F_{ос}$ и в осевом $F_{ос} = \eta F_{рад}$.

Соотношения между радиальным и осевым усилиями определяется в основном размерами сечения поршневого кольца. Очевидно, для соблюдения при одних и тех же материалах деталей условие $F_{рад} = F_{ос}$ необходимо, чтобы $b = h$.

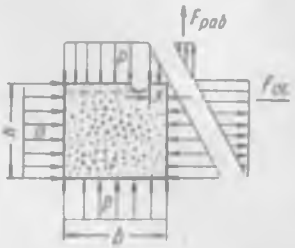


Рис. 359. Сечение уплотнительного кольца с разгрузкой от действующих сил давления жидкости

Прочие параметры этих колец рассчитываются по ГОСТу 7295—63.

Разгрузка колец. Износ внешней цилиндрической поверхности поршневых колец, работающих при высоких давлениях жидкости, может быть значительно снижен, если уравновесить возникающие усилия (нагрузки). Это уравновешивание осуществляется выполнением на кольце круговой разгрузочной канавки (проточки) (рис. 359). Канавка протачивается ближе к краю (на расстоянии x от него) со стороны, противоположной действию рабочего давления, которое подводится к канавке.

На эпюры действующих на кольцо сил видно, что давление в радиальном зазоре на участке до этой канавки будет равно рабочему давлению p, перепад же давления от p до 0 будет осуществлен на узком пояске шириной x, т. е. неуравновешенное радиальное давление будет действовать лишь на поверхности этого пояска. Поскольку это давление будет восприниматься (при условии достаточной жесткости кольца) всей цилиндрической внешней поверхностью кольца (за вычетом площадки канавки), контактное давление при этом может быть значительно снижено.

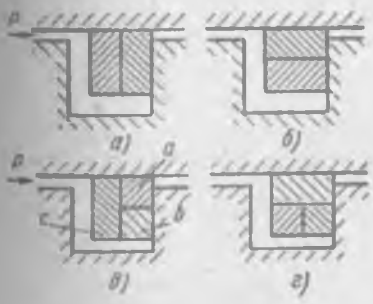


Рис. 360. Схемы многопоршневых уплотнительных соединений

Сдвоенное кольцо. Вместо ступенчатого стыка (замка) можно в общей канавке последовательно установить два узких кольца с прямым замком (рис. 360, *а*) или одно над другим (см. рис. 360, *б*). Стыки (замки) колец смещаются один относительно другого.

В уплотнительном соединении последнего типа (рис. 360, *б*) должна быть обеспечена строгая цилиндричность в рабочем (сжатом) положении наружного и внутреннего колец.

Применяются также строенные кольца (рис. 360, *в*), два из которых (*а* и *b*), расположенные концентрично, в сечении равны третьему боковому кольцу (*с*). Стык замка кольца *а* уплотняется в радиальном направлении внутренним кольцом *b* и в осевом — кольцом *с*. Ширина кольца *а* (размер в осевом направлении) должна быть равна ширине кольца *b*, что достигается совместным их шлифованием. Радиальная толщина (высота) кольца *с* может не быть равна высоте колец *а* и *b*, но должна превышать высоту кольца *с* с тем, чтобы было обеспечено перекрытие им замка кольца *а*. Пакет из колец может быть повернут в канавке относительно рассмотренного положения на 90° против часовой стрелки (рис. 360, *г*).

МАНЖЕТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Для герметизации подвижных соединений гидросистем в основном применяют уплотнения с эластичным герметизирующим элементом, прижатым к уплотняемым поверхностям так, чтобы удельное давление в зоне контакта превышало давление рабочей среды (жидкости). Распространенными из них являются различные манжеты, которые применяются для узлов прямолинейных и вращательных движений.

Манжеты изготовляют из резиновых смесей, кожи, виниловых смол, пластмассовых материалов и их комбинаций с тканями, прорезиненных хлопчатобумажных, льняных, асбестовых и асбометаллических тканей и т. п.

Наиболее широко применяют манжеты из резин и прорезиненных хлопчатобумажных тканей, которые обычно пригодны для работы при температурах не выше 100° С.

Широко применяют также манжеты из кожи, которые могут применяться при меньшей степени чистоты обработки поверхности уплотняемой пары, чем уплотнения из резины, и пригодны для работы при плохой смазке и относительно высокой загрязненности рабочей среды. Эти уплотнения при относительно большом (до 500 *кГ/см*^{2}) давлении имеют высокий срок службы. Уплотнение из кожи (ГОСТ 1898—49) применяется в основном при температурах до 70° С.

U-образные манжеты. Эти манжеты выполняют с закругленным (рис. 361, *а*) и плоским (рис. 361, *б*) основанием, причем манжеты первого типа изготовляют из резины (преимущественно из смеси 3825—ТУ МХП 1166—49) и прорезиненных тканей, а также из кожи и второго — преимущественно из резины. Последнее обусловлено тем, что выполнение манжеты с плоским основанием из кожи и прорезиненной ткани более сложно, чем с закругленным. Преимуществом манжет с плоским основанием является то, что устраняется опасность разрыва нижней ее части под действием давления жидкости, что наблюдается в манжетах с круглым осно-

ванием, если не применить фасонное опорное *1* и распорное *2* кольца (см. рис. 361, *а*).

Манжетные кольца из прорезиненных тканей обладают большой прочностью и долговечностью (в 2—3 раза выше, чем манжет из кожи, резины или полихлорвинила), а также стойкостью в условиях работы при высоких давлениях (до 500 *кГ/см²*) и температурах (до 100° С).

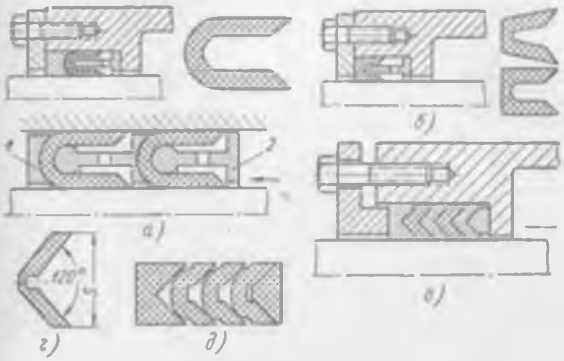


Рис. 361. Распространенные формы манжет

Толщина материала для изготовления манжет составляет в зависимости от размера манжеты 2,5—8 *мм*. В целях уменьшения трения высота скоса (уса) манжеты не должна быть больше половины высоты манжеты.

Манжеты монтируют на плотной посадке по плунжеру и по поверхности расточки канавки (проточки). При этом упругость манжеты обеспечивает герметичность соединения при нулевом и близком к нему давлениях жидкости. При наличии в системе давления манжета под распорным действием этого давления поджимается к уплотняемым поверхностям.

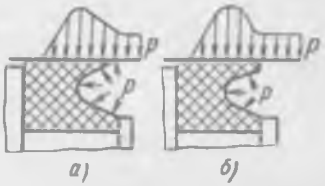


Рис. 362. Эпюры радиальных сил давления жидкости на манжетное кольцо

Описанный механизм герметизации относится ко всем типам уплотняющих колец, плотность контакта которых обусловлена силами давления жидкости. Поэтому обеспечение герметичности уплотнения при низком (порядка 0,1—0,2 *кГ/см²*) давлении представляет большую трудность, чем при высоком, при котором действует деформация манжеты под силой давления жидкости.

Контактное давление манжеты на уплотняемую поверхность зависит от формы манжеты. В манжете с заостренной уплотняющей кромкой (рис. 362, *а*) максимальное контактное давление

смещено к задней кромке. Во время движения поршня влево покрывающая стенку цилиндра пленка жидкости может вызвать гидродинамическое давление с высоким градиентом, в результате герметичность будет потеряна. В манжете, показанной на рис. 362, *б*, давление распределяется более симметрично.

Герметичность соединения ухудшается с повышением скорости движения штока, что обусловлено в основном расклинивающим действием затягиваемой в зазор жидкости, а также ухудшением

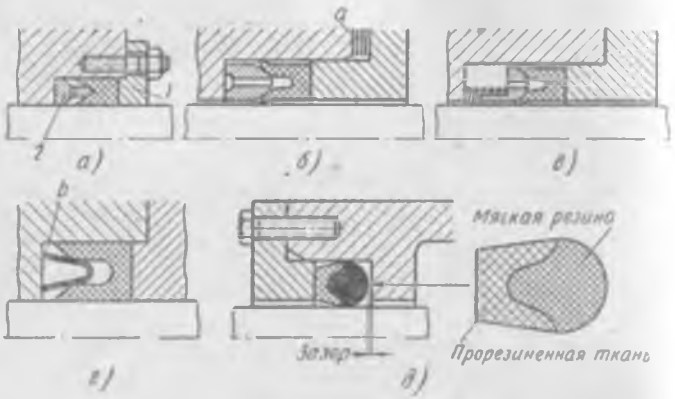


Рис. 363. Схемы обеспечения контакта манжеты с уплотнительной поверхностью

восстанавливаемости формы поперечного сечения уплотнительного кольца, в результате чего ухудшается заполнение резиной микровпадин и компенсация неровностей на штоке.

С повышением давления восстанавливаемость формы кольца улучшается, в результате при высоком давлении утечки с повышением скорости скольжения растут менее интенсивно, чем при низком давлении.

Для улучшения начального контакта манжеты с уплотняемыми поверхностями, а также для сохранения ею формы манжету при монтаже уплотнительного пакета помещают между фасонными опорными *1* и распорным *2* кольцами (манжетодержателями см. рис. 361, *а* и 363, *а*) из металла или текстолита. Затяжка манжеты обычно регулируется с помощью шайб *а* (рис. 363, *б*) или пружин (рис. 363, *в*). Скосы манжет должны быть слегка поджаты к уплотняемой поверхности конической частью манжетодержателя (рис. 363, *б*). Для предохранения манжеты от затягивания в зазор опорное кольцо должно быть посажено в канавку с минимальными зазорами. Для диаметров до 40 *мм* зазоры составляют от 0,03—0,05 *мм* на сторону и для диаметров больше 40 *мм* — от 0,05—0,08 *мм*. Следует учесть, возможно увеличение зазора в результате

деформации сопряженных с уплотнением деталей под давлением жидкости.

Для улучшения плотности контакта применяют также распорные металлические пружины *b* (рис. 363, *г*), а также манжеты, в которых пространство между раствором губок заполнено мягкой резиной (рис. 363, *д*).

Чистота обработки уплотняемой поверхности при применении U-образных манжет должна быть не менее ▽ 9. Стальные детали, скользящие по манжетам (внутренние поверхности цилиндров и внешние поверхности штоков), рекомендуется хромировать, а детали из алюминиевых сплавов подвергать хромокислому анодированию.



Рис. 364. Уплотнение штока (*а*) и поршня (*б*) воротниковыми манжетами и поршня (*в*) шевронными манжетами

Число манжет выбирают в зависимости от величины рабочего давления. Обычно рекомендуется применять от двух до трех и лишь в отдельных случаях до четырех манжет. Одна манжета рекомендуется для давления 35—40 *кГ/см*². Применение большого числа манжет повышает срок службы и надежность уплотнения, что в основном обусловлено дублированием их работы в случае выхода из строя одной или нескольких манжет и уменьшением нагрузки на каждую из них.

Хорошие качества по упругости уплотняющего элемента, от которой зависит способность уплотнения компенсировать (в особенности при нулевом и низких давлениях жидкости) неточности в изготовлении и износ уплотняемых поверхностей, показали воротниковые манжеты. Схема таких манжет для уплотнения штока и поршня показана на рис. 364, *а* и *б*.

Шевронные манжеты. Шевронные манжеты (см. рис. 361, *в*—*д*) применяют главным образом для уплотнения деталей с возвратно-поступательным и реже с вращательным движением. Уплотнительный узел выполняют в виде колец, собираемых в пакет по несколько штук (рис. 364, *в*).

Шевронные манжеты изготовляют из тех же материалов, что и U-образные. На рис. 361, *г* и *д* показаны сечения машин из

резины и кожи. Для повышения стойкости резиновых манжет их с двух сторон армируют прорезиненной хлопчатобумажной тканью. Опорные и распорные кольца шевронных манжет изготовляют с углами, превышающими на 50° угол губок манжет.

Манжетные кольца не следует подвергать при монтаже значительным сжатиям, в результате которых уплотнение из автомати-

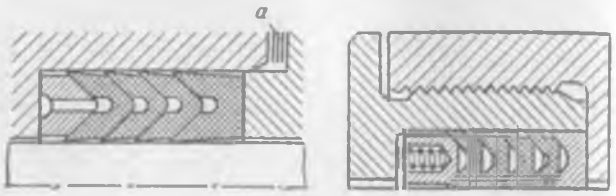


Рис. 365. Схемы пакетов уплотнительных манжет

чески действующей конструкции превратится в простую сальниковую набивку.

Затяжка манжет регулируется соответствующим подбором шайб *а* (рис. 365, *а*) или пружинами (рис. 365, *б*). Применение пружин устраняет необходимость регулирования затяжки уплотнения: нажимную втулку в этом случае можно затягивать до соприкосновения торца зажимной буксы с корпусом.

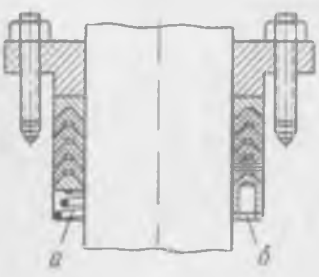


Рис. 366. Манжетный уплотнительный пакет

Для малых диаметров уплотнения ($D \leqslant 75$ *мм*) применяется одинарная цилиндрическая или коническая пружина *а* (рис. 366), а для больших ($D > 75$ *мм*) — несколько пружин *б* (рис. 365, *б*). При применении многопружинных устройств упрощается регулирование, которое достигается с увеличением или уменьшением количества пружин.

В многопружинных устройствах обычно применяют одну пружину на каждые 25 *мм* длины средней окружности уплотнения.

Рекомендуется применять усилие затяжки пружины, обеспечивающее осевое усилие затяжки пакета манжет, равное 0,9—1 *кГ* на каждый сантиметр длины средней окружности пакета.

Манжеты диаметром до 500 *мм* обычно изготовляются неразрезными и свыше 500 *мм* — разрезными. Разрезные манжеты стыкуются по косому срезу под углом 30 или 45° к ее плоскости. При монтаже места стыка отдельных колец манжеты смещаются одно относительно другого на угол $\alpha = 360/z$, где z — число колец.

Количество манжет в уплотняющем узле может быть выбрано в зависимости от давления и диаметра плунжера (табл. 20).

Таблица 20

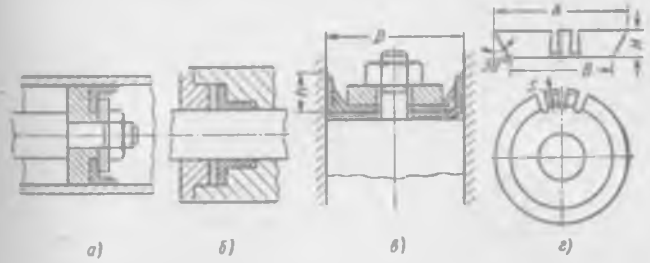
Зависимость количества манжет от давления и диаметра плунжера

Диаметр плунжера в мм	Количество манжет при давлении в $кГ/см^2$					
	65	100	200	320	400	500
До 55	3	4	5	6	7	7
55—100	4	5	6	7	8	8
100—280	4	5	6	7	8	8
280—710	4	5	6	7	8	9
710—1400	5	6	7	8	9	10

Опыт показывает, что уплотнение, состоящее из шести — восьми манжет, эффективно предотвращает утечку жидкости при давлениях до 400—500 $кГ/см^2$ и может обеспечить при давлении до 350 $кГ/см^2$ срок службы до 2 лет и более непрерывной работы.

Недостатком шевронных манжет является то, что они обладают высоким трением, в особенности при тугой затяжке уплотнительного пакета.

Манжеты прочих профилей. Применяют чашечные манжеты (рис. 367, *а*), которые обеспечивают при холостых ходах минимальное трение по сравнению с рассмотренными выше манжетами.



а) *б)* *в)* *г)*

Рис. 367. Схемы герметизации с помощью чашечной (*а*) и уголковой (*б*) манжет и схема распора чашечной манжеты с помощью пружины (*в* и *г*)

Однако силы трения при высоких давлениях могут вследствие большой поверхности соприкосновения манжет с подвижной деталью значительно возрасти. По этой причине эти манжеты могут быть рекомендованы лишь для давлений до 50 $кГ/см^2$.

Чашечные манжеты изготовляют из резины, прорезиненной ткани и из кожи, причем в последних двух случаях манжеты

изготовляются с закругленным основанием. Высоту манжет при диаметре до 50 *мм* выбирают равной 12—15 *мм*, при диаметре 50—100 *мм* — не более 16 *мм*, при диаметре 100—150 *мм* — 18 *мм* и при 150—200 *мм* — 25 *мм*.

В уплотнительном узле обычно применяют по одной манжете для каждой стороны. Если для повышения надежности применяют несколько таких манжет, их следует устанавливать так, чтобы нагрузка на одно кольцо не передавалась на соседние кольца.

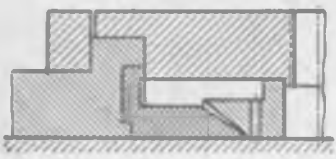


Рис. 368. Уплотнение штока силового цилиндра с помощью уголковой манжеты

Для обеспечения плотного контакта чашечной манжеты с цилиндром (в особенности при низких давлениях) часто применяют распорные пружинящие кольца лепесткового типа (рис. 367, *в* и *г*), которые поджимают кромку манжеты к цилиндру. Высота кольца H должна быть несколько меньше высоты h манжеты, с тем чтобы прижим осуществлялся по нескошенной части манжеты. Размер A кольца обычно принимают равным диаметру D цилиндра; размер B меньше A на величину, определяемую углом наклона лепестков; обычно этот угол выбирают равным 30°. Кольца изготовляют из листовой пружинной стали или жесткой латуни. Толщина s материала для распространенных размеров манжет от 0,25 *мм* (для $D \approx 30$ *мм*) до 0,5 *мм* (для $D > 30$ *мм*).

На рис. 367, *б* показана схема манжеты этого типа для уплотнения штоков, получившая название уголковой манжеты. Эти



Рис. 369. Схемы уплотнительных манжет фасонных сечений

манжеты применяют в основном для уплотнений штоков малых диаметров при относительно небольших (до 50 *кГ/см²*) давлениях. Однако при соответствующем конструктивном исполнении они могут применяться при более высоких давлениях. Для улучшения условий работы манжеты применяют специальную поджимающую буксу (рис. 368).

Разновидностью рассмотренных манжет являются прямоугольные манжеты с усом (рис. 369, *а*), которые применяются без распорных колец. Уплотнение подобными манжетами отличается малым трением и высокой герметичностью.

Высокими герметизирующими качествами отличаются так называемые Е-образные манжеты (рис. 369, *б*). Герметичность этих манжет обеспечивается внешними пружинными язычками и жесткость — средним язычком. Толщина основания этой манжеты меньше глубины канавки, ввиду чего манжета отличается малым трением холостого хода, которое в этом случае обусловлено лишь упругостью боковых язычков. При известном давлении в контакт с уплотняемыми поверхностями приходит, в результате деформации манжеты, также и ее основание.

Эти же манжеты, снабженные чугунным поршневым кольцом m для предохранения выдавливания манжеты в зазор (рис. 369, *в*), применяются для давлений порядка 1500 *кГ/см²*.

УПЛОТНЕНИЯ РЕЗИНОВЫМИ КОЛЬЦАМИ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

Такие уплотнения состоят из прямоугольного в поперечном сечении резинового кольца, помещаемого в круговую канавку, выполненную в поршне или штоке (рис. 370, *а*).

Уплотнения этого типа имеют малые габариты уплотнительного узла.

Герметичность уплотнения при нулевом и малом давлениях жидкости обеспечивается упругостью резины, достигаемой предварительным сжатием кольца при монтаже; для этого канавка

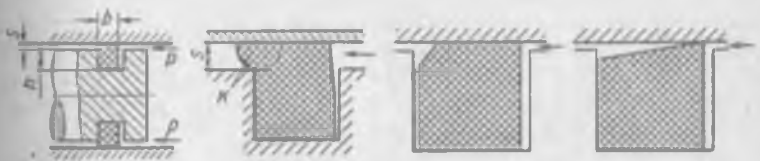


Рис. 370. Принципиальная схема уплотнения резиновым кольцом прямоугольного сечения (*а*) и сечения колец (*б* — *в*)

выполняется такой, что кольцо при монтаже получает радиальное обжатие, равное $\sim 0{,}1—0{,}2$ *мм*. При подводе давления жидкости по одну из сторон кольца оно смещается к боковой стенке канавки в направлении действия давления и, деформируясь под действием этого давления, создает плотный контакт по трем поверхностям (рис. 370, *б*).

Распространяя с некоторыми допущениями на резину закон Паскаля, можем считать, что плотность контакта резинового кольца с уплотняемыми поверхностями будет увеличиваться практически пропорционально увеличению давления жидкости.

С повышением давления увеличивается также сила трения (см. стр. 603), которая зависит от ряда факторов, в том числе от

ширины b сечения кольца (рис. 370, *а*), что обусловлено деформацией поверхностных слоев при взаимном внедрении неровностей поверхностей резины и металла.

При рабочих давлениях до 400 *кГ/см²* сила трения в уплотнительных узлах гидросистем возрастает примерно в прямой зависимости от логарифма давления рабочей среды. В практике обычно допускают для распространенных давлений линейную зависимость трения от давления.

От давления жидкости зависит также износ уплотнительных колец, так как при повышении давления увеличивается выдавливание резины в зазор (рис. 370, *б*). Разрушение кольца начинается обычно в месте, граничащем с зазором (участок k), так как здесь создается максимальное напряжение материала уплотнительного кольца при его деформации.

Разрушение кольца происходит особенно интенсивно при знакопеременном движении и пульсирующем давлении.

Объем канавки должен быть больше объема кольца на величину возможного увеличения последнего в эксплуатации. Практически размеры колец и канавок в поршне выбирают такими, чтобы при монтаже колец в канавке (при нулевом обжатии) был сохранен боковой зазор, равный 0,2—0,25 *мм*.

Ширина b (рис. 370, *а*) кольца обычно равна 3—6 *мм* и высота $h = 5 \div 8$ *мм*.

Влияние радиального зазора. Опыт показывает, что материал кольца подвержен под давлением жидкости деформации и при известных соотношениях размера зазора s между уплотняемыми поверхностями и твердостью резины будет выдавливаться в зазор (рис. 370, *б*), и кольцо разрушается. Если зазор будет достаточно велик, а кольцо изготовлено из мягкой резины, то весь материал может продавиться через зазор.

Выдавливанию кольца в зазор способствует закругление внешних кромок канавки, в которую помещается кольцо, влияние его аналогично увеличению зазора.

При определении величины зазора s необходимо учитывать возможность отжатия поршня (штока) к одной стороне, в результате чего зазор с этой стороны будет увеличен. При высоких давлениях жидкости следует также учитывать деформации цилиндра (растяжение) и поршня (сжатие), которые при некоторых условиях могут значительно увеличить зазор.

Для уменьшения возможности выдавливания кольца в зазор кольцо часто скашивается со стороны, противоположной рабочему давлению, на угол 10—20° (рис. 370, *г*) или на кольце выполняется фаска (рис. 370, *в*).

Для устранения возможности выдавливания кольца в зазор уменьшают радиальный зазор, а также увеличивают твердость резины. Поскольку последнее приводит к снижению ее эластичности и к потере упругости кольца, в особенности при низких

температурах, применяют два кольца *а*, расположенные одно над другим (рис. 371, *а*). Внутреннее кольцо изготовляют из мягкой резины (60—70 единиц по Шору), сохраняющей упругую эластичность при низких температурах, и внешнее — из более твердой резины (80—90 единиц по Шору), способной противостоять давлению жидкости, стремящемуся выдавить кольцо в зазор. Жесткость внешнего кольца должна быть максимальной, однако такой, чтобы была сохранена возможность монтажа его в канавку на поршне. Подобное уплотнение пригодно для работы с давлением до 300 *кГ/см²* и выше.

Распространены также схемы, с защитными кольцами (проставками) *d*, расположенными с одной (см. рис. 371, *б*) или с обеих сторон уплотнительного резинового кольца *с*, которые изготовляются из твердой резины (твердость по Шору до 95), кожи (тол-

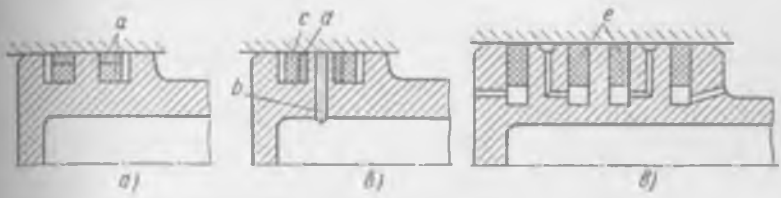


Рис. 371. Схемы уплотнений резиновыми прямоугольными кольцами

щина 2—3 *мм*), фторопласта и пр. Опыт показывает, что уплотнения с помощью резинового кольца (твердость по Шору 60) и защитных колец из твердой резины (твердость по Шору 95) надежно работают при давлениях 350—400 *кГ/см²*. Защитные кольца *d* помещают в канавку с натяжением (0,1—0,15 *мм*) как по внешней (по цилиндру), так и по внутренней поверхности.

При применении защитных колец сила трения увеличивается по сравнению с уплотнением без них примерно в 3 раза. В уплотнительном узле, показанном на рис. 371, *б*, применено дренажное отверстие, по которому отводятся в резервуар утечки жидкости, благодаря чему уменьшается трение и повышается срок службы уплотнения.

Поскольку износ мягких уплотнительных колец с боковыми защитными проставками небольшой, можно уменьшить их ширину до 1,5—2 *мм*, что значительно снижает трение.

Нарушение герметичности уплотнения с помощью прямоугольного кольца происходит часто в результате выворачивания (закручивания) части его в канавке при высоких давлениях и скорости перемещения. Подобное закручивание кольца возникает в результате возможного неравномерного распределения по окружности поршня трения кольца по уплотняемой поверхности. Для уменьшения закручивания размер кольца должен быть развит в ширину или в глубину.

Уплотнения из твердой резины показаны на рис. 371, *в*. Для повышения плотности контакта резинового кольца с уплотняемой поверхностью в канавку под кольцо подведено давление рабочей жидкости. В этом случае представляется возможным применить кольца из резины высокой твердости (90÷95 единиц по Шору) или фторопласта, при которой отпадает надобность в защитных кольцах. Кольцо в этом случае помещается в канавку без бокового зазора, однако между дном канавки и кольцом предусматривается небольшой радиальный зазор, способный компенсировать набухание резины. Поджатие внутренних колец *е* осуществляется давлением утечек жидкости через внешние кольца.

УПЛОТНЕНИЯ РЕЗИНОВЫМИ КОЛЬЦАМИ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Принцип действия резиновых колец круглого сечения (рис. 372) аналогичен кольцам прямоугольного сечения. Эти кольца надежно и длительно работают при давлениях до 350 *кГ/см²*; при предохранении колец от выдавливания в зазор это уплотнение применяется при давлениях 1000 *кГ/см²*, а иногда до 5000 *кГ/см²*.

Предварительное натяжение (сжатие) этих колец может быть выполнено более высоким, чем колец прямоугольного сечения при сохранении той же силы трения. Поскольку материал круглого кольца приходит к кромкам канавки в напряженном состоянии, выдавливание его в зазор значительно меньше и наступает при более высоком давлении, чем прямоугольного. Кроме того, кольца круглого сечения допускают бóльшую, чем прямоугольные, неточность в изготовлении уплотняемых поверхностей.

Кольца круглого сечения применяются как в неподвижных так и подвижных соединениях. Для размещения колец в основном применяются прямоугольные (рис. 372, *а*) и угловые (рис. 372, *г*) канавки. Уплотнения с последними канавками отличаются высокими герметизирующими качествами, но обладают относительно большим трением, ввиду чего их применяют преимущественно в неподвижных соединениях.

Поскольку резина практически несжимаема, объем канавки должен быть больше объема кольца на величину возможного увеличения последнего в эксплуатации. Практически канавки под них обычно конструируются с расчетом на возможное набухание колец в рабочей жидкости в пределах 15%.

Размеры кольца канавки выбирают такими, чтобы при монтаже кольца в канавке (при нулевом обжатии) был сохранен боковой зазор (рис. 372, *а*), равный $(a—d) = 0{,}2—0{,}25$ *мм*.

Канавки выполняют в зависимости от условий применения либо на поршне (рис. 373, *а*), либо на поверхности цилиндра (буксы) (рис. 373, *б*).

Для обеспечения при монтаже требуемого предварительного сжатия кольца диаметр d поперечного его сечения в свободном со-

стоянии и глубину b канавки (см. рис. 372, *а*) выбирают такими, чтобы кольцо, помещенное в канавку между уплотняемыми поверхностями поршня и цилиндра, было обжато по поперечному

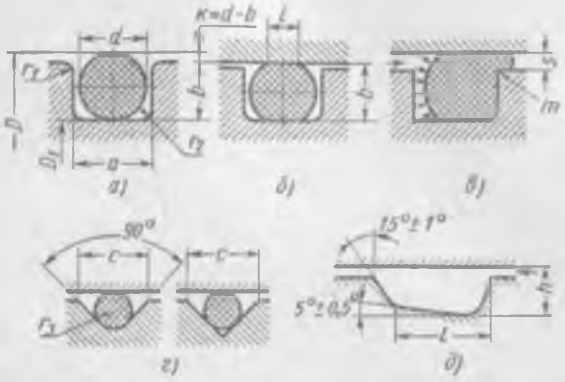


Рис. 372. Схемы действия уплотнения резиновыми кольцами круглого сечения и формы канавок

сечению на величину $k = d - b$ (см. рис. 372, *б*). В практике уплотнение оценивается по этому параметру коэффициентом предварительного (монтажного) сжатия сечения кольца в радиальном направлении:

$$w = \frac{d-b}{d} 100\%. \quad (493)$$

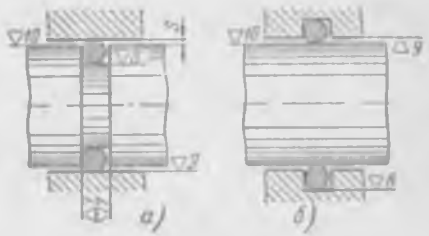


Рис. 373. Схемы размещения канавок под уплотнительное кольцо

Указанным предварительным сжатием создается герметичность соединения до появления давления жидкости, под действием которого кольцо, деформируясь у внешней стороны канавки, создает плотный контакт с уплотняемыми поверхностями, причем при известных условиях кольцо может быть выдавлено в зазор s (см. рис. 372, *в*). Это сжатие колец в канавке в общем случае выбирается для подвижных соединений равным $w = 9 + 13\%$. В распространенных конструкциях величина диаметрального обжатия поперечного сечения обычно составляет примерно $w = 10\%$.

При повышении обжатия герметичность и трение, в особенности при нулевом давлении повышаются (рис. 374, *а*). Снижение же этого обжатия ниже некоторого значения приводит, как правило к ухудшению герметичности.

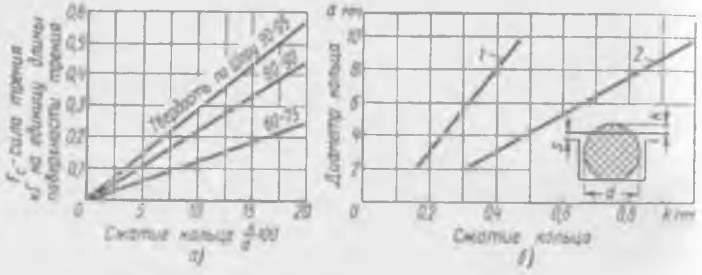
Минимальное предварительное обжатие, обеспечивающее герметичность уплотнения, должно быть таким, чтобы была обеспечена минимальная ширина контакта. Эту ширину поверхности контакта круглого уплотнительного кольца можно рассчитать, если предварительная его деформация не превышает 15—20% его сечения в свободном состоянии, по формуле

$$l = 0{,}003dw,$$

где d — диаметр поперечного сечения кольца (рис. 372, *а*);

$w = \frac{d-b}{d}$ — степень сжатия (предварительной деформации) сечения кольца;

b — высота сечения кольца после сжатия (глубина канавки с учетом радиального зазора).



а *б*

Рис. 374. Кривые силы трения круглого кольца в зависимости от поперечного сжатия (*а*) и кривые сжатия кольца в зависимости от его диаметра (*б*):

кривая *1* — наименьшее сжатие; кривая *2* — наибольшее сжатие

Основным критерием герметичности является величина контактного давления (напряжения) уплотнительного кольца, которое должно быть больше давления жидкости.

Установлено, что среднее контактное давление уплотнительного кольца с уплотняемой поверхностью практически не зависит при прочих равных условиях от диаметра его сечения, а следовательно, от последнего не зависят и герметизирующие качества колец. Поэтому при выборе сечения колец исходят в основном из требования надежности и срока службы, а также из конструктивно-производственных соображений.

Ниже приведены принятые в практике соотношения диаметра d поперечного сечения кольца и внутреннего его диаметра D в *мм*:

D	3—10	10—18	18—36	36—110	110—270
d	1,6	2,5	3,4	5,2	6,6

Увеличение диаметра кольца несколько улучшает уплотняющие качества, а также увеличивает срок службы, однако при

этом увеличивается трение. При уменьшении же диаметра кольца увеличивается износ, и оно становится чувствительным к механическим повреждениям. Ввиду этого минимальный диаметр сечения кольца выбирают не менее 2 *мм*. Исключение составляют кольца с очень малым внутренним диаметром ($D = 3 \div 5$ *мм*). Максимальный диаметр сечения кольца d для диаметров окружности кольца D порядка 100—300 *мм* обычно не превышает 6—7 *мм*.

На рис. 374, *б* показана зависимость принятых величин: предварительного сжатия кольца k от d — диаметра его поперечного сечения.

Применяются также канавки с наклонным (10—15°) основанием (рис. 372, *д*) в направлении действия давления жидкости. Поскольку кольцо под давлением жидкости заклинивается в сужающейся по глубине канавке, герметичность соединения повышается. Максимальная глубина канавки h выбирается из условия обеспечения предварительного обжатия кольца $w = \frac{d-h}{d} \approx 12\%$; ширина $l = 2d$, и величина $r = 0{,}5d$, где d — диаметр сечения кольца в свободном состоянии. Уплотнения с подобными канавками применяются в неподвижных соединениях.

Трение и износ колец. Трение круглых колец при нулевом давлении жидкости обусловлено контактным давлением, вызванным предварительным его сжатием при монтаже в канавку (при применении защитных колец добавляется трение этих колец). С увеличением предварительного (монтажного) сжатия кольца и повышением величины поверхности контакта, а также с увеличением твердости материала кольца трение повышается. Контактное давление колец и площадь контакта под действием давления жидкости увеличиваются (рис. 375, *а*), в соответствии с чем увеличивается и сила трения (рис. 375, *в*), хотя коэффициент трения резины по металлу, как правило, с повышением давления понижается (рис. 375, *б*).

Приближенно принимают, что сила трения колец из резин средней твердости (70 единиц по Шору) с повышением давления до $\sim$ 200 *кГ/см*^{2} повышается практически линейно, после чего интенсивность повышения уменьшается, что обусловлено тем, что рост контактной поверхности кольца с дальнейшим повышением давления фактически прекращается (кольцо принимает практически прямоугольное сечение) (рис. 375, *а*). При повышении температуры от 20 до 120° С трение колец монотонно возрастает, причем это повышение более значительно для колец из твердых резин.

Следует также учесть, что в результате более высокого теплового расширения резины по сравнению с расширением металлов повышение температуры приводит к увеличению сжатия резины, а следовательно, и напряжений в уплотнительном кольце.

Коэффициент трения колец уменьшается с увеличением скорости скольжения. Это обусловлено в основном возникновением более благоприятных условий для проявления гидродинамического эффекта, т. е. увеличение скорости перемещения сопровождается увеличением толщины масляного клина, а следовательно, более полным разделением трущихся поверхностей.

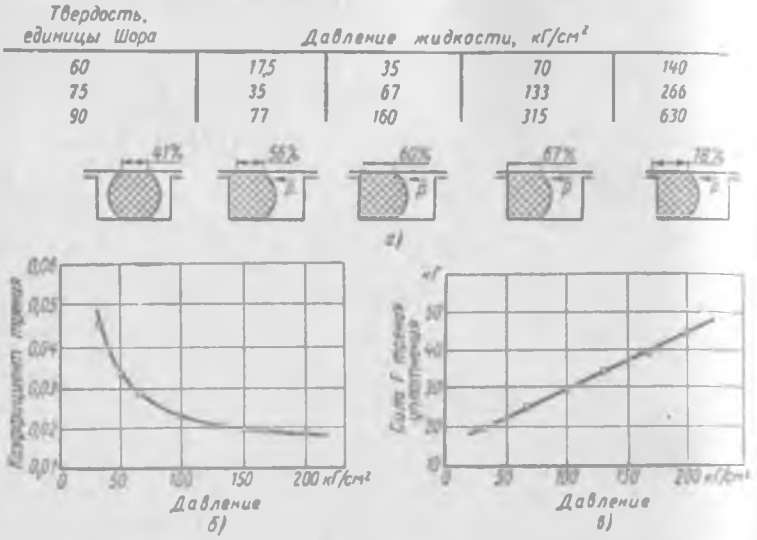


Рис. 375. Площадь контакта уплотнительных колец в зависимости от давления (*а*) и кривые коэффициента (*б*) и сил (*в*) трения колец

В табл. 21 приведены усилия трения при различных рабочих давлениях и твердости резины кольца размером 280 × 3,1 *мм*, помещенного в прямоугольную канавку с поперечным обжатием 0,2 *мм*.

Для снижения трения поверхность резиновых колец часто покрывают политетрафторэтиленом.

Таблица 21

Зависимость усилия трения от рабочего давления и твердости резины

Рабочее давление в кГ/см²	Усилие трения (в кГ) при твердости резины по Шору			Рабочее давление в кГ/см²	Усилие трения (в кГ) при твердости резины по Шору		
	70	80	90		70	80	90
0	1,8	3,18	4,3	70	7,7	9,2	10,2
17,5	3,6	5,0	6,15	140	10,9	12,4	13,4
35	5,0	6,7	7,5	210	13,3	14,5	15,6

Для того чтобы уменьшить трение в узлах уплотнения системы гидроавтоматики и тем самым повысить ее чувствительность к сигналам, применяют схемы, в которых мягкие уплотнители отсутствуют, внешние же утечки устраняются тем, что все каналы (камеры) перед подлежащими герметизации узлами, выходящими во внешнюю среду (штоки золотников и пр.), соединяются с зоной вакуума, создаваемой эжектором, установленным на линии отвода жидкости в бак.

Для уплотнительных колец важное значение имеет статическое трение (трение покоя), которое в зависимости от длительности пребывания уплотнительного кольца в покое в контакте с металлической поверхностью может превысить в 3—4 раза трение движения даже при отсутствии давления (рис. 376, *а*).

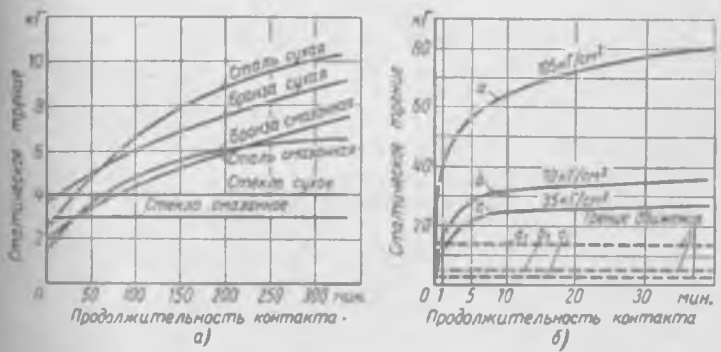


Рис. 376. Кривые зависимости сил трения резинового кольца от продолжительности контакта с уплотняемой поверхностью

Указанное повышение трения и соответственно сдвигового усилия при увеличении длительности контакта резиновых деталей с металлической поверхностью является важной характеристикой фрикционной пары резина — металл, которая определяет работоспособность резиновых уплотнительных деталей. Если это явление в неподвижных уплотнительных соединениях типа прокладок способствует обеспечению герметичности, то в подвижных оно может явиться причиной нарушения герметичности и потери работоспособности гидросистемы. Так, например, если кольцо длительное время находится в покое под давлением жидкости, трение, обусловленное сцеплением кольца с металлической поверхностью, может настолько (рис. 376, *б*) повыситься (кольцо как бы прилипает к металлической поверхности), что при смещении его с места может произойти срезание отдельных его участков. Ввиду этого движение штока (вала) при некоторой малой скорости может стать скачкообразным — с чередованием проскальзывания с остановками.

Указанное повышение силы статического трения в основном обусловлено тем, что резина при длительном контакте заполняет микрорельеф металла, в соответствии с чем при сдвиге происходит вынужденное эластическое передеформирование участков резины, затекшей в неровности.

При более грубых поверхностях резина прилипает в меньшей степени, чем при более тонких, что объясняется тем, что в микровпадинах грубых поверхностей сохраняется некоторое количество жидкости, тогда как при тонких поверхностях смазка полностью выдавливается и резина вступает в непосредственный контакт с металлической поверхностью.

Прочность прилипания линейно повышается с увеличением температуры, а также зависит от вида металла: прилипание к латуни значительно выше, чем к стали. К деталям из фторопласта, а также из стекла резина практически не прилипает.

После того, как кольцо будет сдвинуто с места, трение обычно восстанавливается до начальной величины, соответствующей трению движения (см. пунктирные линии a_1, b_1 и c_1 на рис. 376, *б*). Если поршень находится в покое $\sim$ 5—10 *сек*, то сопротивление началу движения (страгиванию) обычно не превышает силы трения при движении; через минуту покоя оно может повыситься в 2 раза и затем растет по экспоненциальному закону, асимптотически приближаясь к предельному значению. По истечении некоторого времени (30—40 *мин*) повышение трения обычно прекращается.

Испытаниями установлено, что долговечность качественных уплотнительных колец круглого сечения, работающих под давлением 150—200 *кГ/см²* при длине хода 40—60 *мм*, соответствует $\sim$ 1 млн. циклов (ходов). Однако даже после появления незначительных утечек уплотнение способно еще длительное время работать без каких-либо серьезных нарушений действия гидросистемы. Срок службы круглых колец при понижении давления значительно (практически в квадратичной зависимости) повышается.

МАТЕРИАЛЫ И КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО УЗЛА

Трение и износ деталей уплотнительного узла в значительной степени зависят от материала и чистоты обработки поверхности деталей, по которой скользит уплотнительное кольцо.

Увеличение высоты микронеровностей уплотняемой поверхности сопровождается ростом сил трения, причем с повышением рабочего давления эта зависимость выражается более резко.

Силы трения установившегося движения зависят также от формы и однородности микрорельефа. Так, например, применение виброобкатки (виброраскатки) для обработки металлических поверхностей, при которой увеличиваются радиусы закругления

вершин микронеровностей, значительно уменьшает силы трения и износ резиновых деталей.

На рис. 377 показаны кривые, характеризующие относительное повышение $a = \frac{\mu_0}{\mu}$, коэффициента трения резин μ в зависимости от шероховатости поверхности вала при смазке минеральным маслом по сравнению с гладким валом, где μ_0 — коэффициент трения гладкого вала.

В соответствии с этим качество обработки влияет на износ колец, который увеличивается с увеличением неровностей поверхности, а также с уменьшением ее твердости. При одинаковой чистоте поверхности износ уплотнения при работе с деталями из алюминия, латуни и бронзы будет большим, чем со стальными деталями. Срок службы уплотнения увеличивается, если трущиеся поверхности хромированы.

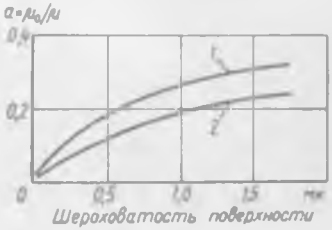


Рис. 377. Зависимость коэффициента трения резины от шероховатости поверхности вала:

1 — твердость резины 60 единиц; *2* — твердость резины 80 единиц

От качества обработки этих поверхностей зависит также герметичность уплотнения, которая улучшается с повышением чистоты обработки. Так, например, при повышении чистоты обработки штока силового цилиндра с 7-го до 10-го класса утечки уменьшались (давление 200 *кГ/см²*; скорость движения штока — 0,84 *м/сек*) в 6 раз.

В практике чистота обработки поверхностей деталей, с которыми контактирует уплотнительное кольцо подвижного соединения, доводится до ▽ 9—10. Для деталей из цветных сплавов эти требования снижаются до ▽ 7—8 и для твердоанодированных до ▽ 8—9.

В уплотнениях неподвижных соединений канавка, в которой размещается уплотнительное кольцо, обрабатывается чистотой соответствующей ▽ 7—8. Для соединения же со знакопеременным давлением жидкости поверхности канавки, и в особенности ее дно, должны быть обработаны по требованиям, предъявляемым к подвижным соединениям.

Выдавливание кольца в зазор. Уплотнительное резиновое кольцо деформируется под действием давления жидкости и при соответствующих условиях может быть выдавлено в зазор между уплотняемыми поверхностями (рис. 378, *а*). Кольцо круглого сечения отличается от прямоугольного лишь тем, что последнее приходит к острым кромкам канавки при некотором малом давлении, способном преодолеть лишь трение его в канавке, тогда как для прихода в контакт с этими кромками кольца круглого сечения оно должно быть до этого соответствующим образом деформировано давлением. Так как материал этого кольца приходит к кромкам

канавки в напряженном состоянии, выдавливание его в зазор наступает при более высоком давлении или соответственно при большом зазоре, чем кольца прямоугольного сечения.

Выдавливание кольца круглого сечения в зазор так же, как и прямоугольного, является основной причиной разрушения. Высокая частота изменения (пульсация) давления особенно интенсивно вызывает выдавливание и разрушение. При определенной величине пульсирующего давления материал кольца выдавливается в зазор, острый угол кромки m канавки врезается в кольцо, разрушая его поверхность. Так как кольцо при пульсации давления несколько проворачивается, в контакт с острыми кромками канавки вступают новые его участки и разрушению подвергается значительная часть поверхности кольца (рис. 378, *б*). При двустороннем давле-

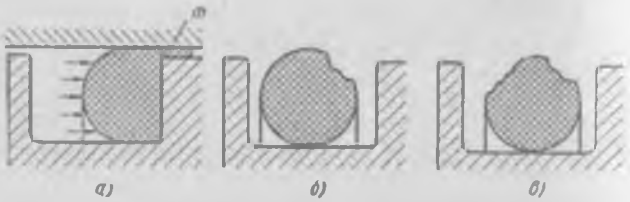


Рис. 378. Характер разрушения резиновых колец круглого сечения

нии кольца разрушаются с двух сторон (рис. 378, *в*). В результате разрушения поверхности кольца острыми кромками канавки в контакт с уплотняемой металлической поверхностью начнут вступать при нулевом давлении поврежденные участки поверхности кольца и герметичность уплотнения будет нарушена. Однако, даже если подреза кольцами кромки канавки и не наблюдается, разрушение его все-таки начинается обычно с этого места (в точке m, см. рис. 378, *а*) вследствие того, что здесь развивается максимальное напряжение материала уплотнительного кольца при его деформации.

Так как выдавливание уплотнительного кольца в зазор происходит тем интенсивнее при одинаковом давлении, чем больше величина зазора и меньше твердость резины, то от этих факторов в значительной степени зависит и срок службы кольца.

В целях предупреждения выдавливания кольца зазор должен быть очень малым, как это позволяют технологические возможности, однако с учетом коэффициентов теплового расширения материалов сопряженных деталей.

Для удовлетворительной работы уплотнительных колец круглого сечения необходимо, чтобы максимальная величина зазора s на сторону не превышала величин, приведенных в табл. 22. В табл. 23 приведены для сравнения значения зазоров, принятых в США.

Таблица 22

Зависимость зазора на сторону от рабочего давления при твердости резины

Давление в кГ/см²	Величина зазора на сторону (в мм) при твердости резины по Шору		
	70	80	90
0—50	0,15—0,10	0,2—0,15	0,25—0,15
50—100	0,1—0,06	0,15—0,08	0,15—0,10
100—150	0,06—0,03	0,08—0,06	0,01—0,08
150—200	0,03—0,02	0,06—0,04	0,08—0,06

Таблица 23

Зависимость зазора от рабочего давления при твердости резины

Давление		Твердость резины по Шору		
в *дн/дм²*	в кГ/см²	70	80	90
0—250	0—15	0,25	0,25	0,38
250—500	15—35	0,20	0,25	0,25
500—1000	35—70	0,12	0,20	0,25
1000—1500	70—100	0,075	0,12	0,20
1500—2000	100—150	—	0,10	0,12
2000—3000	150—200	—	0,075	0,10
3000—5000	200—350	—	—	0,075

Необходимо учитывать возможность изменения размера зазоров, обусловленного недостаточной жесткостью деталей, а также отжатием поршня к одной стороне.

Защитные кольца. Для предохранения уплотнительных колец от выдавливания в зазор при давлениях более 100 *кГ/см²* с одной



а) *б)* *в)* *г)*

Рис. 379. Схемы применения в уплотнительном узле кольца круглого сечения защитных колец.

или по обеим сторонам уплотнительного кольца устанавливают защитные кольца (рис. 379, *а* и *б*).

При установке защитных колец резиновые уплотнительные кольца можно применять при давлении ~ 1000 *кГ/см²* и выше.

Однако защитные кольца (особенно кожаные) значительно повышают трение уплотнительного узла.

Защитные кольца могут быть изготовлены из любого эластичного материала, обладающего достаточной жесткостью, чтобы противодействовать выдавливанию его давлением жидкости в зазор.

Наиболее распространены кольца из кожи, твердой резины, фторопласта, текстолита и пр. Наилучшими свойствами обладают фторопластовые кольца, которые пригодны для температур от —60 до +150° С. Толщина колец из этого материала 1 *мм* при $d < 100$ *мм* и 1,5 *мм* при $d > 100$ *мм*, где d — средний диаметр кольца. Зазор между уплотняемыми деталями не должен быть больше 0,04—0,05 *мм*. Для удобства монтажа эти кольца выполняются со скошенным разрезом.

В агрегатах, не предназначенных для работы при высоких температурах, применяют разрезные и неразрезные защитные кольца из кожи (ГОСТ 1898—48) толщиной 1—2,5 *мм*. Стыки разрезных колец выполняются внахлестку. Перед монтажом неразрезное защитное кольцо из кожи размачивают в воде, что позволяет растянуть его до требуемого для монтажа размера; после монтажа в канавку кольцо осаживается и вместе с поршнем помещается в цилиндр. Внешний и внутренний размеры заготовки подобного кольца выполняют с учетом обеспечения при монтаже небольшого обжатия по наружному и внутреннему диаметрам.

Для уменьшения трения при холостом ходе применяют защитные кольца клинообразной формы (рис. 379, *в* и *г*). При отсутствии давления (рис. 379, *в*) эти кольца не контактируют с уплотняемой поверхностью, поэтому трение обусловлено лишь предварительным сжатием уплотнительного кольца. При наличии же давления уплотнительное кольцо прижимается к соответствующему защитному кольцу и, деформируя его в радиальном направлении, вводит в контакт с уплотняемой поверхностью (рис. 379, *г*), устраняя зазор между кольцом и деформирующейся стенкой.

ПОТЕРЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ

Уплотнительное кольцо может потерять плотность контакта с уплотняемой поверхностью, в результате чего герметичность соединения нарушится.

Основными причинами, нарушающими контакт, являются повышенная скорость скольжения, эксцентричность кольцевой канавки, растяжение кольца, влияние температур и качества жидкости и пр.

На рис. 380 показана зависимость утечек жидкости через уплотнение штока от скорости движения и качества обработки последнего.

Причиной потери герметичности может служить эксцентричность кольцевой канавки под уплотнительное кольцо относительно внешней поверхности поршня, в результате чего кольцо в одном месте по окружности будет излишне обжато, а с диаметрально противоположной стороны может потерять контакт с уплотняемой поверхностью. Нетрудно видеть, что если величина эксцентричности e канавки (рис. 381, *а* и *б*) относительно внешней поверхности поршня достигнет значения, превышающего величину k номинального предварительного сжатия кольца (см. также рис. 374, *а*), то герметичность уплотнения нарушится. То же будет наблюдаться при отжатии поршня к одной стороне и в особенности при больших радиальных зазорах.

При неравномерном по окружности обжатии кольца и неравномерной твердости материала кольца, а также при низком качестве контактирующих с ним поверхностей одна часть кольца по окружности может скользить по рабочей поверхности, а другая перекатываться, в результате произойдет скручивание кольца, сопровождающееся потерей герметичности.

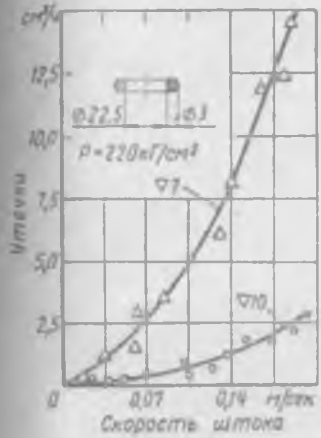


Рис. 380. Зависимость утечек жидкости от скорости штока, уплотненного кольцом круглого сечения

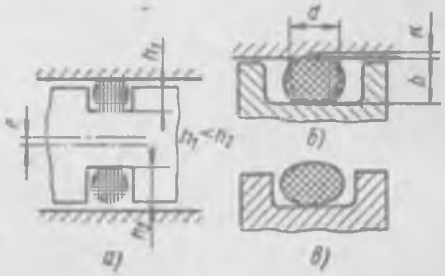


Рис. 381. Схема, иллюстрирующая влияние эксцентричности канавки под уплотнительное кольцо на герметичность соединения

Вероятность скручивания кольца уменьшается при повышении точности зазоров и концентричности канавки относительно поршня, а также при уменьшении радиальной деформации кольца и его твердости. Вероятность скручивания кольца уменьшается также при посадке кольца в канавке поршня с небольшим (3—5%) растяжением.

Скручивание можно устранить, если придать кольцу овальное сечение и расположить его в канавке так, как это показано на рис. 381, *в*. Подобное кольцо обладает при всех прочих равных условиях более высокой, чем цилиндрическое кольцо, контактной поверхностью.

На герметичность и срок службы колец влияет вытяжка (растяжение) их при монтаже в канавку, величина которой выражается (рис. 382, *а*)

$$a = \frac{D_1 + d}{D + d}, \qquad (494)$$

где D_1 — диаметр шейки канавки;
D — внутренний диаметр кольца;
d — диаметр сечения кольца.

Это растяжение по различным рекомендациям принимается от 2 до 5%. Так, например, по нормали ВВС США принято растяжение от 0 до 2% и по нормали США общепромышленного применения от 1 до 5%.

При растяжении кольца ($D_1 > D$) площадь поперечного сечения кольца будет изменяться обратно пропорционально изменению его длины.

Одновременно с этим при монтаже кольца в канавку цилиндричность его сечения вследствие действия сил, обусловленных растяжением, будет нарушена: кольцо сплющится по высоте, в результате контакт его с уплотняемой поверхностью будет происходить не по линии (рис. 382, *а*), а по некоторой цилиндрической поверхности (рис. 382, *б*).

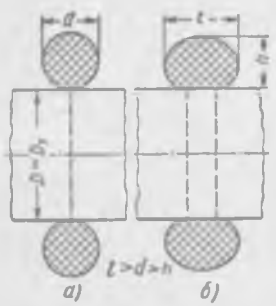


Рис. 382. Деформация сечения уплотнительного кольца при установке на шток

Под действием сил растяжения нарушается также форма сечения кольца и по внешней его поверхности (оно становится более плоским), что еще более увеличивает сплющивание кольца по высоте ($t > h$). Кроме того, неравномерная вытяжка на отдельных участках длины кольца может произойти вследствие наличия в резине различных включений, а также в результате неравномерной механической ее прочности на различных участках длины кольца. В результате указанного предварительное напряжение (обжатие) кольца, создающее начальный плотный контакт его с поршнем, может быть потеряно.

Нарушение плотности контакта уплотнительного кольца с уплотняемыми поверхностями может произойти также в результате воздействия на него жидкости. Вымывание из резины пластификаторов, добавляемых для сохранения ею упругости при низких температурах, может привести к значительному уменьшению объема резины и к усадке кольца. Для устранения возможных нарушений герметичности предварительное сжатие кольца выбирается с учетом этого вымывания. Для этого размеры пресс-форм должны быть подобраны так, чтобы кольца имели требуемые размеры после 5—10-суточного выдерживания в рабочей жидкости.

Важным фактором, определяющим срок службы уплотнения, является предохранение его от действия абразивных частиц. Для уменьшения возможности попадания этих частиц в уплотнительный узел применяются резиновые или кожаные скребковые (очистительные) кольца *1* и фетровые кольца *2*, устанавливаемые с внешней стороны уплотнительного кольца *3* (рис. 383, *а*). Кольца плотно охватывают шток и при движении последнего очищают с него грязь. В некоторых случаях для этой же цели с внешней стороны уплотнительного кольца устанавливается в отдельной канавке металлическое разрезное кольцо *4* (рис. 383, *б*).

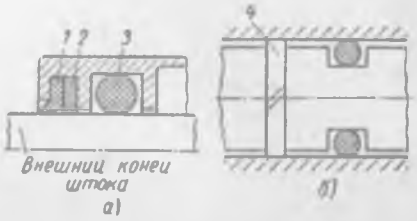


Рис. 383. Способы защиты уплотнительного кольца от грязи

Если уплотнительное кольцо пересекает при своем движении какую-либо канавку или отверстие на поверхности скольжения, то материал кольца будет внедряться в такое неогражденное пространство, в результате чего на концах могут образоваться порезы и вырывы (рис. 384, *а*). Для предохранения кольца от подобных повреждений на сопрягаемой детали выполняют фаску под углом 15—20° на такой длине, при которой ввод кольца в цилиндр или ввод штока в кольцо происходит без поперечного его обжатия (рис. 384, *б*). Подобные фаски должны быть предусмот-

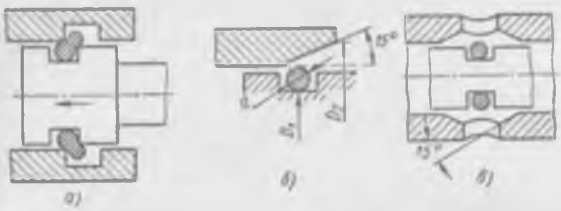


Рис. 384. Схемы конструктивных мер по предохранению уплотнительного кольца от разрушения

рены также в местах размещения подводящих и отводящих каналов и отверстий (рис. 384, *в*), расположенных на пути движения кольца при работе агрегата.

Влияние температуры и качества жидкости. При работе в условиях отрицательных температур монтажное сжатие уплотнительного кольца может вследствие температурной усадки резины уменьшиться или даже полностью исчезнуть. Величина этой усадки определяется коэффициентом теплового расширения, который у резины почти в 10 раз больше, чем у сталей. Поэтому

величину обжатия уплотнительного кольца следует выбирать такой, чтобы после уменьшения размера, обусловленного понижением температуры, обжатие оставалось достаточным для обеспечения герметичности.

Кроме того, с понижением температуры резко ухудшаются упругие свойства резин, ввиду чего снижается контактное давление, обусловленное монтажным сжатием кольца, которое при минус 50—60° С для неморозостойких резин полностью исчезает; даже для специальных морозостойких сортов резин контактное давление при этих температурах составляет не больше 25% значения этого давления при 20° С.

Потеря резиной при низких температурах упругости и эластичности ухудшает свойство восстанавливаемости кольцом формы, необходимой для компенсации нарушений цилиндричности уплотняемых поверхностей и микронеровностей, а также биений при ходе поршня или штока.

На характеристики уплотнительного кольца отрицательно влияют также высокие температуры, которые при длительном воздействии снижают в результате процессов стеклования, старения и релаксации эластичность и упругие свойства резины, что, в свою очередь, сопровождается уменьшением контактного давления и нарушением герметичности соединения.

Поэтому при определении начальных параметров уплотнительного кольца необходимо создавать некоторый «запас» контактного давления.

Расчеты колец и канавок. В гидросистемах машин в основном применяют прямоугольные канавки (см. рис. 372, *а*), размеры которых должны быть такими, чтобы при наихудшем сочетании отклонений размеров сопрягаемых деталей кольцо имело монтажное сжатие. Глубина канавки, в которую помещают кольцо, вместе с зазором между уплотняемыми поверхностями должна быть меньше диаметра d поперечного сечения свободного кольца на величину k, значение которого определяет величину предварительного сжатия кольца. Для колец подвижных соединений с диаметром поперечного сечения 2 *мм* величину k принимают равной ~ 10% диаметра сечения и 10—6% диаметра — для колец с диаметром 2—6 *мм*. Для уплотнений неподвижных соединений k может быть увеличен, если это допускается условиями монтажа, до 15—25% диаметра поперечного сечения кольца. Следует отметить, что с повышением предварительного сжатия выносливость уплотнения повышается.

С учетом допусков на размеры деталей фактическое сжатие кольца может быть меньше расчетного. Значение фактического сжатия кольца с учетом изменения линейных размеров

$$k = \frac{d_{min} - b_{max}}{d_{min}},$$

где d_{min} — минимальный диаметр сечения уплотнительного кольца с учетом возможных производственных отклонений;

b_{max} — максимальный размер (глубина) канавки под кольцо.

Радиус r_2 сопряжения боковых стенок канавки с дном для подвижных соединений выбирается равным 0,3—0,8 *мм* и для неподвижных радиусом $r_2 = d/2$. Этим же радиусом выполняют закругление донышка угловой канавки (см. рис. 372, *г*).

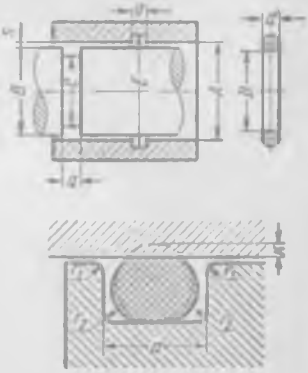


Рис. 385. Расчетная схема уплотнительного узла с кольцом круглого сечения

Острые кромки канавки могут привести при пульсирующем давлении к разрушению вследствие подреза уплотнительного кольца, ввиду чего кромки не закругляют, а лишь притупляют ($r_1 \approx 0{,}02$ *мм*).

Ширина a канавки должна быть примерно на 20—25% больше диаметра d поперечного сечения кольца в свободном его состоянии или равна ширине кольца в обжатом состоянии. Увеличение бокового зазора между уплотнительным кольцом и боковыми стенками канавки сопровождается при двусторонней работе уплотнения (если давление прикладывается попеременно к противоположным сторонам поршня) увеличением «люфта», который нежелателен.

Размеры канавок для уплотнений подвижных соединений рассчитываются по формулам (рис. 385):

для канавки в поршне

$$\left.\begin{aligned} C_{max} &= A_{min} - 2(d_{max} - k_{max});\\ C_{min} &= A_{max} - 2(d_{min} - k_{min});\\ D_{max} &= C_{min} - 0{,}1d_{н};\\ D_{min} &= C_{min} - 0{,}25d_{н};\end{aligned}\right\} \qquad (495)$$

для канавки в цилиндре

$$\left.\begin{aligned} E_{min} &= B_{max} + 2(d_{max} - k_{max});\\ E_{max} &= B_{min} + 2(d_{min} - k_{min});\\ D_{max} &= B_{min} - 0{,}1d_{н};\\ D_{min} &= B_{min} - 0{,}25d_{н},\end{aligned}\right\} \qquad (496)$$

где A — внутренний диаметр цилиндра или буксы;

B — внешний диаметр поршня или штока;

C — внешний диаметр канавки (шейки канавки) на поршне;

D — внутренний диаметр кольца в свободном состоянии;

E — внутренний диаметр канавки в цилиндре;

$d_н$ — номинальный диаметр поперечного сечения уплотнительного кольца;

d — фактический диаметр поперечного сечения уплотнительного кольца;

k — радиальное сжатие уплотнительного кольца.

Рекомендуемые соотношения размеров колец и канавок приведены в табл. 24.

Таблица 24

Размеры колец и канавок

Номинальный внутренний диаметр кольца (номинальный диаметр штока) в *мм*	Диаметр поперечного сечения кольца в *мм*	Глубина канавки (с учетом радиального зазора) в *мм*	Ширина канавки в *мм*	
			прямоугольный без учета защитных колец (см. рис. 372, *а*)	угловой или дуговой (см. рис. 372, *в*)
3—10	$1{,}6^{+0.08}$	1,45	2,4	3,6
10—18	$2{,}5^{+0.08}$	2,25	3,6	5,6
18—36	$3{,}4^{+0.10}$	3,10	4,8	7,5
36—110	$5{,}2^{+0.10}$	4,80	7,0	12,0
110—270	$6{,}6^{+0.15}$	6,00	9,0	15,5

УПЛОТНЕНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ

Уплотнения вращающихся валов осуществляются в основном двумя способами: по окружности вала (радиальное уплотнение) и по торцовым поверхностям (торцовое или механическое уплотнение).

Помимо этого, в соединениях с вращательным движением с высокими скоростями применяют в некоторых случаях динамические уплотнения центробежного (импеллерного) и винтоканавочного (спирального) типов. Эти уплотнения не устраняют зазор, а лишь способствуют уменьшению утечек, что достигается «запиранием» зазора или отбрасыванием жидкости обратно в уплотняемую полость. Последние уплотнения (см. рис. 354) применяются в гидроагрегатах преимущественно в качестве промежуточных.

Уплотнения вращающихся валов должны обеспечивать полную герметичность. Однако ввиду сложной зависимости механизма герметизации от различных факторов полное устранение утечек затруднительно, поэтому оговаривается допустимая утечка. В частности примерно 80% синтетических радиальных уплотнений валиков насосов диаметром 15—25 *мм* (при давлении 1 *кГ/см²*) имеют утечку 0,0022 *г/ч*, или около одной капли за 10 ч работы. Около 15% уплотнений имеют утечку до 0,1 *г/ч*, которая считается предельной.

УПЛОТНЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ТИПА

В машиностроении широко применяются (80—85% всех уплотнений этого назначения) уплотнения радиального (манжетного) типа (рис. 386). Эти манжеты в основном изготовляются из резины и резиноподобных материалов и реже из кожи. Применяют маслостойкие сорта синтетического каучука, имеющие при 25° С твердость по Шору 65—85.

На рис. 386 представлены конструктивные схемы типовых манжет из резины (рис. 386, *а* и *б*) и кожи (рис. 386, *в*). Уплотнения с резиновыми манжетами в основном отличаются друг от друга местом расположения металлического каркаса *с*, служащего для увеличения жесткости манжет. Каркас располагается с внешней

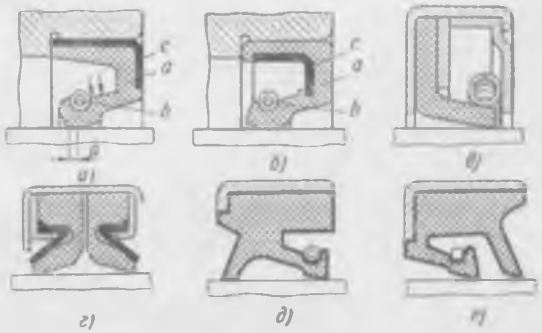


Рис. 386. Формы сечений манжет для уплотнения вращающихся валиков

(рис. 386, *а*) и внутренней (рис. 386, *б*) сторон манжеты или заделывается внутрь тела манжеты (см. рис. 389). Расположение металлического каркаса с внутренней стороны и внутри тела манжеты предпочтительнее внешнего расположения, если предусмотрен демонтаж уплотнения, благодаря тому что при смене манжеты не будет портиться поверхность гнезда корпуса. Для двустороннего уплотнения (разделения сред) применяют манжеты с двумя рабочими кромками с плоскими поджимными пружинами (рис. 386, *г*). Манжеты, представленные на рис. 386, *д* и *е*, снабжены вспомогательными уплотняющими элементами (кромками) для защиты основных кромок от грязи.

Особенностью работы уплотнений вращательных соединений является то, что контакт уплотнительной манжеты с поверхностью вала происходит по небольшой постоянной поверхности, вследствие чего на этой поверхности и контактирующей с ней уплотняющей кромке манжеты развиваются высокие температуры, которые при окружных скоростях вала более ~ 4 *м/сек* могут превышать температуру рабочей жидкости на 40—50° С и более.

Учитывая столь большой перепад температур, следует при выборе рабочих параметров манжетного уплотнения вращающегося вала исходить не из температуры жидкости в баке гидросистемы, а из фактической температуры в месте контакта кромки манжеты с валом, превышение которой над температурой масла для одноманжетного уплотнения можно принять 40—50° С, если отсутствуют более точные данные.

Испытания серийных насосов показали, что перегрев уплотнительного узла в основном обусловлен выбором завышенного контактного давления манжеты на вал, которое, в свою очередь, зависит от величины растяжения манжеты при посадке ее на вал, а также от усилия затяжки браслетной пружины b, обжимающей эту манжету (см. рис. 386, *а*).

По достижении температурой кромки некоторого критического значения уплотнение теряет герметичность вследствие затвердения резины.

Температура в месте контакта манжеты с валом зависит также от давления рабочей среды, повышаясь с увеличением последнего. Это обусловлено тем, что давление нагружает кромки манжеты, повышая контактное давление ее с валом.

Поэтому уплотнительные манжеты применяются при давлениях жидкости перед уплотнением обычно не выше ~ 2 *кГ/см*^{2}. При необходимости повышения этого давления должна быть снижена окружная скорость (число оборотов) вала.

Поскольку все эластичные материалы, применяемые в уплотнительных соединениях, обладают свойством релаксации напряжений под действием продолжительной нагрузки, для обеспечения надежного контакта кольца с валом манжету дополнительно прижимают спиральной (браслетной) пружиной b (см. рис. 386). От правильного выбора и тщательности изготовления пружины во многом зависит надежность уплотнения, так как от величины удельного давления зависят герметичность уплотнения и температура вала и манжеты.

Так как радиальное давление, обусловленное предварительным натяжением манжеты, при посадке ее на вал не сохраняется (уменьшается) в процессе работы, целесообразно это давление сводить к минимуму также и в начале работы уплотнения, требуемое же радиальное давление обеспечивать в основном пружиной.

Манжета должна устанавливаться на вал с натяжением, которое достигается тем, что диаметр $D_м$ отверстия в манжете в свободном состоянии выбирается меньше диаметра $D_в$ вала (рис. 387, *а*). В практике размеры манжеты выбирают с таким расчетом, чтобы при монтаже ее на вал внутренний диаметр уплотняющих кромок (губ) был увеличен на 5—8%. Обычно внутренний диаметр манжеты в свободном состоянии выбирается примерно на 2 *мм* меньше диаметра вала.

Внутренний диаметр $D_п$ кольца пружины в свободном состоянии обычно выбирают примерно на 2 *мм* меньше рабочего диаметра посадочного места манжеты под пружину D_0, равного сумме диаметра вала с удвоенной толщиной манжеты. Для распространенных диаметров валов (~ 20 *мм*) внутренний диаметр $D_п$ кольца пружины обычно выбирают на 1 *мм* меньше диаметра посадочного места манжеты под пружину. При расчетах исходят из условия, чтобы при минимальном диаметре $D_{в\,min}$ вала, максимальной толщине s_{max} манжеты и максимальном внутреннем диаметре $D_{п\,max}$ кольца пружины было обеспечено растяжение пружины не менее 1 *мм* на диаметре:

$$D_{в\,min} + 2s_{max} - D_{0\,max} \geqslant 1.$$

Для резиновых уплотнений для валов с окружной скоростью $v \leqslant 4$ *м/сек* удельное сжатие манжеты пружиной должно составлять $q = 15 \div 22$ *Г/мм*; для $v = 4 \div 15$ *м/сек* $q = 11 \div 15$ *Г/мм*. Для кожаных манжет, предназначенных для работы при 80° С и скорости $v = 4$ *м/сек*, а также для резиновых манжет при этой скорости и 150° С величина $q = 15 \div 22$ *Г/мм*. Для кожаных манжет, работающих при 110° С и $v = 10$ *м/сек*, а также резиновых манжет, работающих при 150° С и $v = 15$ *м/сек*, $q = 9{,}5 \div 13$ *Г/мм*. Нижние пределы значений q устанавливаются для уплотнения с более высокими окружными скоростями.

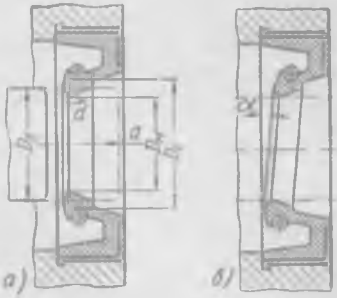


Рис. 387. Схемы установки манжеты на вал

При монтаже манжеты на вал следует обратить внимание на возможность выворачивания кромки уплотнительной губы манжеты в направлении стрелки d (см. рис. 387, *а*), которое может произойти при монтаже манжеты на вал в направлении стрелки *а*.

Ширина уплотняющей кромки резиновой манжеты. При установке манжеты на вал контактирующая ее часть деформируется под действием усилия прижима, в результате чего образуется небольшая цилиндрическая поверхность (полоска) скольжения шириной a в несколько десятых долей миллиметра, которая и создает уплотнительный контакт (см. рис. 386, *а*).

Так как сила трения и выделяющееся при этом тепло зависят в значительной степени от площади контакта манжеты с валом, ширина a поверхности этого контакта в уплотнениях, изготовленных из синтетической резины, должна быть минимальных размеров.

С уменьшением ширины контакта повышается также герметичность уплотнения, что обусловлено возрастанием при этом

заостренности эпюры напряжений, действующих по ширине полоски контакта.

Подобные уплотнения с узкой контактной поверхностью сохраняют хорошую герметичность, а также обладают малым трением, однако не допускают перегрузки.

Окружная скорость и температура на поверхности вала. Наиболее важными факторами, влияющими на работу рассматриваемого уплотнения и определяющими его долговечность, являются окружная скорость и связанная с ней температура, развивающаяся на поверхности трения.

Например, уплотнения из резины обеспечивают при 50—70° С несколько тысяч часов работы, тогда как при 120° С срок их службы ограничивается несколькими десятками часов.

Кожаные манжеты можно применять для окружных скоростей вала до 10 *м/сек* и температуры на поверхности трения до 110° С, причем для окружных скоростей до 4 *м/сек* и температур до 60—70° С можно применять кожу дубового дубления; при более высоких скоростях и температурах следует применять кожу хромового дубления, которая пригодна для работы при температурах до 110° С.

Уплотнения из синтетических резин можно применять при окружных скоростях на поверхности трения до 20 *м/сек*, а в отдельных случаях и до 25 *м/сек*. В зависимости от сорта резины они могут быть пригодны для работы при температуре на поверхности трения выше 150° С. Так, например, манжеты из силиконовой резины применяются при скорости 25 *м/сек* и 180° С.

Применять высокие скорости без крайней необходимости не рекомендуется, так как это снижает надежность уплотнения. Обычно уплотнения из пербунана при длительной эксплуатации в машинных маслах и окружных скоростях уплотняемого вала до 12 *м/сек* применяются при температурах не выше 110° С, причем такая скорость может быть допущена лишь в случае больших диаметров вала ($\geq$ 50 *мм*). При малых диаметрах вала окружные скорости должны быть уменьшены; при диаметре вала $\sim$ 10 *мм* окружные скорости не должны превышать 4 *м/сек*. При отсутствии избыточного давления допускаются скорости до 15 *м/сек*.

Зависимость допустимой скорости от диаметра вала обусловлена в основном тем, что с уменьшением диаметра вала ухудшается отвод тепла от мест его образования. Кроме того, малым диаметрам соответствует более высокая, при тех же окружных скоростях, частота деформаций манжеты, обусловленная биением вала, в результате чего при высоких скоростях может быть нарушена восстанавливаемость формы манжеты. По этой причине на многих предприятиях окружные скорости при диаметре вала до 50 *мм* и давлении 1—2 *кГ/см*^{2} ограничены величиной 4 *м/сек*.

Ввиду того, что надежность уплотнения зависит от окружной скорости и температуры на поверхности вала, повышение одного из этих параметров против номинального значения необходимо

соответственно компенсировать уменьшением величины другого параметра.

Поскольку работа трения, нагрев и износ уплотнений валов пропорциональны окружной скорости, необходимо располагать уплотнение на частях вала с минимальным диаметром.

Износ уплотнительного узла можно уменьшить применением манжет, уплотняющая кромка которых лежит в плоскости, расположенной под углом ($\alpha = 2 \div 3°$) к плоскости, перпендикулярной к оси вала (рис. 387, *б*) (см. также стр. 626).

Качество рабочих поверхностей. Повышение чистоты обработки вала уменьшает износ уплотнительной манжеты.

При увеличении средней высоты неровностей потери на трение возрастают, причем тем интенсивнее, чем выше рабочее давление. Испытания показали, что с увеличением шероховатости (неровностей) поверхности вала с 0,1 до 2 *мк* коэффициент трения уплотнительной манжеты увеличивается на 30%.

Для надежной работы манжетных уплотнений рабочая поверхность шейки вала, контактирующая с манжетой, должна иметь чистоту обработки не ниже ▽ 7—8 для валов с окружной скоростью меньше 4 *м/сек* и ▽ 9—10 — для валов с окружной скоростью больше 4 *м/сек*. В ответственных гидроагрегатах, и в особенности в агрегатах, предназначенных для работы при высоких температурах, участок поверхности вала, контактирующий с манжетой, должен быть обработан с чистотой ▽ 10.

Немаловажным фактором в обеспечении надежности и срока службы уплотнения является технология обработки поверхностей уплотняющей пары. Опыт показывает, что применение для окончательной доводки поверхностей абразивных веществ нежелательно, так как абразив внедряется в микропоры поверхностей и служит впоследствии причиной их износа.

Твердость поверхности вала и точность обработки деталей. Выход из строя уплотнений в основном (более 50% всех случаев) происходит в результате износа поверхности вала в месте контакта его шейки с манжетой, причем, как показали опыты, при повышении твердости вала его износостойкость повышается незначительно. Более того, распространено мнение, что при средней твердости (40 *HRC*) интенсивность износа вала с повышением его твердости увеличивается. Так, например, износ закаленного вала при уплотнениях из неплотного материала (фетровых и войлочных) выше, чем из сырого вала при этих же уплотнениях. Бесспорным исключением из этого является повышение поверхностной твердости путем хромового покрытия (твердость по Бринелю 1000 единиц, чистота обработки ▽ 10), при котором сопротивление износу увеличивается по сравнению с нехромированными валами в 5—6 раз.

Несмотря на указанную противоречивость в оценке влияния твердости вала на износ, практика показывает, что чрезмерное

повышение твердости вала при работе с резиновыми уплотнительными кольцами в большинстве случаев нецелесообразно. Обычно эту твердость выбирают не менее 58—62 *HRC*.

Работоспособность манжет значительно повышается при покрытии серебром втулок в местах контакта их с резиной. Положительное влияние этого покрытия в основном обусловлено высокой теплопроводностью этого материала, а также благодаря удержанию смазки.

Однако серебряное покрытие может расслаиваться, в результате чешуйки серебра вызовут разрушение эластомерного уплотнения.

Учитывая, что уплотнительный узел выходит из строя в большинстве случаев вследствие износа вала, на последний и в особенности, когда манжетное уплотнение работает по шейке сложной или дорогой детали, целесообразно устанавливать сменную втулку *а* из твердого материала, которую при износе можно было бы легко заменить (рис. 388, *а*).

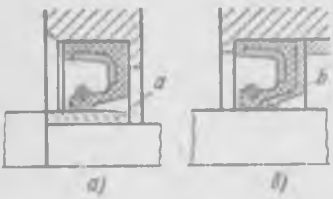


Рис. 388. Установка на вал втулки из твердого металла (*а*) и применение шайбы, поддерживающей шейку манжеты (*б*)

Заслуживает внимания метод окончательной обработки поверхности вала под резиновое уплотнение с помощью обдува стеклянными шариками диаметром $\sim 0{,}05$ *мм*, подаваемыми в струе жидкости. Вал перед этим обрабатывается до максимальной чистоты ($\sim 0{,}002$ *мм*).

При этой обработке на уплотняемой поверхности образуются не соединенные между собой микроуглубления, которые удерживают рабочую жидкость и препятствуют выносу ее за уплотнение.

Испытания радиальных манжет при давлении $p = 5$ *кГ/см*^{2} и скорости 400 *м/мин* длительностью 500 *ч* показали, что утечка через уплотнения со шлифованной поверхностью вала составляла в среднем $\sim 0{,}13$ *см*^{3}*/ч*, тогда как в уплотнении с обработкой стеклянными шариками она составила 0,01 *см*^{3}*/ч*.

Необходимо выдерживать точность изготовления деталей уплотнительного узла. На основании опыта можно рекомендовать допуск на диаметр вала $\pm 0{,}025$ *мм*, хотя часто уплотнение получается достаточно эффективным при допуске $\pm 0{,}1$ *мм* и выше. Диаметр манжеты должен быть выдержан в пределах 0,5—1.0 *мм*.

Внутренняя поверхность манжеты должна быть концентрична наружной (посадочной) ее поверхности. Биение наружной поверхности, посаженной на оправку, должно быть не более 0,5 *мм*. Манжета должна быть плотно зажата между корпусом и зажимным (распорным) кольцом уплотнительного элемента. Поворачивание или осевое перемещение ее не допускается.

Герметичность зависит также от деформаций и вибраций поверхностей сопряжения, наблюдаемых при работе машины. При радиальном биении уплотняемого вала герметичность уплотнения неизбежно нарушается. Это обусловлено тем, что для сохранения плотности контакта манжеты с валом необходимо обеспечить непрерывное сопряжение кромки манжеты с поверхностью вала при его вращении. Из схемы, показанной на рис. 389, видно, что при эксцентричном расположении оси вращения вала относительно геометрической его оси вал совершает круговращательное движение с амплитудой, равной эксцентрицитету *e*. При этом точки соприкосновения кромки манжеты с поверхностью вала совершают

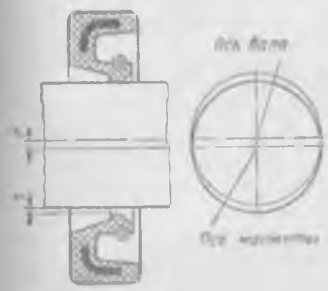


Рис. 389. Эксцентричное расположение оси вращения вала относительно геометрической оси его сечения

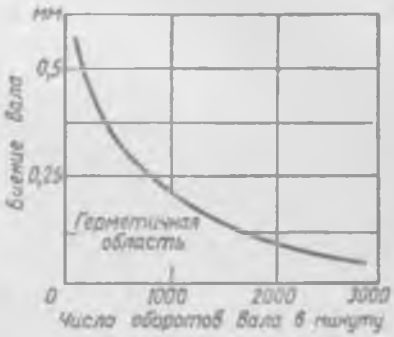


Рис. 390. График, характеризующий допустимые величины эксцентричности оси вращения и геометрической оси шейки вала под манжету

в результате эксцентричности его оси вращения по овальной траектории. Если кромка манжеты не успевает в результате действия сил инерции и трения, а также недостаточной упругости уплотнительного элемента следовать за поверхностью вала, то между нею и валом образуется зазор *s*, положение которого будет меняться за каждый оборот вала на 360°. Возможность образования такого зазора и его величина определяются эксцентрицитетом *e* и угловой скоростью вала ω.

Радиальное биение вала может быть также обусловлено его прогибом при вращении и прочими причинами.

Допустимое биение (эксцентрицитет) вала зависит от числа оборотов. На рис. 390 показан график, характеризующий допустимые величины эксцентричности, обусловленной смещением оси вращения вала и геометрической оси его шейки под манжету.

Очевидно, при оценке рассматриваемого параметра должны быть учтены также биения вала, обусловленные его прогибом в результате динамического дисбаланса и прочими причинами.

Для обеспечения герметичности действие вибрации (биения) вала должно компенсироваться дополнительным прижимным

усилием, развиваемым пружиной. Однако опыт показывает, что при больших значениях e и ω пружина не может обеспечить «слежение» за непрерывным сопряжением манжеты с валом. Так, например, при эксцентрицитете, равном $e = 0{,}5$ *мм*, и числе оборотов вала выше 2500 в минуту применение браслетных пружин обычно не дает положительного эффекта и герметичность уплотнения нарушается.

В том случае, когда избежать биения вала невозможно, следует компенсировать отрицательное его влияние на герметичность соответствующим уменьшением окружной скорости, а также повышением чистоты поверхности. Практически допускаемое радиальное биение шейки вала (диаметр 10—20 *мм*) под уплотнительным кольцом должно быть при окружной скорости до 2 *м/сек* не более 0,2 *мм*, при окружной скорости 2—4 *м/сек* — не более 0,1 *мм* и свыше 4 *м/сек* — не более 0,06 *мм*.

При выборе допустимого биения следует также учитывать число оборотов вала; как правило, для высоких чисел оборотов, порядка 2000 *об/мин* и выше, биение должно быть не более 0,08—0,1 *мм*; при меньших числах оборотов допускается биение до 0,1—0,15 *мм*. Предельным эксцентрицитетом для 2500—4000 *об/мин* можно считать $e = 0{,}3$ *мм*.

Частота колебаний (биений) вала может совпадать при определенных скоростях его вращения с собственной частотой колебания кромки манжеты, что сопровождается возникновением резонансных ее колебаний, приводящих к быстрому износу уплотнения. Эти колебания кромки могут быть вызваны также трением (прилипанием) кромки по валу. При работе манжеты по шейке вала с более грубой обработкой (шероховатость 0,25 *мк*) кромки манжеты обычно не вибрируют.

На работу уплотнительного узла также влияет, но в меньшей степени, чем радиальное биение вала, несоосность прочих сопряженных деталей. В частности для обеспечения равномерного прилегания манжеты к валу посадочный диаметр колодца под уплотнение должен быть концентричным оси вращения вала или в случае вращения самого уплотнения его ось вращения должна быть концентрична оси шейки, по которой работает уплотнение. Допустимые отклонения не должны превышать 0,2 *мм* при числе оборотов ниже 2000 в минуту и 0,1 *мм* при 2000 в минуту и выше.

Давление жидкости. Ввиду того, что давление жидкости дополнительно нагружает кромку манжеты, рассматриваемые уплотнения обычно применяются при давлениях до 2 *кГ/см²* и лишь в отдельных случаях при более высоких давлениях. Если давление выше 1—1,5 *кГ/см²*, окружная скорость вала должна быть меньше 6—5 *м/сек*, а температура на поверхности контакта не выше 80—70° С; при этом радиальное биение вала не должно превышать 0,05 *мм*, чистота обработки его рабочей поверхности должна быть не ниже ∇ 8 (соответствует 0,5—0,6 *мк* средней высоты неровно-

стей). При давлениях выше 5—7 *кГ/см²* скорости вращения должны быть понижены, а чистота поверхности соответствовать ▽9.

При выборе скорости вала и давления жидкости можно исходить из установленной практической зависимости, согласно которой допускаемая для манжетных уплотнений величина произведения скорости вращения на давление уплотняемой среды является постоянным параметром для вала данного диаметра.

Допустимое давление жидкости лимитируется также жесткостью шейки манжеты (см. рис. 386, *а*), которая под действием давления прогибается и в результате поверхность контакта манжеты с валом увеличивается вплоть до касания его прогнутой ее наружной частью.

Для уменьшения нагрузки на кромку манжеты, обусловленной давлением жидкости, при давлениях выше 2 *кГ/см²* под шейку манжеты устанавливают опорную конусную шайбу *b* (см. рис. 388, *б*), с помощью которой уплотнительная кромка манжеты разгружается от сил давления жидкости. Рабочее давление жидкости в этом случае может быть повышено до 10 *кГ/см²*, а в отдельных случаях до 40—50 *кГ/см²*.

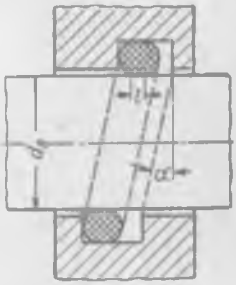


Рис. 391. Схема установки уплотнительного кольца под углом к плоскости, перпендикулярной к оси вала

Срок службы. Манжетные уплотнения валиков насосов, в особенности насосов, работающих в пыльных условиях, приходится заменять практически через каждые 800 ч работы.

Однако срок службы уплотнений из резины при условии работы вне пыльных условий и если температура в месте контакта манжеты с валом не превышает 60° С над температурой окружающей среды, может составлять 1500 ч и выше. Стендовые испытания рассматриваемых уплотнений из кожи и резины длительностью ~ 300 ч, проведенные при окружной скорости рабочей части вала ~ 6,5 *м/сек*, перепаде давления 100 *мм вод. ст.* и температуре ее 80° С, показали, что утечка масла не превышала 0,05 *см³/ч*.

Герметизация с помощью колец круглого сечения. Для уплотнения вращательных соединений применяются также резиновые кольца круглого сечения. Однако опыт показывает, что при установке этих колец по обычной схеме (под прямым углом к оси вращения вала) они могут применяться лишь при небольших окружных скоростях (до 0,5 *м/сек*) и небольшом радиальном сжатии кольца [см. выражение (493)], которое в этом случае не должно быть более 5—6% от поперечного его сечения.

При более высоких значениях этих параметров на контактной поверхности развиваются высокие температуры, вызывающие старение резины и быстрый выход уплотнения из строя.

Снизить трение и облегчить условия работы можно установкой колец под некоторым углом (рис. 391) к плоскости, перпендикулярной к оси вала, в результате чего значительно улучшаются смазка скользящих поверхностей и условия отвода от них тепла. Смазка в этом случае поступает в зону контакта принудительно и при каждом обороте вала обновляется, вследствие чего снижаются при всех прочих равных условиях трение и температура в зоне контакта. Испытания показали, что при установке кольца (3,6 × 23 *мм*) под углом $\alpha = 3°$ коэффициент трения снижается примерно в 2 раза по сравнению с обычной установкой кольца в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Кроме того, при наклонном расположении кольца зона трения не ограничена узкой полоской контакта, как при $\alpha = 0$, в результате кольцо охватывает более широкий участок поверхности вращающегося вала, благодаря чему значительно улучшается отвод тепла от поверхности трения.

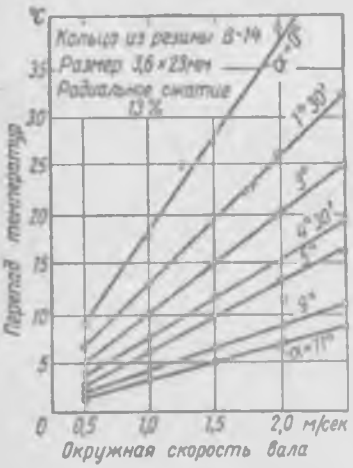


Рис. 392. Зависимость перепада температуры в уплотнительном узле от окружной скорости вала

Кольца круглого сечения допускают более высокие, чем манжетные уплотнения, давления жидкости, а также допускают применение одного кольца при изменении направления действия жидкости. Эти кольца пригодны для работы (при окружной скорости 0,1—0,15 *м/сек*) при давлении до 100 *кГ/см*^{2}.

Потери на трение и соответственно температура рабочей кромки кольца уменьшаются с увеличением угла α его наклона. Снижение при увеличении угла α трения и механических потерь энергии обусловлено улучшением условий смазки. На рис. 392 представлены кривые перепада температуры в зоне контакта кольца с валом и масла в корпусе в зависимости от окружной скорости вала и угла наклона кольца.

Повышение угла α кольца ограничено тем, что при достижении определенной величины наклона ухудшается герметичность уплотнения, а также усложняется изготовление уплотнительного узла. Утечка в этом случае появляется, когда линейная величина наклона становится больше ширины полоски l контакта кольца с валом:

$$d_в \operatorname{tg} \alpha > l,$$

где $d_в$ — диаметр вала.

Эта утечка обусловлена переносом уплотняемой поверхности вала жидкости в виде тонкой пленки, которая, снимаясь (сгре-

баясь) уплотнительным кольцом на стороне низкого давления, образует с течением времени «утечку».

Ввиду этого значение угла α для валов (ø14—25 *мм*) насосов рекомендуется выбирать равным 3,5—4°. Перепад температур на кромке уплотнительного кольца и жидкости можно принимать при расчетах колец (установленных под этим углом) равным 25° С (см. рис. 392).

Рассматриваемые кольца рекомендуется применять при окружных скоростях вала до 2,5 *м/сек* и давлениях жидкости до 5 *кГ/см²*. При этом радиальное сжатие колец должно составлять 9—11%. При окружной скорости 0,5 *м/сек* давление может быть повышено до 50 *кГ/см²*.

Согласно иностранным данным эти кольца применяются в насосах при числах оборотов уплотняемого вала до 9000 в минуту.

Размеры уплотнительного кольца и канавки для размещения последнего должны быть подобраны такими, чтобы была устранена возможность проворачивания кольца в канавке относительно оси вала, для чего момент силы трения кольца в канавке должен превышать момент силы трения его по вращающемуся валу. Размеры кольца и вала обычно подбираются так, чтобы кольцо надевалось на вал без растяжения, т. е. внутренний диаметр кольца должен быть равен или несколько больше диаметра $d_в$ вала. Наружный же диаметр кольца в свободном состоянии должен быть на 5—8% больше диаметра $d_к$ донышка канавки. При таких соотношениях размеров, обусловливающих деформацию кольца без растяжения, контакт его с валом определится только окружным и поперечным сжатием кольца.

При окружном сжатии кольца улучшается также его контакт с валом и изменяется форма поперечного сечения, которая приближается к овальной, благодаря чему увеличивается ширина полоски, по которой кольцо контактирует с валом.

Чистота обработки поверхности вала должна быть не ниже ▽ 9—10; овальность вала не более 0,01 *мм*; радиальное биение вала не более 0,05 и осевое биение не более 0,3—0,5 *мм*.

Рассматриваемые кольца обеспечивают высокую (практически полную) герметичность уплотнения и длительный срок службы. Герметичность уплотнения за время испытаний колец [размер колец 3,6 × 23 *мм*; угол наклона $\alpha = 3{,}5 \div 4°$; радиальное сжатие $(10 \div 13)\%$ d; окружная скорость вала 2 *м/сек*; жидкость АМГ-10; давление 5 *кГ/см²*; температура жидкости 70—80° С] длительностью 600 ч почти не нарушилась (утечка жидкости не превышала 0,2 *см³/ч*).

УПЛОТНЕНИЯ ТОРЦОВОГО ТИПА

При повышенных требованиях к уплотнениям вращательных соединений в части пригодности их для работы при высоких давлениях и оборотах вала в сочетании с высокими температурами

применяют уплотнения торцового типа (рис. 393, *а*), в которых движущаяся уплотняющая поверхность контактирует с внешней поверхностью вала в плоскости, перпендикулярной к оси вала. Эти уплотнения отличаются простотой — уплотняющие поверхности торцового уплотнения имеют самую простую геометрическую форму — плоскость. Уплотнения торцового типа обеспечивают высокую, практически полную герметичность и долговечны, а также обладают относительно малыми потерями мощности на трение, которые составляют 0,2—0,5 потерь мощности в манжетных

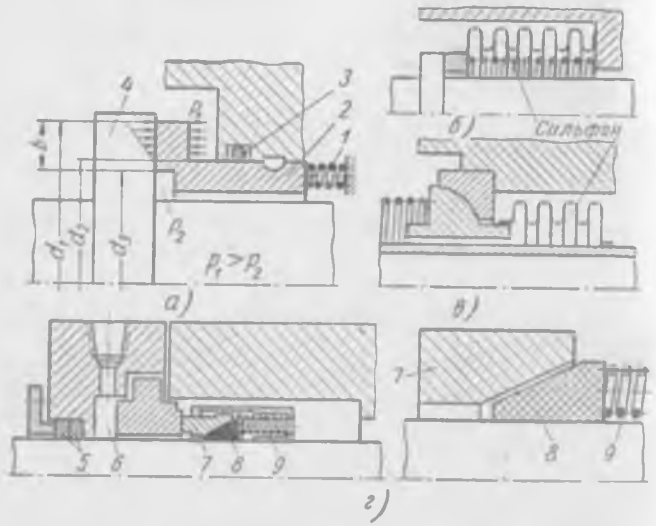


Рис. 393. Схемы элементов торцового уплотнения

уплотнениях; при соответствующем подборе материалов скользящей пары подобные уплотнения длительное время могут работать без смазки, а также в любых рабочих средах. Уплотнения можно применять при окружных скоростях уплотняемого узла до 60 *м/сек* (соответствует 15 000 *об/мин*) и давлениях среды до 400 *кГ/см²*. Предельные скорости скольжения в основном ограничены воздействием развивающихся при этом температур на неметаллические уплотнительные элементы невращающегося кольца. При применении в качестве уплотнительного соединения металлических сильфонов скорости скольжения могут быть повышены, согласно зарубежным литературным данным, до 100 *м/сек*. Температурный диапазон для этого уплотнения составляет в зависимости от применяемых материалов и жидкостей от —75° С до +450° С и выше. По данным зарубежной печати эти уплотнения работают в гидросистемах управляемых снарядов при 540° С.

На рис. 393, *а* показана схема типового торцового уплотнения, которое состоит из нагруженного пружиной *1* уплотнительного кольца *2*, изготовленного из мягкого антифрикционного материала, и контактирующего с ним по торцу металлического опорного кольца (буксы) *4* с высокой твердостью. Уплотнительное кольцо крепится либо к вращающемуся валу, либо соединяется с неподвижным корпусом, а опорное в первом случае крепится в корпусе и во втором — на вращающемся валу. При этом одно из колец должно иметь свободу перемещения вдоль оси, благодаря которой оно с помощью пружины *1* может быть прижато ко второму кольцу. Пружина создает предварительное контактное давление на поверхностях колец, достаточное для предотвращения утечек жидкости при нулевом или близких к нему давлениях рабочей среды. По мере увеличения давления к усилию пружины *1* добавляется усилие неуравновешенного давления жидкости в камере со стороны пружины, вследствие чего контактное давление (удельная нагрузка) скользящей пары будет повышаться пропорционально увеличению этого давления.

Уплотнение подвижного элемента (кольца) по поверхности осевого скольжения осуществляется с помощью круглого резинового кольца *3* (см. рис. 393, *а*) или иных уплотнительных колец и манжет, а также сильфонов (мембран) (рис. 393, *б* и *в*).

Хорошие свойства имеют уплотнения с клиновидным уплотняющим элементом *8* из фторопласта (рис. 393, *г*), нагруженным пружинами *9*, усилием которых обеспечивается требуемая плотность контакта между конусной втулкой и валом, а также конусной поверхностью этой втулки и уплотнительным кольцом *7*.

Для герметизации крышки этого уплотнения применяют кольца (сальники) *5*. В промежуточную камеру *6* подводится жидкость, которая служит разобщающим затвором, а также охлаждает трущийся узел. При работе со средой с плохими смазывающими способностями в камеру *6* подводится смазка.

При высоких температурах и давлениях рабочей среды до 7—10 *кГ/см²* применяют уплотнения с металлическими сильфонами (рис. 393, *б* и *в*) и при давлениях до 1 *кГ/см²* — уплотнения с фторопластовыми и резиновыми сильфонами.

Контактное давление колец. С целью снижения контактного давления площадь $f = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$, на которую действует давление жидкости, прижимающее подвижное кольцо к неподвижному, принимается меньше площади $F = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$, по которому происходит контакт пары. Правильным подбором отношения $k = \frac{f}{F}$, которое называется коэффициентом уравновешивания (обратная ему величина $1/k = \frac{F}{f}$ называется степенью разгрузки)

уплотнения, можно получить контактное давление колец значительно ниже удельного давления рабочей среды.

При условии $F = f$ контактное давление (без учета разгружающего действия давления жидкости в зазоре между кольцами *2* и *4*) равно давлению p_1 рабочей среды. Уплотнения этого типа, получившие название неразгруженных, применяются при относительно невысоких давлениях рабочей среды, которые при минеральном масле обычно не превышают 15 *кГ/см²*. Если рабочая среда с низкими смазывающими качествами, то они пригодны для работы при давлениях не выше 6—8 *кГ/см²*.

Надежность работы этих уплотняющих устройств в первую очередь зависит от правильного соотношения величины контактной поверхности колец F и поверхности f, на которую действует давление жидкости, нагружающее подвижный элемент (кольцо) *2* уплотнения (см. рис. 393, *а*), а также частично от усилия пружины *1*, создающей первоначальное нагружение этого элемента.

Допуская, что непосредственный контакт поверхностей скользящей пары отсутствует и течение жидкости в зазоре подчиняется гидродинамическому закону, условие равновесия осевых сил, приложенных к подвижному в осевом направлении элементу *2*, можно выразить уравнением

$$p_{cp}F = \Delta p f \pm T - P_{np} = 0, \tag{497}$$

где p_{cp} — среднее давление жидкости в зазоре между прилегающими поверхностями колец;

$\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления между давлением уплотняемой среды и полостью низкого давления; при условии, что полость низкого давления соединена с атмосферой $\Delta p = p_1$;

$f = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$ — площадь, на которую действует давление жидкости, прижимающее подвижный в осевом направлении элемент (кольцо) *2* пары к неподвижному;

$F = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_3^2)$ — площадь контакта прилегающих поверхностей колец *2* и *4*;

T — сила трения подвижного кольца *2* в корпусе;

P_{np} — усилие затяжки пружины *1*.

Ввиду того, что в правильно сконструированном уплотнении сумма сил $(T + P_{np})$ обычно не превышает 5—8% осевого усилия давления жидкости, действующего на подвижный элемент, в расчете ею пренебрегаем. При этом допущении уравнение (497) примет вид

$$p_{cp} = p_1 \frac{f}{F} = \frac{p_1 (d_1^2 - d_2^2)}{(d_1^2 - d_3^2)} \tag{498}$$

или

$$\frac{p_{cp}}{p_1} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2}. \tag{499}$$

Допуская далее, что распределение давления жидкости в зазоре в радиальном направлении по ширине $b = \frac{d_1 - d_2}{2}$ уплотняющей поверхности (пояска) будет линейным, что справедливо при условии параллельности поверхностей, образующих зазор, можно написать

$$p_{ср} = \frac{p_1}{2}.$$

В соответствии с этим равновесие сил давления жидкости на уплотнительное кольцо с учетом указанного расклинивающего действия жидкости наступит при линейном распределении давления в зазоре при условии

$$k = \frac{f}{F} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2} = 0{,}5, \qquad (500)$$

где k — коэффициент уравновешивания (разгрузки).

При этом значении коэффициента k плотность контакта, требуемая для сохранения герметичности, достигается лишь действием усилия натяжения пружины *1*.

Поскольку распределение давления в зазоре по радиусу может быть нелинейным, коэффициент k обычно выбирают больше 0,5, так как в противном случае усилие давления жидкости в зазоре может превысить усилие сжатия колец и уплотнение «раскроется».

Причиной нарушения линейности распределения давления в зазоре может служить клиновидность зазора в радиальном направлении. В зависимости от характера нарушения плоскостности образуется конфузорная или диффузорная щель, в результате нарушается баланс действующих сил, что сопровождается либо «раскрытием» уплотнений, либо излишним трением. Клиновидность зазора (масляной пленки) с расширением в сторону высокого давления ухудшает герметичность, в особенности при больших числах оборотов, причем при клиновидности в 3—5 *мк* обычно наступает отжим подвижного элемента (кольца). Коэффициент разгрузки в этом случае должен быть больше 0,5. Клиновидность зазора с расширением в сторону низкого давления улучшает герметичность уплотнения, однако сопровождается при том же коэффициенте разгрузки повышением трения и увеличением температуры и износа скользящих поверхностей, поэтому она так же недопустима, как и первая клиновидность.

На основании практических данных для уплотнений с широкой контактной поверхностью $b = 3 \div 5$ *мм* при маловязких маслах можно рекомендовать следующие значения коэффициента уравновешивания: для давлений рабочей среды выше 8—10 *кГ/см*^{2} $k = 0{,}55 \div 0{,}6$ и более низких давлений $k = 0{,}6 \div 0{,}65$. Однако при качественном изготовлении деталей уплотнительного узла

этот коэффициент может быть принят равным $k = 0{,}5 \div 0{,}56$, причем большее его значение соответствует уплотнениям, предназначенным для маловязких масел.

В связи с этим следует указать, что температура в зазоре торцового уплотнения не должна превышать температуры интенсивностью парообразования (кипения) рабочей жидкости, при которой нарушается (ухудшается) смазка скользящей пары и снижается подъемная сила смазочного слоя. Кроме того, следует иметь в виду, что температура в стыковом зазоре вдоль радиуса по ширине уплотняющего кольца может изменяться, повышаясь от периферии к центру; разность температур может достигать 20—25° С. Последнее обусловлено лучшим отводом тепла от внешних стенок кольца.

Предел уравновешивания действующих сил без нарушения герметичности зависит от многих факторов, в том числе и от качества рабочей жидкости, вязкость которой оказывает некоторое влияние на распределение давления в зазоре между поверхностями колец (с увеличением вязкости среднее давление в зазоре несколько уменьшается), поэтому коэффициент k для жидкостей большой вязкости может быть уменьшен. Так, например, по данным зарубежной литературы качественно изготовленное уплотнение надежно работает в машинных маслах при $k = 0{,}4$.

При оценке несущей (подъемной) способности масляного граничного слоя следует также учитывать, что контактные поверхности представляют собой поверхности с большим или меньшим числом микровыступов, по которым происходит контакт колец и которые чередуются с выступами впадин, заполненных жидкостью. Эти впадины при относительном скольжении контактных поверхностей создают гидравлические микроклинья, способствующие разделению скользящих поверхностей колец жидкостным слоем.

На основании экспериментальных данных ряда исследователей можно считать, что для рабочих жидкостей гидросистем минимальная толщина масляного слоя, при которой обеспечивается жидкостное трение в скользящей паре торцового уплотнения, составляет 0,75—1 *мк*. В общем случае эта толщина должна быть соизмеримой с максимальной высотой микронеровностей для принятого класса чистоты обработки поверхностей уплотнительных колец. По данным других исследователей толщина пленки в уплотнениях разгруженного типа (см. рис. 393, *а*) колеблется в зависимости от ширины b контактного пояска, коэффициента разгрузки k, перепада давления Δp и числа n оборотов вала в пределах от 0,75 до 2 *мк*, причем толщина пленки, как правило, уменьшается с увеличением b, k и Δp и понижением n.

Однако при малом значении коэффициента ($k = 0{,}55$) толщина пленки с повышением давления жидкости увеличивается, что обусловлено расклинивающим эффектом давления жидкости в стыковом зазоре.

С целью повышения числа оборотов применяют уплотнение со свободно плавающим кольцом, помещенным между рассмотренной парой колец, благодаря чему снижается относительная скорость скользящих поверхностей (рис. 394). Плавающее кольцо *а* обычно изготовляется из графита или пластмассы.

Надежность уплотнения значительно зависит от ширины контактного пояска колец, причем с уменьшением ширины пояска *b* (см. рис. 393, *а*) уменьшается толщина масляной пленки, момент трения и температура в месте контакта. Кроме того, с уменьшением ширины пояска упрощаются также вопросы обеспечения требуемой точности и чистоты обработки трущихся поверхностей, а также улучшается их смазка.

При увеличении ширины контактной поверхности ухудшаются условия отвода тепла, что приводит к повышению температуры в масляной пленке и соответственно к изменению свойств смазки и возможности ее испарения.

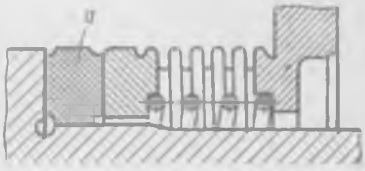


Рис. 394. Торцовое уплотнение со свободно плавающим графитным кольцом

В практике ширину пояска для диаметра кольца до 60—80 *мм* обычно принимают равной 3 *мм*; при диаметрах 80—100 *мм* эту ширину доводят до 5—6 *мм*. При малых диаметрах уплотнительных колец ширина пояска составляет 1,5—2 *мм*. Минимальная ширина пояска *b* определяется условием преодоления сил трения кольца. Принято также ширину *b* выбирать равной (0,1—0,15) *d*, где *d* — диаметр кольца.

Ширина кольца из мягкого материала выбирается меньше парного кольца из твердого материала с целью устранения врезания более узкого кольца в широкое, которое препятствовало бы свободе относительных перемещений колец в радиальном направлении.

Точность изготовления и чистота обработки деталей. Надежность и герметичность торцовых уплотнений, зависит от точности изготовления и качества обработки скользящих поверхностей. Наиболее важное значение, и в особенности при высоких скоростях скольжения, имеет соблюдение перпендикулярности этих поверхностей к оси вращения вала. Величина допустимого торцового биения зависит от скорости, что обусловлено, тем, что если при малых оборотах подвижное в осевом направлении кольцо может полностью или частично компенсировать некоторые нарушения перпендикулярности поверхностей контакта к оси вращения, то при больших числах оборотов эта компенсация станет невозможной в силу действия сил инерции, в результате кольца потеряют вследствие образовавшегося клиновидного зазора плотность контакта, т. е. при некотором значении торцового биения ориентирующееся кольцо будет как бы «подпрыгивать», сохраняя контакт

с опорным кольцом не по всей поверхности, а лишь в одной точке. При некоторых же условиях это кольцо может вступить в результате колебательных движений, обусловленных торцовым биением, в резонансные колебания с амплитудой, превышающей величину торцового биения, вследствие чего герметичность будет потеряна.

Кроме того, в колеблющийся торцовый зазор между кольцами смогут попадать частицы твердого загрязнителя, что вызовет износ рабочих поверхностей колец.

Следует также отметить, что при искажении плоскостности и при перекосах поверхностей колец распределение давления в зазоре будет вследствие гидродинамического эффекта асимметричным, причем в одних местах оно может быть ниже, а в других выше давления уплотняемой среды. В первом случае жидкость затекает в зазор и во втором вытекает из него, причем, если эти расходы не соответствуют друг другу, возможен разрыв пленки, сопровождающийся эффектом кавитации и осевыми вибрациями подвижного кольца.

Допустимые торцовые биения для колец диаметром 50 *мм* приведены ниже:

Число оборотов в минуту	До 6000	6000—10 000	10 000—20 000
Максимальное торцовое биение в *мм*	0,0180—0,0125	0,0125—0,0100	0,0100—0,0075

В ряде руководств приняты менее жесткие требования по торцовому биению, выполнение которых обеспечивает, при всех прочих благоприятных условиях, удовлетворительную работу уплотнения. Так, например, перпендикулярность герметизирующей плоскости к оси вала при окружных скоростях ~ 40 *м/сек* рекомендуется выдерживать в пределах 0,01 *мм* на радиусе 25 *мм*. Максимальное торцовое биение, по зарубежным данным, для уплотнительных колец диаметром 50 *мм* при числе оборотов до 6000 в минуту не должно превышать 0,018 *мм*.

Большое влияние на герметичность уплотнения оказывает плоскостность контактирующих (рабочих) поверхностей колец, нарушение которой не должно превышать 1 *мк*.

Ухудшение герметичности наблюдается также при волнистости рабочих поверхностей колец, что обусловлено утолщением масляной пленки, происходящим с возрастанием скорости относительного скольжения (вращения кольца); при известном значении волнистости грузоподъемность масляного слоя с повышением скорости так сильно возрастает, что может привести вследствие утолщения масляной пленки к потере герметичности.

Допуски на торцовое биение и параллельность рабочих поверхностей частично могут быть снижены при применении уплотнительных колец со сферическими (см. рис. 393, *в*) контактными поверхностями.

Нарушение плоскостности рабочих поверхностей колец может произойти также в эксплуатации и в особенности при работе в условиях высоких давлений (200 *кГ/см*² и выше). Искажения плоскостности и формы кольца при этих давлениях уплотняемой среды происходят в результате упругих его деформаций, при которых возникают конусность, волнистость и прочие дефекты рабочей поверхности, что неизбежно сопровождается нарушением плотности контакта. Эти искажения усугубляются тепловыми деформациями, вызываемыми неравномерным нагревом колец.

Поэтому кольца, применяющиеся в условиях низких давлений (см. рис. 393, *а*), оказались не пригодными для работы при высоких давлениях.

Опыт показывает, что наиболее полно удовлетворяет условиям работы при высоких давлениях (100 *кГ/см*² и выше) кольцо с симметричным относительно оси сечения стенки профилем (рис. 395), при котором возможность искажения плоскостности рабочей поверхности под действием сил давления жидкости и температуры сведена к минимуму.

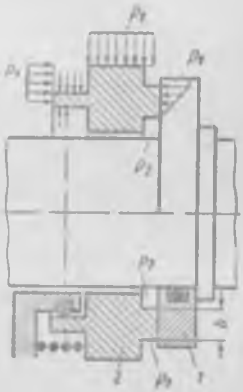


Рис. 395. Схема торцового уплотнения для высоких давлений

Чистота обработки рабочих поверхностей и применяемые материалы. Опыты показывают, что наиболее рациональной является чистота обработки рабочих поверхностей уплотнительных колец, которая соответствует ▽ 10. Уместно отметить, что этим требованиям удовлетворяет чистота, приобретаемая рабочими поверхностями при износе в практических условиях. Повышение чистоты обработки поверхностей выше ▽ 11 приводит к повышению трения и температуры поверхностей скольжения. Герметичность при подобном повышении чистоты обработки практически не улучшается.

Качество уплотнений зависит в значительной мере от правильного выбора материала контактирующих колец. В общем случае для деталей торцового уплотнения можно использовать материалы, применяемые в подшипниках скольжения. Широко применяется пара из бронзового или чугунного уплотнительного кольца со стальным цементованным опорным кольцом (буксой). Чугун более пригоден для работы с маловязкими маслами, керосином и бензином; при вязких маслах лучше использовать бронзовые кольца. Для масляной рабочей среды наилучшей парой являются кольца из графита и высококачественного чугуна.

Применяют кольца с покрытиями герметизирующих поверхностей угольно-графитовыми, графито-металлическими и керамическими материалами, а также кольца из политетрафторэтиленовых

пластмасс с наполнителем (уголь или стекловолокно). Угольно-графитовый материал стоек при температурах до 380° С. Уплотнения из этого материала пригодны для работы при окружных скоростях до 60 *м/сек* и контактных давлениях до 30 *кГ/см²*. Для увеличения теплопроводности, прочности и износостойкости графитовый материал пропитывают баббитом, кадмием, медью, медными сплавами, бронзой, свинцом и серебром.

Хорошие результаты получены при работе уплотнений из графитовых материалов типа АГ-583-600, АО-СО, 45-1500. Для изготовления из этого материала колец могут быть использованы материалы угольных щеток электромашин в паре с инструментальными, нержавеющими и легированными сталями, а также стеллитом и карбидом вольфрама.

В качестве материала для изготовления деталей скользящей пары применяется также графит марки СО-5 в паре со сталью 25ХМЮА, закаленной до 40—45 *HRC*.

В масляной среде в паре с деталями из антифрикционного чугуна часто применяют также кольца из твердого синтетического каучука, пластмассы и прессованной древесины, тканей, пропитанных резиной и графитом керамических сплавов. Так, например, хорошие результаты показали уплотнительные кольца из текстолита марки ПТК в сочетании со стальной закаленной буксой, а также кольца из металла и пластмассы, напыленной на одну из рабочих поверхностей пары. Для напыления применяют в основном порошки полиамидов или фторопласта-4. Для обеспечения отвода тепла толщина напыленного слоя не должна превышать 0,8—1 *мм*.

Применяют также уплотнительные кольца из фторопласта и текстолитовых материалов, трение которых ниже на 25% по сравнению с трением металлических материалов (бронзы и др.). Уплотнение вращающегося действия из текстолита можно использовать при скорости до 30 *м/сек* и удельном давлении 100 *кГ/см²*. Опыт показывает, что допустимое контактное давление для фторопластовых уплотнений, работающих в минеральном масле, не должно превышать 15 *кГ/см²*; для жидкостей с низкими смазывающими свойствами (керосин, бензин и др.) контактное давление выбирают равным 6—8 *кГ/см²*. Для давлений до 15—20 *кГ/см²* и скоростей скольжения до 10—12 *м/сек* при достаточной смазке применяют пары чугун — бронза и закаленная сталь — чугун.

Для работы при высоких температурах и давлениях применяют твердые сплавы типа стеллита или карбида вольфрама в виде покрытия в паре с металлами, защищенными различными неметаллическими покрытиями из керамики, фторопласта, полиамидных смол, углерода и др.

В торцовых уплотнениях применяют также детали с керамическими покрытиями (окись алюминия или окись циркония),

обладающие высокой стойкостью при высоких температурах. Из керамических материалов этого типа распространен материал на основе окиси алюминия. Керамические кольца обладают хорошими показателями по износостойкости и сопротивлению коррозии.

Высокой износостойкостью в сочетании с другими конструкционными материалами обладает карбид вольфрама. Однако применение его в условиях широкого температурного диапазона затруднено значительной разницей в тепловом объемном расширении в сравнении со сталями, поэтому он в основном применяется в виде тонкого покрытия одной из контактных поверхностей уплотнительного узла. В частности торцовое уплотнение кольцами из никелевого сплава и опорной стальной детали, покрытой карбидом вольфрама, применяется для герметизации насосов, предназначенных для работы на жидких металлах (эвтектическом сплаве калия и натрия) при 540° С и давлении 140 *кГ/см*^{2}.

При высоких давлениях рабочей среды (400 *кГ/см*^{2} и больше), а также высоких окружных скоростях (до 46 *м/сек*) наилучшие показатели имеет пара, состоящая из стали 45 (для изготовления кольца *2*) (см. рис. 395) и сплава АВМ-30 на основе вольфрама и меди (кольцо *1*).

Химический состав сплава АВМ-30 следующий: 23—33% Cu; 1,5% Ni; 0,15% C; N — основа, 60—100 *HRC*.

Прочие вопросы конструирования уплотнительного узла. Качество рассматриваемого уплотнения зависит от способа компоновки уплотнительного узла относительно уплотняемой среды и герметизации подвижного в осевом направлении кольца.

Наиболее рациональной является схема с наружным подводом жидкости к уплотнительным пояскам (см. рис. 393, *а* и 395), при котором улучшается отвод тепла от места трения, а также уменьшается вероятность попадания в зазор между уплотнительными кольцами твердых частиц, которому в этом случае противодействует центробежная сила.

Работа торцового уплотнения во многом зависит от герметизации и способа обеспечения осевого перемещения подвижного в осевом направлении кольца. Наиболее пригодными для герметизации этого соединения при нормальных температурах являются резиновые кольца круглого сечения. При работе в условиях высоких температур и агрессивных сред применяется металлический сильфон (рис. 393, *б* и *в*).

Металлический сильфон одновременно используют и в качестве пружины для создания уплотняющего усилия в осевом направлении. Надлежащим размещением торцовых поверхностей колец относительно эффективного диаметра сильфона (рис. 396, *а*) можно также регулировать контактное давление на торцовых поверхностях уплотнительных колец в зависимости от рабочего давления уплотняемой среды.

При разработке торцовых уплотнений с сильфоном необходимо учесть возможность возникновения резонансных явлений и в частности явлений, обусловленных крутильными колебаниями, вызываемыми силами трения между скользящими поверхностями колец. Изменения величины этой силы вызовут колебания в закрутке сильфона, амплитуда которых может при известных условиях недопустимо возрасти. Возможность подобных колебаний особенно реальна при малой скорости, когда движение вращающегося кольца фактически чередуется с остановками. Сильфон при остановке кольца будет закручиваться до тех пор, пока его сопротивление кручению не превысит силу трения покоя. После того

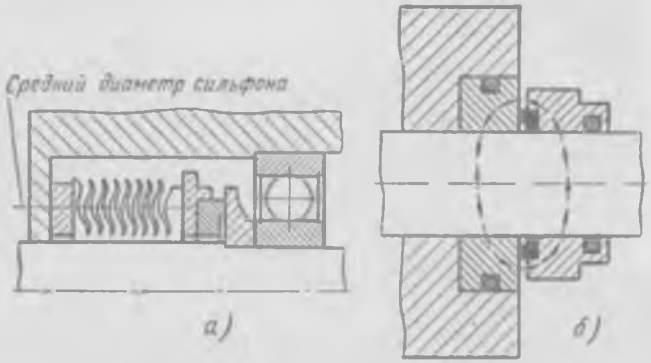


Рис. 396. Схемы торцового уплотнения с прижимом подвижного кольца с помощью сильфона (*а*) и магнитного взаимодействия (*б*).

как вращающееся кольцо придет в движение коэффициент трения понизится и энергия закрученного сильфона вызовет заброс угловой скорости кольца с переходом его через равновесное положение и последующей остановкой; после этого цикл повторится.

Для поджима подвижного в осевом направлении кольца к неподвижному обычно применяются одно- (см. рис. 393, *б* и *в*) и многопружинные (см. рис. 393, *а* и *г*) устройства. Недостатками устройства первого типа являются трудность обеспечения равномерного прижима (создания уплотняющего давления) по всей торцовой поверхности уплотнительных колец, а также габаритные ограничения в осевом направлении. Применение многопружинных устройств упрощает регулирование усилия поджима, которое в этом случае достигается изменением количества пружин. Кроме того, последние устройства имеют меньшую, чем однопружинные, длину в осевом направлении.

Пружину можно устанавливать как на невращающейся, так и вращающейся детали, однако во избежание завихрения жидкости,

создающегося вращающейся пружиной, ее рекомендуется устанавливать на невращающейся детали.

Предварительное прижатие подвижного в осевом направлении кольца к неподвижному в некоторых конструкциях торцовых уплотнений осуществляется силами магнитного взаимодействия. В этой схеме (рис. 396, *б*) посаженное в корпусе кольцо, изготовленное из магнитного сплава, создает магнитные силы, которые притягивают подвижное кольцо из ферромагнитного материала. Это обеспечивает равномерное прижатие подвижного кольца к неподвижному, а также высокую герметичность уплотнения, обусловленную частично силами молекулярного взаимодействия.

При применении уплотнения с магнитным прижимом жидкость не должна быть загрязнена стальными частицами, для чего перед уплотнением устанавливается магнитный уловитель (см. стр. 560).



а) *б)* *в)* *г)* *д)*

Рис. 397. Схемы устройств для принудительного ведения уплотнительного кольца

Уплотнения этого типа, выпускаемые некоторыми иностранными фирмами, рекомендуются для давлений уплотняемой среды 210 *кГ/см*^{2} при 315° С.

Для того чтобы исключить передачу крутящего момента, обусловленного трением колец, через эластичный поджимной элемент, в уплотнениях большого размера применяют устройства для предотвращения от проворачивания подвижного в осевом направлении уплотнительного кольца. Для этого применяют различные механические средства фиксации с помощью шпонки (рис. 397, *а*), штифта (рис. 397, *б*), шлицев (рис. 397, *в*) и пр., из которых наиболее совершенным является многошлицевое соединение. При небольших размерах уплотнения крутящий момент передается подвижному кольцу уплотнения через сильфон или поджимную пружину. Концы витков пружины в сжатом состоянии закрепляются в пазах соответствующих деталей (рис. 397, *д*).

Торцовое уплотнение из неметаллических материалов. Представляет интерес торцовое уплотнение, одно из колец которого изготовлено из фторопласта, твердой резины и прессованной древесины. Подобное уплотнение допускает более высокие, чем манжетные уплотнения, давления жидкости, обладает малым трением, менее точно в изготовлении и обеспечивает высокие герметичность и срок службы (до 10 000 ч и более).

Схема подобного кольца показана на рис. 398. Контактная часть ориентирующегося кольца *а* выполнена из твердой резины (твердость по Шору 95).

Надежность и срок службы этого уплотнения зависят от формы кольца, которое должно быть достаточно жестким, чтобы противодействовать радиальным силам давления уплотняемой среды и обеспечивать приработку. Этим условиям наиболее полно отвечает кольцо трапециевидной формы.

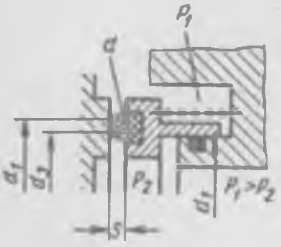


Рис. 398. Схемы торцового уплотнения с резиновым уплотнительным элементом

В отличие от торцового уплотнения с кольцами, изготовленными из твердого материала, коэффициент разгрузки $k = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2}$ рассматриваемого уплотнения несколько изменяется с повышением давления, что обусловлено изменением диаметров d_1 и d_2 кольца под действием давления жидкости, а также деформацией его кромки со стороны рабочей среды. В результате действия этих факторов образуется щель, сужающаяся в направлении утечек жидкости, вследствие чего соответственно повышается разгружающий эффект давления жидкости, затекающей в эту щель. Для уменьшения влияния давления на коэффициент разгрузки уменьшают размер консольной части s кольца a.

УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ И ТЕМПЕРАТУР

Для герметизации подвижных соединений, предназначенных для работы под высоким давлением (500 *кГ/см²* и выше), применяют мягкие уплотнительные кольца и набивки, а также металлические или комбинированные кольца из мягкого и жесткого материалов.

Резиновые уплотнительные кольца могут применять, если исключить возможность выдавливания резины в зазор при относительно высоких давлениях (8000—10 000 *кГ/см²*). В качестве защитного кольца в этом случае применяют неразрезное металлическое кольцо фасонного сечения, которое расширяясь под действием сил давления жидкости, полностью устраняет зазор в соединении.

На рис. 399 представлены схемы уплотнительных устройств для высоких давлений среды, действие которых основано на использовании принципа нескомпенсированных площадей, заключающегося в том, что жидкость воздействует на уплотнительный элемент через промежуточное устройство, усиливающее это воздействие.

Типичным уплотнением этого типа является уплотнение с помощью Т-образного уплотняющего кольца *1* из синтетического каучука (рис. 399, *а*), к которому с обеих сторон прилегают по

несколько разрезных опорных колец *2* малого сечения из более жесткого, но упругого материала (например, фторопласта-4). Усилие, развиваемое давлением p жидкости на Т-образное кольцо, передается на соответствующие, в зависимости от направления давления, опорные кольца *2*, которые, деформируясь под действием этого давления в радиальном направлении, герметизируют зазор, устраняя возможность выдавливания в него резинового Т-образного кольца.

Контактное давление опорного кольца может быть вычислено без учета жесткости материала по выражению

$$\sigma = p\frac{F_т}{F_о}$$

где $F_т$ и $F_о$ — торцовые поверхности соответственно Т-образного и опорного колец.

Поскольку площадь Т-образного кольца больше площади опорного кольца ($F_т > F_о$), последнее будет поджиматься к сопряженным поверхностям с контактным давлением, превышающим давление уплотняемой среды. Это уплотнение пригодно для работы при давлениях до 1500 *кГ/см²* и выше.

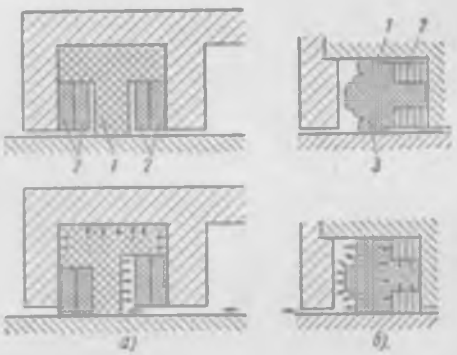


Рис. 399. Схемы уплотнений для агрегатов высоких давлений

Уплотнение подобной схемы, предназначенное для давлений 700 *кГ/см²*, показано на рис. 399, *б*. Давление жидкости, действующее на резиновое кольцо *1*, расширяет, сжимает проставочные кольца *2*, прижимая их к уплотняемым поверхностям. Подбором величины площади резинового кольца *1*, на которую действует давление жидкости, и площади проставочных колец *2* можно получить требуемое усиление контактного давления.

Для обеспечения герметичности при малых давлениях должно быть предусмотрено некоторое расширение концов губок (уса) по сравнению с основанием. Высота этих губок не должна быть излишне большой, поскольку увеличение ее связано с повышением трения.

Для давлений 1500 *кГ/см²* применяют также рассмотренные ранее Е-образные манжеты (см. рис. 369, *в*) с чугунным поршневым кольцом *m*, предохраняющим манжету от выдавливания в зазор.

При высоких давлениях применяют также уплотнения (рис. 400), которые по своему устройству аналогичны уплотнению из эластомеров (см. рис. 361) с той лишь разницей, что они изготовляются из нержавеющей стали, бронзы или серебра. Герметичность этих уплотнений обычно создается, как в эластичных уплотнениях, за счет внешней силы (рис. 400, *а* и *б*), а также в результате дополнительной деформации рабочей части уплотнения под действием рабочего давления. Эти уплотнения одновременно пригодны, если в них отсутствует какой-либо эластомерный элемент, для работы при высоких температурах.

При уплотнении этими кольцами поршня силового цилиндра предварительная плотность контакта обычно создается при помощи прижатия губ распорными кольцами *1* (рис. 400, *а*) или упругой

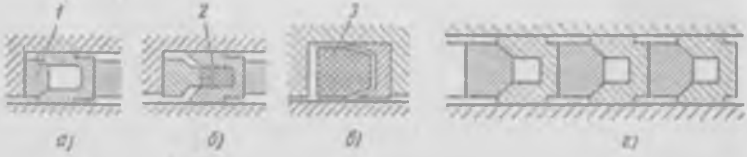


Рис. 400. Схемы уплотнений U-образными металлическими манжетами

мягкой набивкой *2* и *3* (рис. 400, *б* и *в*). Твердость металла уплотняющего колеса должна быть ниже твердости сопряженной с ним поверхности.

На рис. 400, *г* показана схема уплотнения штока силового цилиндра с помощью пакета подобных металлических U-образных манжет, плотность контакта которых со штоком при нулевом и малом давлении достигается с помощью внешней силы (затяжки сальниковой буксы).

Наиболее трудным является обеспечение герметичности гидроагрегатов и соединений трубопроводов в условиях высоких температур и особенно в сочетании с высокими давлениями. Это объясняется тем, что при повышении температур вязкость жидкости понижается, резины же стареют и детали из них теряют механические свойства. Поэтому для уплотнения неподвижных соединений при высоких температурах (до 200° С) и давлениях (300 *кГ/см*^{2}) применяют уплотнительные кольца круглого сечения, изготовленные из пластмассы. Созданы также конструкции гидроагрегатов с охлаждением уплотнительного узла, а также устройства для защиты гидроагрегатов от перегрева при высоких температурах окружающей среды.

Однако радикальное решение вопросов герметизации при высоких температурах (выше 150—200° С) осуществимо лишь на базе применения жаропрочных мягких или металлических уплотнительных материалов, причем последние являются наиболее перспективными также для гидроагрегатов, расположенных в зонах

ядерной реакции. Они незаменимы и при применении некоторых жидкостей, обладающих специфическими физико-химическими свойствами.

Следует учесть, что при применении металлических уплотнений повышается требование к точности и чистоте обработки. Высота микронеровностей контактных поверхностей при применении металлических колец должна быть не более 0,6 *мк*, размерная точность обработки деталей плунжерных пар обычно выбирается равной 0,8 *мк* на 1 *см* диаметра плунжера.

Очевидно, для высоких температур пригодны рассмотренные выше металлические поршневые кольца (см. стр. 584). Для уплотнения вращательных соединений пригодно торцовое уплотнение с термопрочными кольцами (см. стр. 627).

Для работы при температурах до 400° С и давлениях до 200 *кГ/см²* применяют асбестовые манжеты шевронного типа и

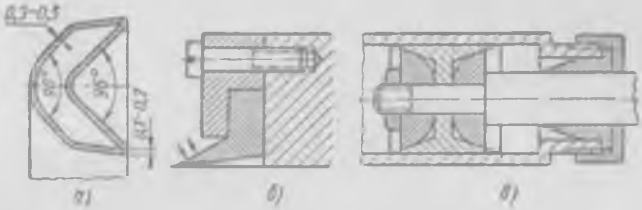


Рис. 401. Схемы металлических уплотнений плунжеров

асбестопроволочные манжеты, изготовляемые из асбестовой ткани саржевого плетения, армированной латунной проволокой. Подобные манжеты выпускают преимущественно шевронного типа.

Хорошую герметизацию обеспечивают металлические пустотелые манжеты шевронного типа (рис. 401, *а*), изготовляемые из стеллита, кобальта, нержавеющей стали, бронзы и других металлов с толщиной стенки 0,1—0,15 *мм*. Сжатие губок этих манжет при монтаже, требующееся для обеспечения герметичности уплотнения при малых давлениях не превышает 0,1—0,5 *мм*.

Применяются также уплотнительные металлические манжеты (кольца) сплошного сечения, герметизирующая часть которых обычно выполняется в виде заостренного уса (рис. 401, *б* и *в*). Подобные манжеты применяются для уплотнения поршня и штока силового цилиндра при температурах до 600—700° С. Герметичность при отсутствии давления достигается здесь за счет предварительной деформации заостренного уса. При повышении давления жидкости ус прижимается к сопрягаемой поверхности дополнительно и силой давления. Эти манжеты изготовляют из бронзы и мягкого чугуна при работе в паре со стальным азотированным цилиндром.

Хорошую герметичность в условиях высоких температур обеспечивают полые металлические кольца круглого сечения (рис. 402, *а* и *б*), которые применяют в основном в неподвижных соединениях.

На рис. 402, *в* показана схема такого кольца для герметизации крышки высокотемпературного клапана.

Глубину h прямоугольной канавки (см. рис. 402, *а*), от которой зависит величина обжатия кольца, выбирают для неподвижных соединений из расчета деформации кольца при монтаже поперечного сечения, равной $(0{,}070 \div 0{,}80)\ d$ — для малых сечений и $(0{,}8—0{,}9)\ d$ для больших сечений, где d — внешний диаметр кольца.

Для предохранения кольца от чрезмерных окружных напряжений при монтажном обжатии его в канавке кольцо помещается в последней с минимальным боковым зазором c. Наружный диаметр

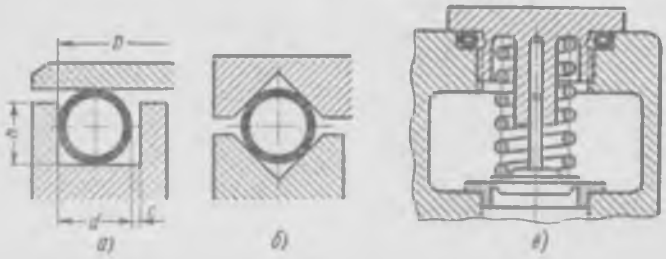


Рис. 402. Схемы установки в канавках полых металлических колец круглого сечения (*а* — *б*); *в* — уплотнение крышки клапана полыми металлическими кольцами круглого сечения

D канавки под кольцо обычно выполняют таким, чтобы кольцо в свободном состоянии касалось с некоторым натяжением внешней стороны канавки, а по внутренней был обеспечен небольшой зазор c. Для этого наружный диаметр D канавки выполняют на 0,02—0,25 *мм* меньше наружного диаметра кольца.

Обычно эти кольца не рекомендуется использовать повторно после демонтажа, так как они деформируются при монтаже за пределы упругой деформации, кроме того, остаточная деформация на отдельных участках уплотняемой поверхности, полученная в первом случае применения, может не соответствовать особенностям повторного монтажа.

Однако кольца с фторопластовым покрытием допускают монтаж и демонтаж до 15 раз, а кольца с покрытием из серебра — до 4 раз.

Кольца при изготовлении свариваются встык сопротивлением с последующим шлифованием заподлицо сварного шва. Окончательные размеры кольца выдерживаются с точностью до 25 *мкм*; чистота обработки сопряженных с кольцом поверхностей должна быть не ниже Δ 8; следы обработки должны быть концентричны

кольцу. Толщина стенок распространенных размеров колец из нержавеющей стали составляет от 0,1 до 0,5 *мм*.

Для повышения герметичности и коррозионной стойкости внешнюю поверхность кольца в зависимости от температуры покрывают фторопластом, серебром, индием и другими мягкими металлами. Кольца, предназначенные для работы при низких

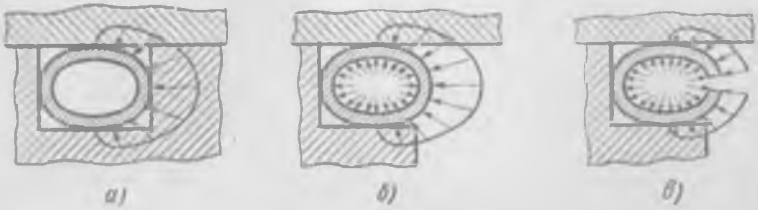


Рис. 403. Схемы полых металлических колец

температурах, изготовляют из нержавеющей стали и покрывают фторопластом или серебром. Кольца, предназначенные для работы при низких и высоких температурах, изготовляют из никонеля или из тугоплавких металлов и покрывают серебром, золотом или платиной.

Уплотнения с этими кольцами пригодны для работы при соответствующем выборе материала в диапазоне температур от

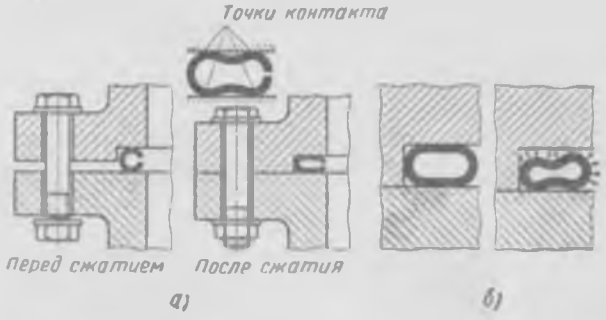


Рис. 404. Схемы, иллюстрирующие применение полых металлических колец

—65 до +800° С; при применении специальных материалов температурный интервал может быть расширен от —250 до +650° С. Предельная температура для колец из нержавеющей стали составляет от —60 до +550° С. Уплотнения обеспечивают герметичность как при малых (0,1—0,2 *кГ/см²*), так и при высоких давлениях. Максимальные давления рабочей среды — до 3500 *кГ/см²*.

Применяются кольца следующих типов:

1. Кольцо из согнутой металлической трубки, концы которой сварены встык. В зависимости от толщины стенки трубки такие кольца (рис. 403, *а*) можно применять при давлениях до 30—50 *кГ/см²*.

2. Кольцо, заполненное инертным газом, который повышает радиальную его упругость и жесткость (рис. 403, *б*). Кольца, заполненные газом под давлением ~ 50 *кГ/см²*, можно применять в зависимости от толщины стенки при давлениях от 70—100 *кГ/см²*.

3. Самоуплотняющееся (самораспорное) кольцо с отверстием в стенке со стороны рабочей среды (рис. 403, *в*), с помощью которого внутрь кольца подводится внешнее давление. Величина давления среды для этих колец может быть доведена до 3500 *кГ/см²*. Первоначальный контакт кольца с уплотняемой поверхностью создается при монтаже за счет упругости материала сжимаемого кольца. При затяжке фланцев поперечное сечение кольца деформируется, в результате поперечное сечение его становится близким к квадратному с округленными углами, причем плотный (герметизирующий)контакт происходит по четырем точкам (рис. 404, *а*). С повышением давления кольцо деформируется (расширяется) в канавке, в результате площадь контакта и контактное давление, а также герметичность увеличиваются. При определенном давлении кольцо практически принимает форму канавки.

Величина давления для первых двух типов колец лимитируется опасностью потери ими (под действием внешних сил давления жидкости) устойчивости, и кольцо, будучи деформировано (рис. 404, *б*), потеряет контакт с уплотняемой поверхностью.

Глава XII

УСЛОВНЫЕ (СИМВОЛИЧЕСКИЕ) ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ АГРЕГАТОВ И ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В комплект технических документов на гидравлическую систему входит ее схема, в которой показывается взаимодействие входящих в систему гидроаппаратов (агрегатов) управления с источником питания и силовыми исполнительными гидравлическими механизмами (гидродвигателями).

Гидравлические схемы составляются либо в полуконструктивных изображениях, либо в условных (символических) обозначениях гидроагрегатов и элементов гидросистем. Схема в первых изображениях обеспечивает удобство ее чтения и наглядность в понимании взаимодействия входящих в схему гидроаппаратов. В схемах второго вида отсутствуют какие-либо конструктивные элементы, а показывается в условных обозначениях лишь тип аппарата и даются линии тока жидкости, ввиду чего той наглядности, какая присуща схеме в полуконструктивных изображениях, здесь не имеется. Однако достоинством этих схем является их универсальность, а также простота исполнения (вычерчивания). В отечественной и международной практике в последние годы получила распространение схемная символика, в которой каждой группе гидравлических аппаратов присваиваются определенные знаки (символы), образующиеся преимущественно из простых контуров (окружностей, прямоугольников и пр.).

В схемной символике предусмотрены лишь символы простых элементов, гидравлические же аппараты, состоящие из нескольких таких простых элементов, объединяют в группу символов, относящихся к составному (комплексному) аппарату, которая заключается в общую рамку, очерченную штрих-пунктирными линиями (см. рис. 412 и 414), чем подчеркивается, что все эти элементы размещаются в одном общем корпусе. Простые же элементы составного аппарата, которые объединены не внутренними, а внешними связями в общую рамку не заключаются.

Обозначения специальных аппаратов (агрегатов), не вошедших в рассмотренный ниже перечень условных обозначений, выбираются близкими к имеющимся в перечне и дополнительно

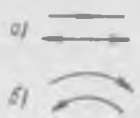
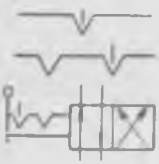
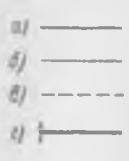
расшифровываются надписями; агрегаты же, не имеющие в перечне прототипа или же конструктивно сложные, изображаются в полуконструктивных или в смешанных полуконструктивно-условных обозначениях.

Начертания условных изображений гидравлических аппаратов не ограничены какими-либо обязательными масштабами, и габариты таких изображений выбираются в каждом отдельном случае сообразно принятому габариту общей схемы гидросистемы.

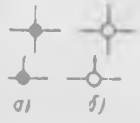
Направление потока рабочей жидкости (среды) показывается в символах условных обозначений жирной стрелкой, причем при течении жидкости в обоих направлениях наносятся две противоположно направленные жирные стрелки. Направление движения механических частей гидравлической машины (поршня и пр.) показывается односторонней (при движении в одном направлении) или двусторонней стрелкой при возвратно-поступательном движении. Направление кругового (вращательного) движения показывается соответственно одинарной дуговой стрелкой при движении в одном направлении или двусторонней дуговой стрелкой при возвратно-вращательном (поворотном) движении.

Ниже приводятся обозначения распространенных элементов и гидроаппаратов гидросистем.

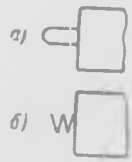
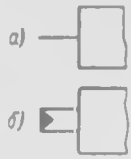
Элементы гидросистем

Перекрещивание трубопроводов	Движение механических узлов: *а* — прямолинейное; *б* — круговое	Разделитель двух сред	*а* — механическая связь; *б* — ось вращающегося аппарата
			
Фиксирование подвижных элементов	**Жидкостные линии: *а* — магистральные; *б* — управления; *в* — отвода утечек (дренаж); *г* — перекрытая линия**	**Направление потока жидкости: *а* — одностороннее; *б* — двустороннее**	**Пружина**
			

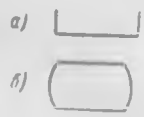
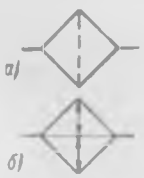
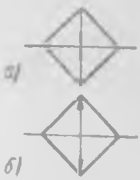
Соединение линий (трубопроводов)

а — неразборное б — разборное	Шарнирное	Телескопическое	Гибкий трубопровод
			

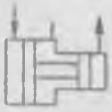
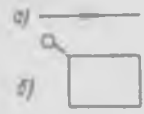
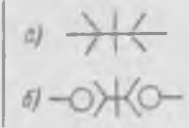
Тип управления

Ручное	а — механическое (от движущейся части); б — пружинное	Гидравлическое: а — непосредственное; б — с помощью вспомогательного распределителя (сервоклапана)	Электромагнитное: а — однообмоточное; б — двухобмоточное
			
Электромоторное	**Электрогидравлическое (сервозолотниковое)**	**Дублированное — ручное и электромагнитное**	**Прочие устройства управления (разъяснения даются в примечании)**
			

Вспомогательные гидроаппараты

Бак: а — без поддавливания; б — с газовым поддавливанием	а — масляный фильтр; б — терморегулятор	а — гидроаккумулятор (общее обозначение); б — гидрогазовый аккумулятор	а — подогреватель жидкости; б — охладитель жидкости
			

Продолжение

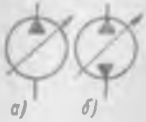
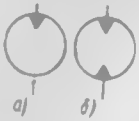
Преобразователь давления (мультипликатор)	Сопло	Расходомер жидкости	а — термометр; б — манометр
			
а — электрозамок; б — электровыключатель	Электродвигатель	Быстроразъемные соединения трубопроводов: а — без обратных клапанов; б — с обратными клапанами	а — запорный кран; б — заглушка
			

Объемные насосы и гидромоторы

Обозначения насосов представляют собой в большинстве существующих символик окружности. Диаметры окружностей не регламентируются, а выбираются соизмеримыми с символами прочих аппаратов данной гидросхемы. Направление потока жидкости показывается острием жирной стрелки, помещенной внутри контура символа, а регулируемость подачи — длинной тонкой стрелкой, пересекающей этот контур под углом. Нереверсивный насос постоянной производительности изображают одной и реверсируемый — двумя жирными стрелками внутри контура, направленными во внешнюю сторону (показывает, что поток жидкости направлен из насоса в гидросистему).

Символы гидромоторов те же, что и насосов, однако острия стрелок направляются внутрь контура (показывают, что поток жидкости направлен из гидросистемы в гидромотор).

Условные графические обозначения объемных насосов и гидромоторов показаны ниже.

Насосы постоянной производительности: а — нереверсивный; б — реверсивный	Насосы регулируемой производительности: а—нереверсивный; б — реверсивный	Гидромоторы нерегулируемые: а — нереверсивный; б — реверсивный	Гидромоторы регулируемые: а — нереверсивный; б — реверсивный
			

Объемные гидропередачи вращательного движения

Объемная гидропередача вращательного движения состоит из объемных насоса и гидромотора неограниченного вращательного движения, соединенных между собой магистральными линиями. Обозначения этих передач зависят от регулируемости и реверсивности входящих в них насосов и моторов.

Гидропередача из нерегулируемых насоса и гидромотора		Реверсивная передача	
Нереверсивная	Реверсивная	С регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором	С регулируемыми насосом и гидромотором
			

На рис. 405 представлены примеры некоторых распространенных комбинаций условных обозначений для изображений объемных насосов и гидропередачи:

а) реверсивный регулируемый насос с ручным управлением (регулированием производительности);

б) нереверсивный насос с автоматическим регулированием производительности по давлению;

в) нереверсивный нерегулируемый насос с приводом с помощью электромотора и гидравлическим управлением производительностью по давлению;

г) регулируемый насос с гидравлическим управлением производительностью по ходу поршня сервопривода системы управления;

д) реверсивная гидропередача, состоящая из реверсивного нерегулируемого гидромотора и регулируемого реверсивного насоса с ручным управлением, приводимого в движение электромотором.

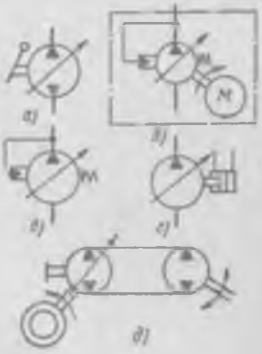


Рис. 405. Примеры условных обозначений насосов и гидропередачи

Гидроцилиндры

Гидроцилиндр является объемным гидродвигателем, в котором ведомое звено совершает ограниченное возвратно-поступательное (силовой гидроцилиндр) или возвратно-поворотное (моментный гидроцилиндр) движение.

ний в виде прямоугольника с нанесенными диагоналями (см. позицию в верхнем правом углу рис. 406, *а*).

На рис. 408 представлены схемы включения четырехходовых двухпозиционного (*а*) и трехпозиционного (*б*) распределителей с электромагнитным управлением и возвратными пружинами в систему одностороннего и двустороннего силового цилиндра.

В ряде конструкций распределителей часть или все внутренние их каналы в среднем положении подвижного элемента не перекрываются, а соединяются между собой или со сливом (баком). В частности в распределителе с отрицательным перекрытием (с открытым центром) все внутренние каналы соединены между собой (рис. 409, *а*). Стрелка в среднем

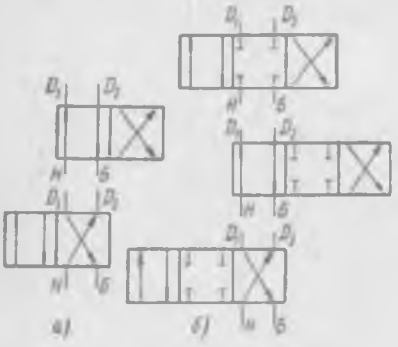


Рис. 407. Условные изображения четырехходовых двух- (*а*) и трехпозиционных (*б*) распределителей в различных положениях с обозначением подводных линий и внутренней коммуникации

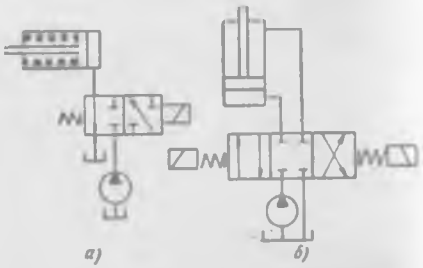


Рис. 408. Принципиальные схемы включения распределителей в гидросистему

квадрате контура условного обозначения показывает направление выхода жидкости из каналов распределителя. В распределителе, схемы которого в конструктивном и условном изображениях представлены на рис. 409, *б*, перекрыт лишь канал *Б* (бака), каналы же гидродвигателя D_1 и D_2 соединены с каналом насоса (*Н*); в распределителе, представленном на рис. 409, *в*, соединены между собой все каналы, кроме канала *Н* (насоса), который перекрыт.

Практический интерес представляет распределитель, в котором перекрыты лишь каналы гидродвигателя (D_1 и D_2), канал же насоса (*Н*) соединен с каналом бака (*Б*) (рис. 409, *г*), что соответствует холостому режиму работы насоса (разгрузке насоса).

Применяются также распределители с пятью, шестью и более ходами, которые имеют соответствующее число входов и выходов. На рис. 410, *а* показано символическое обозначение трехпозиционного пятиходового распределителя.

В изображение дроссельно-распределительного устройства непрерывного действия, рабочий элемент которого может занимать

в процессе работы бесконечное множество рабочих положений (позиций) и с помощью смещения которого регулируется как направление потока жидкости, так и степень дросселирования (к этому типу относятся распределители следящего гидропривода), добавляются две параллельные линии (рис. 410, *б*). В остальном характерные позиции такого распределителя соответствуют позициям рассмотренного распределителя с фиксированным положением распределительного элемента.

На рис. 411 приведены примеры комбинаций характерных обозначений для условных изображений распределителей с различными жидкостными коммуникациями. На рис. 411, *а*

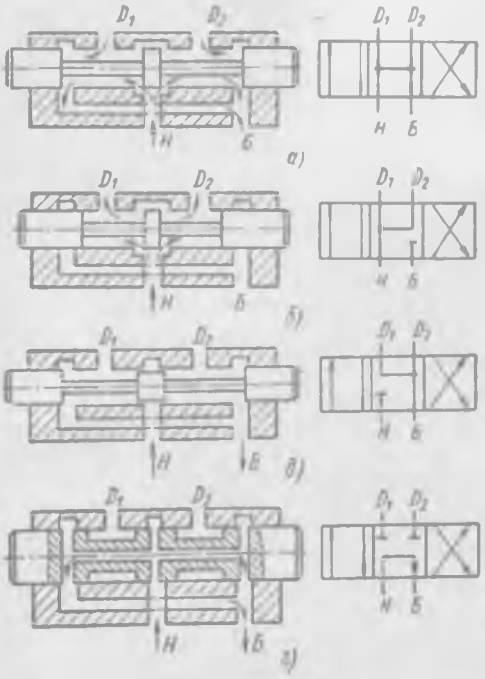


Рис. 409. Конструктивные и условные схемы трехпозиционного четырехходового распределителя с различными внутренними коммуникациями

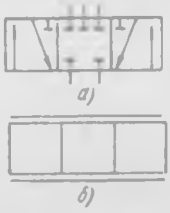


Рис. 410. Условные обозначения трехпозиционного пятиходового (*а*) распределителя и распределителя с бесконечным множеством рабочих позиций (*б*)

показан трехпозиционный четырехходовой распределитель с ручным (рычажным) управлением и двумя возвратными пружинами, устанавливающими подвижный элемент распределителя в среднее положение, в котором все каналы его соединяются между собой и баком. Распределитель того же типа, но с перекрытыми в среднем положении каналами (рис. 411, *б*) снабжен механическим фиксатором в этом положении. Двухходовой двухпозиционный распределитель (перекрывной кран), изображенный на рис. 411, *в*, предназначен для открытия или закрытия магистрали; управляется он обычно от подвижной детали с возвратом в исходное положение с помощью пружи-

ны. Четырехходовой трехпозиционный распределитель, изображенный на рис. 411, *г*, приводится дистанционно с помощью подачи управляющего давления и устанавливается в среднее положение пружинами; в этом положении канал насоса перекрывается, а все прочие каналы соединяются с баком.

Управляющее давление (изображается тонкими сплошными или штрих-пунктирными линиями) может быть подано от различных аппаратов управления ручным или иным (механическим, электромагнитным и пр.) способом. Управляющим давлением может быть также давление самой рабочей среды. Наиболее широко распространены распределители с электрогидравлическим управлением (с электрогидравлическими сервозолотниками).

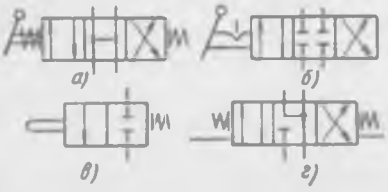


Рис. 411. Примеры комбинаций обозначений для символических изображений распределителей

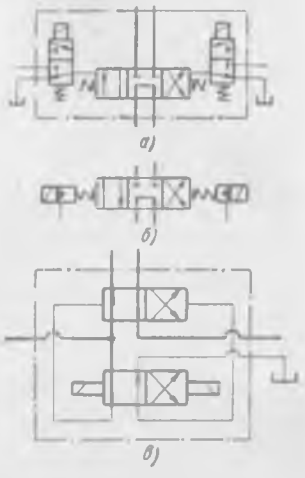


Рис. 412. Изображения распределителей с дистанционным электрогидравлическим управлением

На рис. 412, *а* приведена схема с двумя сервозолотниками (пилотами), представляющими собой трехходовые вспомогательные распределители (золотники) с электромагнитным управлением. В практике применяется обычно упрощенное условное изображение распределителя, представленное на рис. 412, *б*.

На рис. 412, *в* показана схема, в которой вспомогательный (пилотный) распределитель выполнен в виде четырехходового двухпозиционного золотника с двумя электромагнитами. Основной распределитель в этой схеме управляется энергией давления рабочей среды, подводимой к нему с помощью этого вспомогательного распределителя.

Клапаны регулирования давления

Клапаны регулирования давления обозначаются в виде прямоугольника (прямоугольного поля) со стрелкой внутри (рис. 413, *а*). Изменения под действием какой-либо силы (давления рабочей

среды, управляющего давления и пр.) положений регулирующего элемента (затвора), вплоть до полного открытия или закрытия им проходного сечения, можно принципиально представить как перемещение прямоугольного поля со стрелкой относительно входной и выходной линий (рис. 413, *б*), которые сохраняют при этом свое положение неизменным. Клапан открыт, когда стрелка находится в положении, совпадающем с входной и выходной линиями (см. рис. 413, *б*), и закрыт, когда стрелка смещена относительно них (рис. 413, *а*).

На рис. 414, *а—в* представлены конструктивная схема и ее условные изображения предохранительного клапана (клапана,



Рис. 413. Условное изображение клапана давления:

а — проход клапана закрыт; *б* — проход открыт

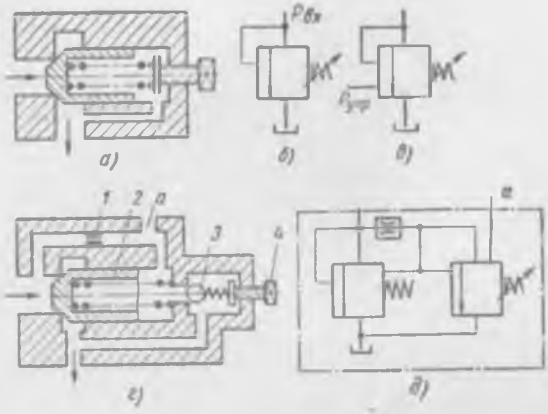


Рис. 414. Конструктивные и условные изображения предохранительных клапанов

ограничивающего максимальное давление $p_{вх}$) с регулируемой пружиной; сигнальным (управляющим) давлением в клапане, условное обозначение которого представлено на рис. 414, *б*, является рабочее (входное) давление $p_{вх}$ среды и на рис. 414, *в* — управляющее давление $p_{упр}$ от отдельной магистрали.

На рис. 414, *г* и *д* показаны конструктивная схема и условное обозначение предохранительного клапана двухступенчатого типа (непрямого действия) (см. также рис. 226), состоящего из перекрывного плунжерного клапана (затвора) *2* (или перекрывного плунжера) и регулируемого по давлению винтом *4* вспомогательного клапана-датчика *3*, к которому через дроссель *1* подводится жидкость из входного канала. Для дистанционной разгрузки (управления) предусмотрен канал *а*, при соединении которого со сливной полостью (атмосферой) происходит отключение клапана (плунжер *2* переместится вправо, открывая проход жидкости, практически без сопротивления от насоса в бак).

В символическом изображении схема такого клапана с дистанционной разгрузкой дополняется сигнальной (управляющей) тонкой линией *а*.

Ввиду некоторой сложности вычерчивания последнего изображения двухступенчатого клапана в практике обычно применяют изображение, представленное на рис. 414, *б*, снабжая его, в случае необходимости, поясняющей надписью.

В практике широко распространены редукционные клапаны, предназначенные для поддержания постоянного давления на выходе ($p_{вых}$) при изменении входного давления ($p_{вых}$) при условии, что $p_{вых} < p_{вх}$. Конструктивная схема и условные начертания такого клапана показаны на рис. 415, *а* и *б*. Сигнальным давлением здесь является давление на выходе из клапана (выходное или редуцированное давление), определяемое усилием пружины (см. также рис. 228).

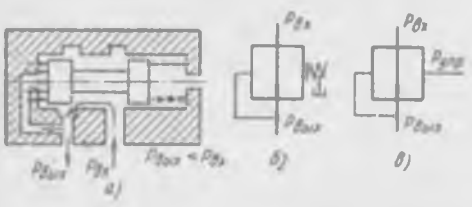


Рис. 415. Конструктивное и условное изображения редукционного клапана

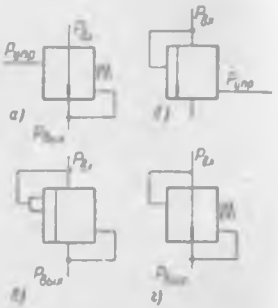


Рис. 416. Условные изображения распространенных клапанов давления

В клапане, условное обозначение которого представлено на рис. 415, *в*, величина выходного давления определяется управляющим давлением $p_{упр}$ от отдельной магистрали.

На рис. 416 показаны примеры условных обозначений применяющихся прочих клапанов регулирования давления, которые обеспечивают постоянные значения следующих параметров:

а) разности (перепада) давления $p_{вых}$ на выходе и давления $p_{упр}$ управления, т. е. $p_{вых} - p_{упр} = \text{const}$;

б) отношения давления $p_{вх}$ на входе и давления $p_{упр}$ управления: $\frac{p_{вх}}{p_{упр}} = \text{const}$;

в) отношения давления $p_{вх}$ на входе и давления $p_{вых}$ на выходе (клапан пропорциональный): $\frac{p_{вх}}{p_{вых}} = \text{const}$;

г) разности (перепада) давления $p_{вх}$ на входе и давления $p_{вых}$ на выходе (клапан дифференциальный): $p_{вх} - p_{вых} = \text{const}$.

На рис. 417 представлены схемы в конструктивном и условном изображениях регулируемых напорных золотников (клапанов), включающих обычно односторонний запорный шариковый кла-

пан для нерегулируемого обратного хода управляемого гидродвигателя.

Напорный золотник является регулятором давления, работающим по принципу предохранительного клапана, и предназначен для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости.

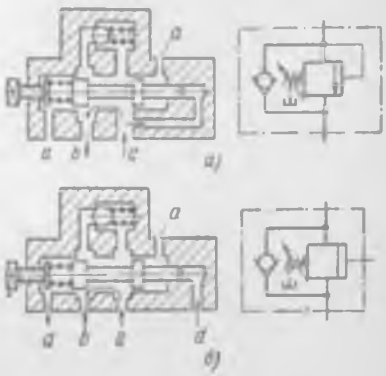


Рис. 417. Конструктивные и условные изображения напорных клапанов

Золотник, представленный на рис. 417, *а*, управляется непосредственно входным (рабочим) давлением, и золотник, представленный на рис. 417, *б*, имеет дистанционное управление, для чего управляющее (сигнальное) давление подается от отдельной магистрали в канал *d*.

Золотник первой схемы (рис. 417, *а*) имеет два рабочих канала прямого *с* и обратного *b* ходов, которые при отсутствии давления в канале *с* отделяются друг от друга плунжером, находящимся под действием пружины. При прямом ходе жидкость поступает к каналу *с* и, действуя на торец хвостовика плунжера, перемещает его влево, соединяя этот канал с выходным *в*. При обратном ходе жидкость поступает к каналу. Поскольку канал в этом случае отделяется плунжером от канала *с*, жидкость поступает к обратному (шариковому) клапану и через него к каналу *с*.

Подача управляющего давления при дистанционном управлении производится от аппарата дистанционного управления к каналу *d* (рис. 417, *б*).

Прочие аппараты гидросистемы

Распространены аппараты (клапаны), обеспечивающие последовательность действия гидравлических исполнительных механизмов (силовых цилиндров и др.). Подобные требования предъявляются в частности к последовательности действия силовых цилиндров системы управления створками самолетного шасси и системы выпуска последнего. При выпуске шасси требуется открыть створки и лишь после того производить выпуск шасси.

Конструктивная и условная схемы клапанов подобного назначения приведены на рис. 418, *а*. Жидкость от канала *к* насоса поступает вначале лишь к выходному каналу *а*, соединенному с одним из обслуживаемых цилиндров (гидродвигателей), и только после того, как давление в этом цилиндре повысится до величины, соответствующей затяжке пружины, нагружающей плунжер клапана, она поступит в канал *b* второго цилиндра.

Схемы устройства подобного же назначения показаны на рис. 418, *б*. Распределение потоков жидкости между гидродвигателями, соединенными с каналами *a* и *b*, зависит от величины перепада $\Delta p = p_1 - p_2$ давления на дросселе *3* и от соотношения площадей f_1 и f_2 штоков *1* и *2* ($f_1 < f_2$). До того, пока $p_1 f_1 > p_2 f_2$, затвор (плунжер) клапана будет находиться в правом положении, в котором он перекрывает канал *b* питания второго цилиндра; питание будет производиться лишь от цилиндра, соединенного с каналом *a*. При повышении же давления до величины, при которой $p_1 f_1 < p_2 f_2$, затвор клапана переместится влево, открыв дополнительно и линию питания второго цилиндра *b*.

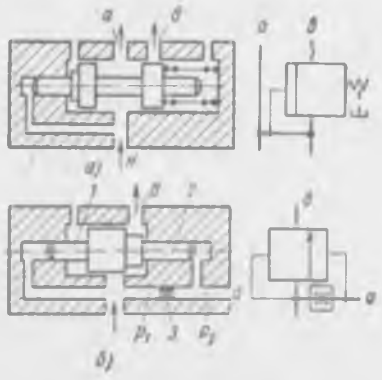


Рис. 418. Конструктивные и условные изображения клапанов последовательного действия

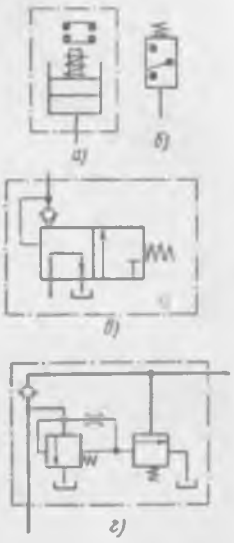


Рис. 419. Условные изображения реле давления (*а* и *б*) и автоматов разгрузки насоса (*в* и *г*)

К группе клапанов давления относится электрогидравлическое реле давления (электрогидравлический выключатель), которое предназначено в основном для автоматического размыкания или замыкания электрической цепи при достижении заданной величины давления (см. рис. 246). Условные изображения такого реле в двух начертаниях показаны на рис. 419, *а* и *б*.

В гидросистемах с нерегулируемым насосом применяют автоматы разгрузки (перевода на холостой режим) насоса (см. стр. 281), изображение которого показано на рис. 419, *в*.

При повышении давления в аккумуляторе сверх заданной величины пружина автомата сжимается, в результате насос соединяется с баком (это положение показано на рис. 419, *в*).

Применяют также автомат разгрузки, состоящий из управляе-

мого предохранительного клапана и двухходового клапана (байпаса) (рис. 419, *г*), который под действием давления жидкости в аккумуляторе соединяет линию управления предохранительного клапана с баком, переводя последний в режим работы сливного клапана. Для обеспечения плавности переключений применен дроссель.

На рис. 420, *а* показаны условные обозначения неуправляемого одинарного обратного клапана и на рис. 420, *б* — сдвоенного управляемого клапана (гидрозамка). Одинарный клапан предназначен для пропускания потока рабочей среды в одном направлении и запирания его в обратном направлении; сдвоенный (рис. 249) обеспечивает проход рабочей среды из присоединения *1* к присоединению *2* при подводе среды под давлением к присоединению *3* и проход от присоединения *4* к присоединению *3* при подводе среды под давлением к присоединению *2*. Управляемый от командного аппарата обратный одинарный клапан обеспечивает в случае необходимости проход рабочей среды в обоих направлениях (см. рис. 248).

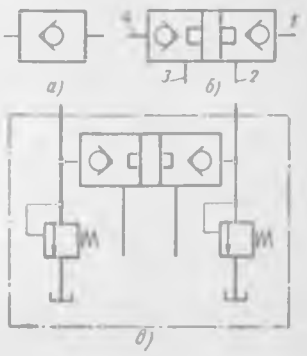


Рис. 420. Условные изображения запорных (обратных) клапанов

На рис. 420, *в* представлено обозначение комбинации гидрозамка с вмонтированными в его корпус двумя предохранительными клапанами.

Дистанционное управление гидравлическими аппаратами

В ряде случаев, и в частности для разгрузки (снятия на заданное время в зависимости от поданного сигнала давления) насоса, а также для выключения обратного или предохранительного клапана и для прочих целей применяется гидравлическое дистанционное управление от командных аппаратов ручного или автоматического действия.

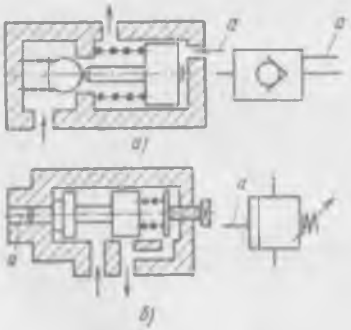


Рис. 421. Примеры условных обозначений аппаратов (клапанов) с дистанционным управлением

В случае наличия в гидроагрегате возможности дистанционного управления в схему вводится дополнительная линия управления, наносимая на условной схеме тонкими (иногда штрихпунктирными) линиями *а* (рис. 421). Конструктивные схемы и условные

обозначения дистанционно управляемых клапанов обратного *а* и разгрузочного *б* типов показаны на рис. 421.

Аппараты (клапаны) регулирования расхода

К аппаратам регулирования расхода в основном относятся дроссели, нерегулируемый тип которых изображается условно, как показано на рис. 422, *а* и *б*, и регулируемый — на рис. 422, *в*. Применяют также, в частности в случае нелинейного (квадратичного) дросселя (см. стр. 396), обозначение, приведенное на рис. 422, *г*.

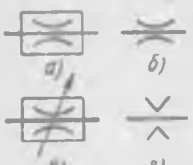


Рис. 422. Условные изображения дросселей

На рис. 423, *а* показано условное изображение комбинированного аппарата, состоящего из регулируемого дросселя и предохранительного клапана (клапана предельного давления), который поддерживает постоянное давление перед дросселем.

Клапан представляет собой один из наиболее простых регуляторов расхода жидкости. Изображение дроссельного регулятора расхода (без предохранительного клапана), но с обратным клапаном, через который

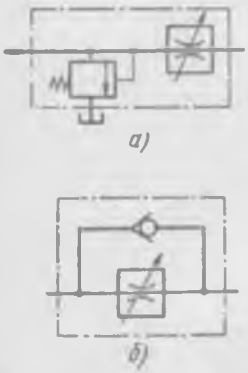


Рис. 423. Условные изображения регулируемого дросселя в комбинации с предохранительным (*а*) и обратным (*б*) клапанами

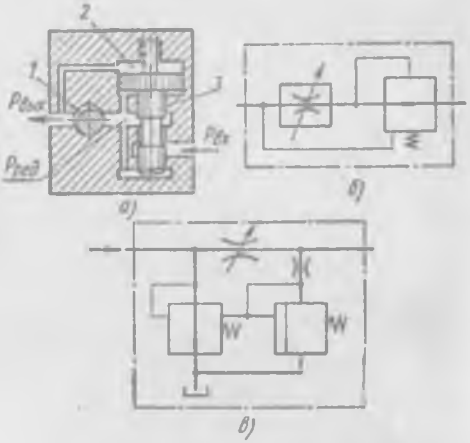


Рис. 424. Условные изображения регуляторов расхода

при реверсировании направляется поток в обход дросселя, представлено на рис. 423, *б*.

В практике распространены регуляторы (рис. 236), в которых в целях повышения стабильности расхода при колебаниях нагрузки обеспечивают создание постоянного перепада давления

$\Delta p = p_{ред} - p_{вых}$ (рис. 424, *а*) на дросселе ручного регулирования *1*. Для этой цели в регуляторе применен редукционный клапан *3*, обеспечивающий при постоянном выходном давлении $p_{вых}$ постоянное (редуцированное) давление $p_{ред}$ перед дросселем *1* независимо от входного давления $p_{вх}$; для компенсации влияния возможного изменения выходного давления $p_{вых}$ выходной канал соединен с верхней (пружинной) камерой *2* редукционного клапана. Регулятор обеспечивает при всех прочих равных условиях заданный расход независимо от изменений в практических пределах входного $p_{вх}$ и выходного $p_{вых}$ давлений.

Условное изображение составного аппарата (регулятора) показано на рис. 424, *б*.



Рис. 425. Условные изображения делителей и сумматоров потока

На рис. 424, *в* представлена схема составного аппарата, в которой, помимо регулируемого дросселя и редукционного клапана, включен также и предохранительный клапан. Для обеспечения плавного срабатывания аппарат снабжен нерегулируемым дросселем.

К рассмотренным регуляторам расхода относятся также делители потока (рис. 425, *а*), предназначенные для поддержания заданного соотношения расходов рабочей среды в параллельных разветвленных потоках с разными давлениями (см. стр. 417).

Применяемые в этих делителях дроссели выполняются как в нерегулируемом, так и в регулируемом вариантах. В последнем случае на условное изображение аппарата наносится косая стрелка.

К аппаратам этого же типа относится также суммирующий клапан, предназначенный для поддержания заданного соотношения расходов жидкости при слиянии потоков (рис. 425, *б*).

Применяют также общее обозначение как делителей, так и сумматоров потоков, показанное на рис. 425, *в*.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альтшуль А. Д. Местные гидравлические сопротивления при движении вязких жидкостей. М., Гостехиздат, 1962.
2. Альтшуль А. Д. Гидравлические потери на трение в трубопроводах. М., Госэнергоиздат, 1963.
3. Ахматов. А. С. Молекулярная физика граничного слоя М., Физматгиз, 1963.
4. Башта Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1970.
5. Башта Т. М. и др. Объемные гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1969.
6. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М., «Машиностроение», 1967.
7. Башта Т. М. Расчет и конструирование самолетных гидравлических устройств. М., Оборонгиз, 1961.
8. Башта Т. М. Гидравлические следящие приводы. Киев — М., Машгиз, 1960.
9. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. М., Оборонгиз, 1951.
10. Бежанов Б. Н. Пневматические механизмы. М.—Л., Машгиз, 1957.
11. Белянин П. И., Черненко Ж. С. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. М., «Машиностроение», 1964.
12. Беранек Л. Д. Акустические измерения. М., Изд-во иностр. лит. 1952.
13. Богданович Л. Т. Гидравлические приводы в машинах. Москва—Киев, Машгиз, 1962.
14. Борохов И. М. и Ганшин А. С. Волокнистые и комбинированные сальниковые набивки, М. Машгиз, 1959.
15. Боуден Ф. П. и Тэйбор Д. Граничное трение смазанных металлов. Сб. статей под ред. И. В. Крагельского. М., НИЛ, 1953.
16. Бремер Г. И. Жидкостные сепараторы. М., Машгиз, 1957.
17. Бриджмен П. В. Физика высоких давлений. М., ОНТИ, 1953.
18. Бриджмен П. В. Новейшие работы в области высоких давлений. М., Изд-во иностр. лит., 1948.
19. Брон Л. С. и Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. М., Машгиз, 1952.
20. Брон. Л. С. Гидравлическое оборудование металлообрабатывающих станков и автоматических линий. М., Машгиз, 1953.
21. Брусянцев Н. В. Автотранспортные топлива и смазочные материалы. М., Машгиз, 1958.
22. Брусянцев Н. В. Новые автоматические фильтры тонкой очистки масла. М., Гостоптехиздат, 1960.
23. Вощинин А. И. и Савин И. Ф. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах М., Машгиз, 1954.
24. Гамынин Н. С. Основы следящего гидравлического привода. М., Оборонгиз, 1952.

25. Герц Е. В. Пневматические приводы. М., «Машиностроение», 1969.
26. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. Пер. с англ. Под ред. Дж. Блэкборна. М., Изд-во иностр. лит., 1962.
27. Гийон М. Исследования и расчет гидравлических систем. Пер. с франц. М., «Машиностроение», 1964.
28. Глыбин А. И. Автотранспортные фильтры. М., Машгиз, 1960.
29. Голубев А. И. Современное уплотнение вращающихся валов. М., Машгиз, 1963.
30. Гроздневский В. И. Центробежная очистка масел. М.,Машгиз, 1960.
31. Гурьев В. Н. и Погорелов В. И. Гидравлические объемные передачи. М., Машгиз, 1964.
32. Гурьевич Д. Ф. Основы расчета трубопроводов и арматуры. М., Машгиз, 1962.
33. Джеймас и др. Теория следящих систем. М., Изд-во иностр. лит., 1953.
34. Дницес А. И. и Дружинина А. М. Синтетические смазочные масла. М., Гостоптехиздат, 1958.
35. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. М., Машгиз, 1963.
36. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.—Л., Гостехиздат, 1949.
37. Зайченко И. З. Автоколебания в гидропередачах металлорежущих станков. М., Машгиз, 1958.
38. Зайченко И. З. и Мышлевский Л. М. Лопастные насосы и гидромоторы. М., Машгиз, 1964.
39. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления. М., Госэнергоиздат, 1954.
40. Киселев П. Г. Основы уплотнений в арматуре высокого давления. М., Госэнергоиздат, 1950.
41. Клюкин И. И. и Колесниченко А. Е. Акустические измерения в судостроении. Л., «Судостроение», 1966.
42. Кожевников С. Н. Аппараты и механизмы гидропневмо-электроавтоматики металлургических машин. Киев—М., Машгиз, 1961.
43. Кокичев В. Н. Уплотняющие устройства в машиностроении. Л. «Судостроение» 1962.
44. Комаров А. А. и Сапожников В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. М., «Машиностроение», 1967.
45. Комиссарик С. Ф. и Ивановский Н. А. Гидравлические объемные трансмиссии. М., Машгиз, 1963.
46. Копырин М. А. Гидравлика и гидравлические машины. М., «Высшая школа» 1961.
47. Корнфельд М. И. Упругость, прочность жидкостей М., ГИТТЛ, 1951.
48. Крюков А. П. Общая технология синтетических каучуков, М., Госхимиздат, 1952.
49. Крассов И. М. Гидравлические элементы системы автоматического регулирования. М., Машгиз, 1963.
50. Куколевский И. И. Гидравлический удар в простом трубопроводе. М., Машгиз, 1939.
51. Кулагин А. В. и др. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. М., «Высшая школа», 1968.
52. Лемберг М. Д. Элементы гидроавтоматики. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
53. Леонов А. Е. Насосы гидравлических систем станков и машин. М.—Киев, Машгиз, 1960.
54. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М., Машгиз, 1962.
55. Литвин-Седой М. Д. Гидравлический привод в системах автоматики. М., Машгиз, 1956.

56. Лойцянский Г. Л. Механика жидкости и газа. М. ГИТТЛ, 1950.
57. Льюис Э. и Стерн Х. Гидравлические системы управления. Пер. с англ. М., «Мир», 1966.
58. Макаров Г. М. Уплотнительные устройства М., «Машиностроение», 1965.
59. Мальц Л. У. Поршневые гидравлические передачи с регулируемыми насосами. Л., Судпромгиз, 1961.
60. Марцинковский В. А. и Тартаковский И. И. Пневмо- и гидроавтоматика. М., «Наука», 1964.
61. Марутин В. А. и Павловский С. А. Гидропроводы М., «Машиностроение», 1966.
62. Михайлов И. Г. и др. Основы молекулярной акустики. М., «Наука», 1964.
63. Михеев В. А. Гидропрессы высоких давлений и насосоаккумуляторные станции. М.—Л., Машгиз, 1954.
64. Морз Ф. Колебания и звук. М., Гостехиздат, 1949.
65. Моторные и реактивные масла и жидкости. Под ред. Папок К. К. и Семинидо Е. Г. М., «Химия», 1964.
66. Некоторые вопросы расчета и конструирования авиационных гидравлических систем. Под ред. С. Н. Рождественского. М., Оборонгиз, 1962.
67. Некрасов Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М., «Машиностроение», 1967.
68. Немировский И. А. Графо-аналитический метод расчета гидроприводов. М., «Машиностроение», 1967.
69. Никитин Г. А. и Комаров А. А. Распределительные и регулируемые устройства гидросистем. М., «Машиностроение», 1968.
70. Осипов А. Ф. Объемные гидравлические машины. М., «Машиностроение», 1966.
71. Основы автоматического регулирования. Под ред. В. В. Солодовникова. М., Машгиз, 1954.
72. Опель Т. В. Основы техники автоматического регулирования М., Госэнергоиздат, 1960
73. Павловский Н. Н. Гидравлический справочник. Л.—М., Гостоптехиздат, 1957.
74. Панченков Г. М. Теория вязкости жидкости. М., Гостоптехиздат, 1947.
75. Пономаренко Ю. Ф. и Рогов А. Я. Радиально-поршневые высококомпонентные гидромоторы. М., «Машиностроение», 1964.
76. Проблемы современной уплотнительной техники. Пер. с агл. М., «Мир», 1967.
77. Прокофьев В. Н. Основы теории гидромеханических передач. М., Машгиз, 1957.
78. Раздолин М. В. Жидкостные объемные насосы. М., Оборонгиз, 1959.
79. Раздолин М. В. Уплотнения авиационных гидравлических агрегатов. М., «Машиностроение», 1965.
80. Резников М. Е. Авиационные и ракетные топлива и смазочные материалы. М., Воениздат, 1960.
81. Розанов Б. В. Гидравлические прессы. М., Машгиз, 1959.
82. Руководящие материалы по гидрооборудованию станков. М., ЭНИМС, 1962.
83. Рыбкин Е. А. и Усов А. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М., Машгиз, 1960.
84. Рябко Х. Г. и др. Малые агрегатные станки. М., Машгиз, 1960.
85. Сильченко С. С. Гидравлическое оборудование металлорежущих станков. М., Машгиз, 1958.
86. Славин И. И. Нормы и правила по ограничению шума на производстве. Л., ЛИОТ, 1955.

87. Солодовников В. В. Основы автоматического регулирования. М., Машгиз, 1954.
88. Струйная пневмогидроавтоматика. Пер. с англ. М., «Мир», 1966.
89. Тарко Л. М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. М., Машгиз, 1963.
90. Тумаркин М. Б. Гидравлические следящие приводы. М., «Машиностроение», 1966.
91. Уплотнения. Сборник статей. пер. с англ. М., «Машиностроение», 1964.
92. Фезандье А. П. Гидравлические механизмы. М., Оборонгиз., 1960.
93. Хаттон Р. Н. Жидкости для гидравлических систем. М., «Химия», 1965.
94. Хаймович Е. М. Гидропроводы и гидроавтоматика станков. Киев—М., Машгиз, 1959.
95. Холзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. М.—Л., «Машиностроение», 1964.
96. Холзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. М.—Л., «Машиностроение», 1965.
97. Хохлов В. А. Гидравлические усилители мощности М. Изд-во АН СССР, 1861.
98. Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод. М., «Наука», 1966.
99. Чиликин М. Г. Корытин А. М. и Прокофьев В. Н. Силовой электропривод. М.—Л., Госэнергоиздат, 1955.
100. Шашкин И. Ф. Плунжерные и поршневые насосы малой производительности в теплоэнергетике. М., Госэнергоиздат, 1960.
101. Эрнст. В. Гидропривод и промышленное его применение. М., Машгиз, 1963.
102. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М., Оборонгиз, 1957.
103. Юдицкий Ф. Л. Графитные уплотнительные устройства. Л., Судпромгиз, 1961.
104. Юфин А. П. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. М., «Высшая школа», 1965.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 5
Принцип действия объемных гидравлических приводов 8

РАЗДЕЛ 1

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА

Глава I. **Рабочие жидкости и их свойства** 13
Вязкость жидкостей 17
Механическая и химическая стойкость (стабильность) рабочих жидкостей. 26
Механическая смесь воздуха с жидкостью 30
Влияние нерастворенного воздуха на работу гидросистемы . . 32
Сжимаемость жидкостей 35
Теплопроводность и теплоемкость жидкостей. 42
Давление (упругость) насыщенных паров жидкостей. 43
Кавитация жидкости. 44
Требования к рабочим жидкостям.. 50
Невоспламеняющиеся (огнестойкие) жидкости. 55
Высокотемпературные жидкости. 56
Газообразные (сжимающиеся) жидкости. 60

Глава II. **Основные сведения по гидравлике трубопроводов.** 66
Расчет потерь напора при движении жидкости в трубе. 68
Влияние сил инерции переносного движения. 75
Местные гидравлические потери. 78
Истечение жидкости через отверстие в тонкой стенке. 84
Течение жидкости через насадки. 88
Течение жидкости в узких (капиллярных) щелях. 91
Гидростатический подшипник. 101
Гидравлический удар. 103
Способы снижения величины ударного давления. 111
Гидродинамическое давление струи жидкости на стенку 115
Тепловой баланс гидросистемы. 117
Основные законы движения газов. 120

РАЗДЕЛ 2

НАСОСЫ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава III. **Насосы и гидравлические моторы.** 126
Основные вопросы теории объемных насосов и гидромоторов. . . 127
Насосы и гидромоторы поршневых типов. 137
Радиально-поршневые насосы и гидромоторы. 138

Радиально-поршневой насос (гидромотор) на базе механизма с шатуном бесконечной длины. 155
Радиально-поршневые насосы с клапанным распределением. . . 157
Эксцентриковые насосы с клапанно-щелевым распределением 161
Радиально-поршневой гидромотор многократного действия . 163
Аксиальные роторно-поршневые насосы и гидромоторы. 166
Кинематика и динамика насосов. 170
Распределение жидкости. 174
Разгрузка контактной поверхности 183
Связь цилиндрового блока с наклонной шайбой. 184
Аксиальные роторно-поршневые насосы бескарданной схемы. . . 186
Насосы без соединительного шатуна. 191
Насосы и гидромоторы с наклонными цилиндрами. 194
Насосы с распределением при помощи цилиндрического золотника. 195
Насосы с неподвижным цилиндровым блоком. 197
Насосы с клапанным и клапанно-щелевым распределением . . . 200
Основные вопросы изготовления деталей насосов. 203
Пластинчатые (лопастные) насосы и гидромоторы 204
Расчетная производительность (подача) насоса 205
Пластинчатые насосы двукратного действия 208
Пластинчатые гидромоторы 217
Шестеренные насосы 220
Производительность шестеренного насоса 221
Выбор параметров насоса 226
Объемные потери мощности 227
Нагрузка подшипников 228
Влияние центробежных сил 230
Методы улучшения питания насоса 230
Компрессия жидкости во впадинах шестерен 231
Насосы с автоматическим регулированием величины торцовых зазоров 233
Многоступенчатые и многошестеренные насосы. 235
Насосы с косозубыми (спиральными) и шевронными шестернями 237
Шестеренные гидромоторы. 238
Насосы с шестернями внутреннего зацепления 239
Винтовые насосы 241
Гидравлические преобразователи и насосы сверхвысоких давлений 244
Регулирование производительности насосов 255
Системы автоматического регулирования 259
Регулирование насоса с клапанно-щелевым распределением 263
Регуляторы с обратной связью по положению 265
Регулятор с чувствительным элементом типа сопло—заслонка 268
Регулятор дифференциального типа 273
Ограничители давления 275
Введение искусственной утечки 277
Регулирование производительности путем искусственного «голодания» насоса 278
Устойчивость системы регулирования 280
Устройства для разгрузки насосов нерегулируемой производительности 281
Объемные гидропередачи вращательного движения 287
Регулирование скорости гидропередачи 287
К. п. д. гидропередачи 292
Гидропередачи постоянной скорости 294
Гидромеханическая передача 294
Гидродифференциальная гидропередача 295

Испытание насосов и гидромоторов 300
Шум в гидросистемах 307
Шум при работе насосов 307
Способы борьбы с шумом 313
Силовые цилиндры 318
Телескопические цилиндры 321
К. п. д. силовых гидроцилиндров 324
Гидроцилиндры поворотного действия 326

РАЗДЕЛ 3

АГРЕГАТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Глава IV. **Агрегаты распределения жидкости** 329
Золотниковые распределители 329
Сила трения плунжера 336
Гидродинамические силы потока жидкости в золотнике. 349
Двухступенчатые золотниковые распределители 354
Плоские золотники 356
Крановые распределители 361
Клапанные распределители 362

Глава V. **Предохранительные и редукционные клапаны.** 368
Клапаны пластинчатого (плоского) типа 383
Диафрагменные клапаны 385
Дифференциальные клапаны 386
Предохранительные клапаны с серводействием 387
Предохранительный клапан с индикаторным стержнем 389
Редукционные клапаны постоянного давления. 390

Глава VI. **Дроссельные регулирующие устройства** 396
Расчет диафрагменного дросселя 400
Облитерация каналов дросселя 403
Дроссельное регулирование скорости гидродвигателя 404
Дроссельные регуляторы с постоянным перепадом давления . . 407
Распространенные схемы дроссельного регулирования 412

Глава VII. **Вспомогательные гидроагрегаты** 415
Синхронизаторы движения узлов 415
Ограничители расхода жидкости 420
Устройства для изолирования поврежденного трубопровода . . . 422
Клапаны последовательного включения. 427
Реле давления 427
Гидравлические реле выдержки времени 428
Гидравлические замки 430
Разъемные муфты 431
Гидравлические аккумуляторы 432
Газогидравлические аккумуляторы 434
Жидкостные пружины 445

Глава VIII. **Гидравлические усилители** 455
Крановые и клапанные распределители 462
Гидроусилители с многокаскадным усилением 464
Золотники с плоским распределительным элементом 466
Устройства типа сопло—заслонка 469
Основные расчеты устройства типа сопло—заслонка 472
Электрогидравлическое управление 476
Золотники с регулированием по давлению 477
Гидроусилители с жидкостной обратной связью 478
Системы с объемным регулированием 479

Гидравлические усилители крутящего момента 482
Самотормозящие (нереверсивные) системы 483
Чувствительность и точность слежения. 486
Влияние на чувствительность различных факторов 489
Устойчивость гидроусилителя 490
Способы повышения устойчивости 493
Стабилизация системы введением дополнительной обратной связи 500
Струйные усилители 501
Струйный усилитель пропорционального действия 502
Струйный усилитель (устройство) дискретного типа 509

РАЗДЕЛ 4

ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ И ФИЛЬТРАЦИЯ ЖИДКОСТИ И ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Глава IX. **Трубопроводы и присоединительная арматура.** 513
Жесткие металлические трубопроводы 513
Соединение труб и соединительная арматура. 518
Подвижные соединения труб 523
Гибка трубопроводов 526
Гибкие (эластичные) трубопроводы 529
Резервуары (баки) для жидкости 533

Глава X. **Фильтрация рабочей жидкости** 536
Расчет фильтра 538
Методы фильтрования и типы фильтров 542
Глубинные фильтры 546
Регенерация фильтровальных элементов 557
Снятие характеристик фильтров и методы контроля чистоты жидкости 558
Магнитные очистители жидкости 560
Центробежные очистители жидкости 562
Электростатические очистители жидкостей 567

Глава XI. **Герметизация (уплотнение) соединений элементов гидросистем.** 569
Уплотнения неподвижных соединений (стыков) 572
Уплотнение гибкими разделителями 577
Уплотнения подвижных соединений 581
Манжетные уплотнения 590
Уплотнения резиновыми кольцами прямоугольного сечения . . . 597
Уплотнения резиновыми кольцами круглого сечения 600
Материалы и качество обработки деталей уплотнительного узла 606
Потеря герметичности 610
Уплотнение вращающихся валов 616
Уплотнения радиального типа 617
Уплотнения торцового типа 627
Уплотнения для работы в условиях высоких давлений и температур 640

Глава XII. **Условные (символические) графические обозначения агрегатов и элементов гидравлических систем** 647

Литература 664

Трифон Максимович Б а ш т а

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ ГИДРАВЛИКА

Редактор издательства *И. Я. Доброхотова*
Технический редактор *Т. Ф. Соколова*
Корректор *Л. Ф. Никифорова*
Переплет художника *Е. В. Бекетова*

Сдано в производство 7/V 1970 г. Подписано к печати 21/I 1971 г. Т-02523. Тираж 32 000 экз. Печ. л. 42. Бум. л. 21. Уч.-изд. л. 43. Формат 60×90 1/16.
Цена 2 р. 36 к.
Заказ № 1181.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградская типография № 1 «Печатный Двор» им. А. М. Горького Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров [illegible] Ленинград, Гатчинская ул., 26.