Обратные гидроклапаны предназначены для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. В гидроприводах машин применяют обратные гидроклапаны в трех исполнениях: простые, регулируемые и управляемые.

Гидроклапаны обратные нерегулируемые (простые) предназначаются для гидравлических систем, где поток жидкости проходит в одном направлении и не требуется изменения усилия прижима клапана к седлу.

Гидроклапан обратный регулируемый предназначается для тех же целей, что и гидроклапан нерегулируемый. Отличие его состоит в том, что имеется возможность регулирования усилия прижима клапана к седлу.

Управляемые обратные гидроклапаны предназначены для гидролиний, в которых поток рабочей жидкости проходит через гидроклапан в обоих направлениях. Открытие гидроклапана для обратного прохода жидкости осуществляется дополнительным поршнем, встроенным в корпус гидроклапана.

3.2. Вспомогательное оборудование гидропривода

Гидравлические фильтры

Применение высокого давления в современных гидросистемах привело к тому, что в целях повышения герметичности гидроагрегатов зазоры между их подвижными деталями выполняются очень малыми (2…8 мкм), что повышает чувствительность гидроагрегатов к загрязнению жидкости механическими частицами, размеры которых соизмеримы с зазорами гидроагрегатов. В этом случае возможны задиры поверхностей деталей и их заклинивание.

Опыт эксплуатации гидросистем высокого давления показывает, что загрязненность рабочей жидкости является одной из основных причин отказов в работе гидроагрегатов и резко снижает сроки их службы. Рабочую жидкость можно очищать фильтрацией при ее протекании через пористые материалы и отделением механических

включений в разных силовых полях. В соответствии с этим средства очистки делятся на гидравлические фильтры и силовые очистители.

В гидравлических фильтрах в качестве фильтрующих элементов используются металлическая сетка, профилированная проволока, металлические пластины, фильтрующая бумага, войлок (фетр) и др. Фильтры грубой очистки способны задерживать только сравнительно крупные металлические частицы размером более 12 мкм. Фильтрующими элементами фильтров грубой очистки являются сетка, проволока, металлические пластины.

Для фильтров тонкой очистки применяют также фильтрующую бумагу и войлок. Тонкость очистки таких фильтров может достигать 1…2 мкм.

В ответственных агрегатах применяют комбинированные фильтры с перепускным клапаном и с двумя фильтрующими элементами – один для грубой, другой для тонкой очистки. Перепускной клапан срабатывает при засорении фильтра тонкой очистки.

Необходимая рабочая площадь (в $см^2$) фильтрующего элемента определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{\alpha \Delta p} \mu, \qquad (3.1)$$

где Q – расход рабочей жидкости через фильтр, $см^3/с$;

μ – коэффициент расхода;

α – удельная пропускная способность единицы площади фильтрующего элемента при единичном перепаде давления и коэффициенте динамической вязкости, равном единице;

Δp – перепад давлений на фильтре, $кгс/см^2$.

Наиболее широко применяются фильтры отстойного типа с перепускным клапаном, позволяющие без разъема трубопроводов очищать фильтры.

При выборе рабочей жидкости основное внимание следует обращать на соответствие ее вязкости требуемой эксплуатационной температуре, а также давлению в гидроприводе. Важно выбрать для данного гидропривода жидкость с оптимальной вязкостью, так как увеличение вязкости ведет к увеличению потери давления и повы-

шенному нагреву системы. Снижение вязкости приводит к увеличению утечек жидкости и перетечек ее (из полости повышенного давления в полость пониженного давления), а также затрудняет герметизацию стыков и подвижных уплотнений. При давлении до 70 кгс/см^2 рекомендуемая вязкость рабочей жидкости при температуре 50ºС составляет 20…36 сСт, а при давлениях 70…200 кгс/см^2 – 60…110 сСт.

Гидравлические баки

Для улучшения отстоя жидкости и рассеивания тепла рекомендуется, чтобы емкость бака превышала в 2…3 раза минутную подачу насоса, а объем жидкости в баке необходимо выбирать больше объема рабочих цилиндров. Геометрический объем бака выбирают на 15% больше объема жидкости.

Для удаления из жидкости воздуха всасывающий и сливной трубопроводы следует размещать возможно дальше друг от друга. С этой же целью рекомендуется отделять всасывающие трубы от сливных, перегородкой (рис. 3.4), высотой не менее 2/3 минимального уровня жидкости в баке. Тем самым исключается возможность непосредственной циркуляции между всасывающим и сливным трубопроводами, удлиняется путь протекания масла по баку, и следовательно, улучшаются условия для удаления воздуха из жидкости и охлаждения последней.

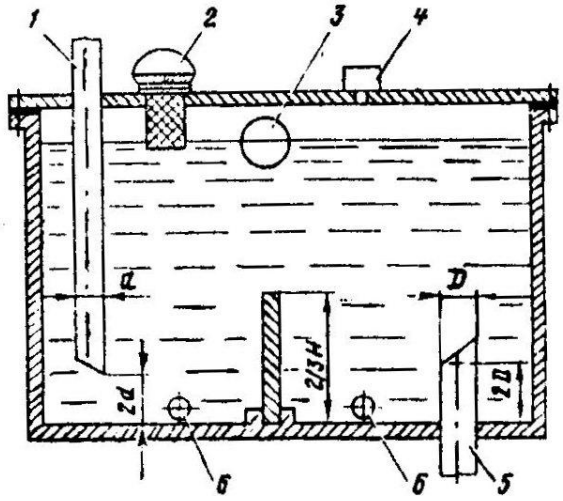


Рис. 3.4. Схема гидробака:
1 – сливной трубопровод; 2 – заливная горловина;3 – указатель уровня рабочей жидкости;4 – сапун; 5 – всасывающий трубопровод;
6 – сливные пробки

Концы трубопроводов должны быть достаточно глубоко погружены в масло. Расстояние от днища бака до нижнего среза труб выбирается не менее двух диаметров трубопроводов. Минимальный уровень жидкости должен быть выше всасывающего трубопровода более чем на 50 мм. Расположение и конструкция бака должны обеспечивать удобный контроль уровня, заправку и слив рабочей жидкости. Указатель уровня выполняется в виде прозрачного окна или мерной линейки.

Заливная горловина снабжается медной проволочной сеткой, предназначенной для исключения загрязнения бака в процессе заливки масла. Бак должен иметь люки для его периодической очистки и промывки, а также дренажное устройство (сапун) для сообщения бака с атмосферой. Дренажное устройство размещается в верхней части бака. Для устранения попадания в бак пыли вместе с воздухом, поступающим в него при уменьшении уровня жидкости, дренажное устройство снабжается воздушным фильтром.

Сливные пробки должны размещаться таким образом, чтобы при замене масла обеспечивалось полное опорожнение бака. В стенку бака рекомендуется ввинчивать магнитную пробку для улавливания металлических частиц, которые попадают в масло вследствие износа стальных деталей гидроагрегатов. Внутренняя поверхность бака грунтуется и окрашивается в два слоя маслостойкой краской. В маслобаках гидроприводов, работающих при отрицательных температурах окружающей среды, нередко предусматриваются электроподогреватели для предварительного подогрева масла перед включением привода в работу, а также датчик дистанционного термометра.

Имеются гидроприводы, в которых маслобак снабжен воздушным компенсатором с диафрагмой 8 (рис. 3.5). Внутренняя полость бака изолируется от атмосферы закрытием специального крана, когда расход жидкости из бака примерно равен расходу жидкости, поступающей в бак. Такой случай может быть, например, при циркуляции жидкости в гидросистеме по схеме: бак – гидронасос – гидромо-

тор – бак. Объем масла в баке при этом будет изменяться в основном только за счет температурного расширения масла, что компенсируется деформацией диафрагмы воздушного компенсатора.

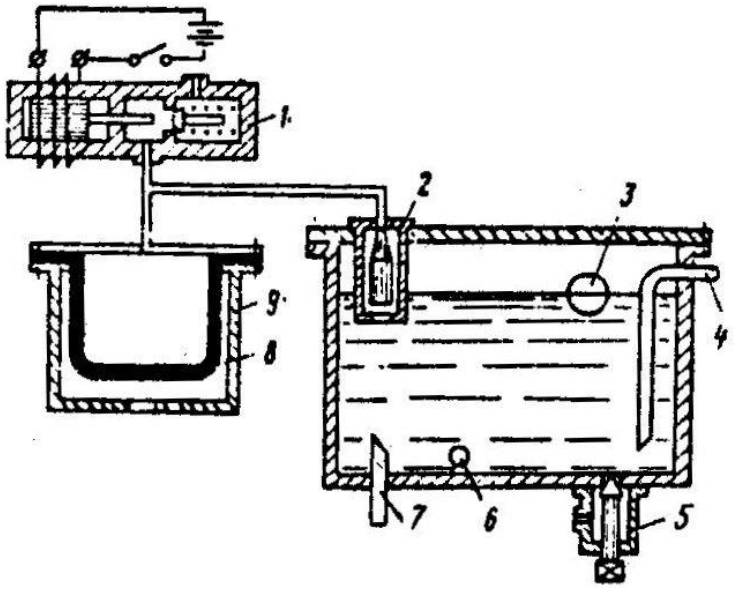


Рис. 3.5. Схема гидробака с воздушным конденсатором:
1 – воздушный клапан с электромагнитным управлением;
2 – сапун; 3 – указатель уровня;4 – сливной трубопровод;
5 – заправочно-сливной кран; 6 – сливная пробка;
7 – всасывающий трубопровод; 8 – диафрагма компенсатора;
9 – воздушный компенсатор

Если расход жидкости из бака больше расхода жидкости, поступающей в бак (или наоборот), изменение объема масла в баке не может быть компенсировано деформацией диафрагмы. В этом случае бак сообщается с атмосферой через поплавок сапуна 2 и открытый электромагнитом специальный кран. При нормальном уровне жидкости в баке поплавок сапуна отделяет полость бака от полости компенсатора, что предотвращает возможность попадания масла в компенсатор при движении машины.

Трубопроводы, присоединительная арматура

В качестве трубопроводов гидросистем чаще всего применяют бесшовные трубы и гибкие шланги. Стальные бесшовные трубы для

давлений до 320 кгс/см^2 изготавливаются в основном из стали Ст20. Для тонкостенных труб ($D/\delta \geq 16$) напряжение (в кгс/см^2) может быть посчитано по формуле

$$\sigma = \frac{pD}{2\delta} \leq \sigma_{\text{р}}, \qquad (3.2)$$

где p – максимальное давление жидкости, кгс/см^2;

D и δ – наружный диаметр и толщина стенки трубы, см;

$\sigma_{\text{р}}$ – допускаемое напряжение для материала трубы.

Напряжение $\sigma_{\text{р}}$ в зависимости от условий работы привода должно быть в 2,5…6 раз меньше временного сопротивления материала трубы (для стали марки Ст20 $\sigma_{\text{р}} = 4100$ кгс/см^2).

Для толстостенных труб ($D/\delta \leq 16$) напряжение определяется по формуле

$$\sigma = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} p \leq \sigma_{\text{р}}, \qquad (3.3)$$

где d – внутренний диаметр трубы, см.

Для трубопроводов, имеющих упругую заделку, напряжение можно вычислить по формуле

$$\sigma = 1{,}8\frac{pD}{2\delta} \leq \sigma_{\text{р}}. \qquad (3.4)$$

При искажении цилиндрической формы сечения трубы допустимое напряжение рекомендуется понижать на 25%. Для этого случая

$$\sigma = \frac{pD}{1{,}5\delta} \leq \sigma_{\text{р}}. \qquad (3.5)$$

Гибкие шланги применяются при соединении трубопроводов, закрепленных на взаимно перемещающихся частях машины (например, на раме тягача и раме полуприцепа). Основой гибких шлангов чаще всего является натуральная или синтетическая резина. Эластичная трубка шлангов обычно упрочняется внешней хлоп-

чатобумажной или металлической оплеткой, а в ряде случаев внутренними хлопчатобумажными и металлическими каркасами. В зависимости от типа оплетки и каркаса шланги рассчитаны на рабочее давление от 25 до 280 кгс/см^2. Обычные размеры внутренних диаметров шлангов от 3 до 50 мм, длина отрезков шлангов – до 60 см. Ответственными элементами гидросистем являются соединения трубопроводов.

Трубопроводы с внутренним диаметром свыше 40 мм обычно соединяются с помощью фланцев, уплотняемых мягкими медными или алюминиевыми кольцами (прокладками), которые предварительно подвергаются отжигу. Фланцевые соединения успешно работают при давлении до 300…400 кгс/см^2. Для труб небольших диаметров (до 30…35 мм) и давлений 200…300 кгс/см^2 широко применяются соединения с развальцовкой трубы. Для более высоких давлений (300…400 кгс/см^2) рекомендуется шаровое соединение, не требующее применения прокладок, позволяющее осуществлять частую разборку и сборку соединения и несложное по конструкции. Применяются также соединения трубопроводов, уплотняемые с помощью линз и прокладок прямоугольного сечения, изготавливаемых из отожженной меди.

Гидравлический расчет трубопровода включает в себя определение внутреннего диаметра и потери давления при заданной длине трубопровода. Внутренний диаметр трубопровода d может быть определен из уравнения расхода жидкости

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v_{ж}, \qquad (3.6)$$

где $v_{ж}$ – допустимая скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с.

Отсюда (в см)

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{ж}}}. \qquad (3.7)$$

Скорость течения жидкости выбирается в зависимости от длины трубопровода и давления. Для коротких трубопроводов (при $l/d < 100$, где l – длина трубопровода; d – его диаметр) в станкостроении скорость жидкости (в м/с) выбирается в следующих пределах:

- для всасывающих трубопроводов открытых систем – от 0,5 до 1,5;
- для сливных трубопроводов открытых систем – 2;
- для напорных трубопроводов – от 3 до 5.

Указанные данные для длинных трубопроводов (при $l/d > 100$) уменьшаются на 30…50%.

В общем случае скорость жидкости выбирается такой, чтобы потери давления в трубопроводе не превышали 5…6% рабочего давления.

Рекомендуется выбирать следующие значения скорости жидкости (в м/с):

для всасывающих трубопроводов – до 1,2;

для напорных трубопроводов при давлении (в кгс/см^2):

- до 25 кгс/см^2 – до 3;
- до 50 кгс/см^2 – до 4;
- до 100 кгс/см^2 – до 5;
- до 150 кгс/см^2 – более 5;

для сливных трубопроводов – 2.

Течение жидкости в трубопроводе сопровождается потерями давления. Разность давлений p_1 на входе и p_2 на выходе трубопровода составляет потери давления $\Delta p = p_1 - p_2$ из-за гидравлического сопротивления трубы.

Для установившегося движения жидкости в трубопроводе постоянного диаметра потеря давления Δp (в кгс/см^2) определяется по формуле

$$\Delta p = \lambda\rho\frac{l v_{ж}^2}{2dg}, \qquad (3.8)$$

где λ – коэффициент потерь в трубопроводе, зависящий от режима движения жидкости (число Рейнольдса Re);

ρ – плотность жидкости, кг/см^3;

l – длина трубопровода, см;

$v_{ж}$ – скорость жидкости, см/с;

d – диаметр трубопровода, см;

g – ускорение свободного падения, см/с^2.

С учетом возможного искажения сечения трубы, а также охлаждения слоев жидкости, находящихся у ее стенок, коэффициент λ при практических расчетах для ламинарного потока (Re<2300) принимают

$$\lambda = 75/\mathrm{Re}, \qquad (3.9)$$

где $\mathrm{Re} = v_{ж}d/\upsilon_{к}$. Здесь $\upsilon_{к}$ – кинетический коэффициент вязкости, см^2/с.

Тогда с учетом расхода жидкости выражение (3.8) примет вид

$$\Delta p = \frac{150\rho\upsilon_{к}l}{\pi d^4}Q. \qquad (3.10)$$

При турбулентном потоке ($\mathrm{Re} \geq 2300$) коэффициент потерь

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}. \qquad (3.11)$$

Потери давления в местных сопротивлениях (тройниках, поворотных угольниках, внезапных сужениях или расширениях) подсчитываются по формуле

$$\Delta p = \xi\frac{v_{ж}^2}{2g}\rho, \qquad (3.12)$$

где ξ – коэффициент потерь, зависящий от вида сопротивления и определяемый опытным путем.

При гидравлическом расчете трубопровода обычно местные сопротивления заменяют дополнительными длинами гидравлических труб, эквивалентными местным сопротивлениям по потере давления. Длину эквивалентного трубопровода $l_э$ находят из выражения

$$\xi\rho\frac{v_ж^2}{2g} = \lambda\frac{l_э}{d}\frac{v_ж^2}{2g}\rho\,, \quad (3.13)$$

откуда

$$l_э = \xi d/\lambda\,. \quad (3.14)$$

Для ламинарного потока, когда $\lambda = 75/\mathrm{Re}$, получим

$$l_э = \xi\frac{d\,\mathrm{Re}}{75} = \xi\frac{Q}{18{,}7\pi v_ж}\,. \quad (3.15)$$

Коэффициент потерь ξ в зависимости от вида местного сопротивления

1) внезапное расширение от сечения f к сечению F …. $(1-f/F)^2$

2) внезапное сужение от сечения F к сечению f …… $0{,}5(1-f/F)^2$

3) поворот:

а) закругление при $d/r = 0{,}4-1$ (d – диаметр; r – радиус закругления; ϕ – угол поворота):

$\phi = 90^\circ$ ……0,14…0,3;

$\phi = 90^\circ$ …… $\frac{\phi}{90}(0{,}1...0{,}5)$;

б) прямое колено ……1…1,5

4) при турбулентном потоке

$$l_э = 1350K_э d\,\mathrm{Re}^{0{,}048}\,.$$

Значения коэффициента $K_э$ в зависимости от вида местного сопротивления

Прямое колено ……0,0334
Золотник диаметром 20 мм ……..0,034
3-ходовой кран с проходом жидкости под углом 90º…....0,0064
Обратный клапан без поворота потока ……0,0504
То же, с поворотом потока на 90º ……0,141
Дроссель полностью открыт ……0,005
Дроссель перекрыт на 1/4 ……0,0313
Дроссель перекрыт на 1/2 ……0,151
Тройник, вход прямо и сбоку ……0,017
Тройник, вход сбоку, вход прямо ……0,064
Расширение 1:4 ……0,023
Расширение 1:2 ……0,017
Сужение 4:1 ……...0,125
Сужение 2:1 ……0,062

Самым распространенным материалом для изготовления уплотнений вследствие высокой эластичности, амортизационной способности, стойкости к воздействию уплотняемых сред является резина. Высокая температура, особенно при длительном воздействии, ухудшает показатели удлинения, эластичности, твердости резины. Низкая температура, наоборот, временно, но значительно снижает восстанавливаемость форм резины и ее упругость, сопровождающиеся увеличением твердости. В расчеты резиновых уплотнений входит коэффициент восстанавливаемости резины K_1 и коэффициент остаточной эластичности в заданное время эксплуатации K_2, величины которых даже для одной и той же марки резины зависят от исходного сырья и технологии изготовления уплотнения.

Поэтому был разработан и внедрен способ определения остаточной деформации материала уплотнений, находящихся непосредственно в уплотняемом соединении. Этот способ состоит в

следующем. Испытуемый образец (резиновая прокладка) 1 (рис. 3.6) помещают между двумя пластинами 4, в одну из которых вмонтирована оптическая призма 2, и сжимают его с помощью болтов 3.

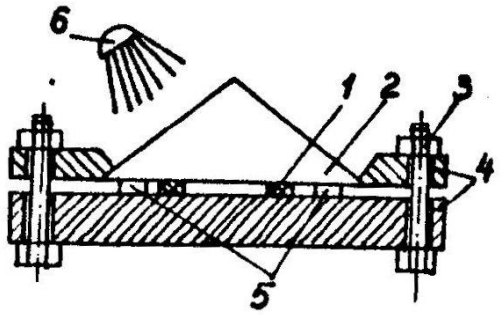


Рис. 3.6. Стенд для определения остаточной восстанавливаемости резиновых уплотнений:
1 – испытуемый образец;2 – оптическая призма;
3 – болты;4 – пластины;5 – ограничители; 6 – источник света

Степень деформации образца задается с помощью ограничителей 5. Собранное приспособление помещают в термокамеру, и после выдержки при постоянной температуре в течение определенного времени (10…30 мин. в зависимости от материала), необходимого для установления в образце равновесной температуры,устройство с образцом охлаждают. В процессе охлаждения через боковую грань призмы под углом, меньшим, чем угол полного внутреннего отражения, наблюдают за пятном контакта (эффект захода полуволны), подсвечивая его источником света 6. За счет разности коэффициентов теплового расширения (усадки) испытуемого образца и ограничителя между ними образуется зазор. При этом, как только величина зазора станет больше половины длины волны источника света, пятно фактического контакта образца и поверхности призмы исчезает. В этот момент фиксируется температура (момент исчезновения пятна контакта определяют визуально). Для устранения влияния адгезии на результат испытания на контактирующую поверхность призмы наносят тонкий слой полиметилсилок-

сановой жидкости ГКЖ-94. Величину коэффициента восстанавливаемости образца (детали) рассчитывают по формуле

$$K_1 = \frac{h_2 - h_1}{h_0 - h_1}, \tag{3.16}$$

где h_0 – первоначальная высота образца;

h_1 – высота сжатого образца, равная высоте ограничителя;

h_2 – высота освобожденного от нагрузки образца при испытуемой температуре $T_{\text{исп}}$;

$$h_2 = h_1[1 + \alpha(T_{\text{исп}} - T_{\text{ик}})], \tag{3.17}$$

где α – коэффициент линейного расширения испытуемого материала;

$T_{\text{ик}}$ – температура образца в момент исчезновения пятна контакта;

$T_{\text{исп}}$ – температура, при которой определяется восстанавливаемость образца.

Подставив выражение (3.17) в формулу (3.16), после некоторого преобразования получим

$$K_1 = \frac{\alpha(T_{\text{исп}} - T_{\text{ик}})}{\frac{h_0}{h_1} - 1} = \frac{\alpha \Delta T \varepsilon'}{1 - \varepsilon'}, \tag{3.18}$$

где $\varepsilon' = \frac{h_1}{h_0}$ – относительная деформация образца перед испытанием;

$$\Delta T = (T_{\text{исп}} - T_{\text{ик}}). \tag{3.19}$$

Ошибка при изменении температуры на 1ºС обуславливает погрешность в определении величины коэффициента восстанавливаемости образца порядка $1 \cdot 10^{-4}$. Степень сжатия резиновых прокладок ε определяется из соотношения

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0}. \tag{3.20}$$

Для устранения утечек среды уплотнительными резиновыми прокладками сжимающее усилие должно превышать давление уплотняемой среды.

В зависимости от характера работы резиновые прокладки могут быть расположены между плоскопараллельными фланцами или в канавках фланцев.

Прокладка, расположенная между плоскопараллельными фланцами, показана на рис. 3.7. В этом случае герметичность обеспечивается за счет создания нормального давления, которое зависит от модуля упругости резины, степени сжатия прокладки и ее конструкции. Давление разгерметизации $P_к$ равно

$$P_к = \frac{2f_{тр}E_{уп} \cdot b(d+b)\varepsilon}{\alpha h(1-\varepsilon)^2} K_с, \qquad (3.21)$$

где b, h, d – соответственно ширина, высота (толщина) и внутренний диаметр прокладки;

$f_{тр}$ – коэффициент трения, величина которого для резины и сухих опорных поверхностей принимается равной 0,45;

$E_{уп}$ – модуль упругости прокладки, величина которого связана с модулем упругости $E_{ст}$ следующей зависимостью

$$E_{уп} = E_{ст}(1+\beta_{тр}\ \Phi), \qquad (3.22)$$

где $\beta_{тр}$ – коэффициент, учитывающий трение;

$$\beta_{тр} = 2f_{тр}; \qquad (3.23)$$

Φ – коэффициент формы, который определяется как отношение величины нагруженной поверхности прокладки к свободной.

Для кольцевых прокладок прямоугольного сечения величина Φ равна

$$\Phi = b/2h; \qquad (3.24)$$

$K_с$ – суммарный коэффициент эластичности резины, определяемый как

$$K_c = K_1 K_2 K_3, \quad (3.25)$$

где K_1 – коэффициент восстанавливаемости резины при заданной температуре ($0<K_1<1$),величина которого определяется по формуле (3.18);

K_2 – коэффициент остаточной эластичности в заданное время эксплуатации ($0<K_2<1$),величина которого определяется как

$$K_2 = \frac{\varepsilon_{ост}}{\varepsilon} \quad (3.26)$$

или

$$K_2 = (h_0 - h_2)/(h_0 - h_1), \quad (3.27)$$

где $\varepsilon_{ост}$ – остаточная деформация прокладки

$$\varepsilon_{ост} = (h_0 - h_2)/h_0 . \quad (3.28)$$

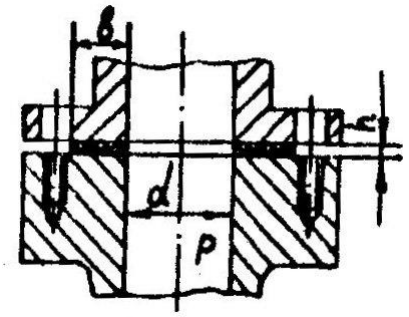


Рис. 3.7. Резиновая прокладка, установленная между плоскопараллельными фланцами

Необходимым и достаточным условием работоспособности прокладки в неподвижном разъемном соединении гидроцилиндра является выполнение неравенства

$$p_к > p, \quad (3.29)$$

где p – давление уплотняемой среды.

При невыполнении неравенства прокладку располагают в канавке фланца.

Резиновая прокладка, установленная между фланцами с шипом и пазом, показана на рис. 3.8.

В данном случае процесс работы прокладки может быть разбит на два этапа. На первом этапе прокладка работает до потери устойчивости аналогично прокладкам в плоскопараллельных фланцах. На втором этапе, после потери устойчивости, прокладка, преодолевая силы трения на опорных поверхностях фланцев, перемещается в направлении действия давления до соприкосновения с ограничивающей стенкой. В этом случае расчетная формула может быть записана в виде

$$Q_{\text{р}} = Q_0 + C_{\text{пер}}\left(p - p_{\text{упр}}\right), \qquad (3.30)$$

где $Q_{\text{р}}$ – контактное давление прокладки при давлении уплотняемой среды;

$Q_{\text{р}}$ – контактное давление прокладки при давлении $p = 0$;

$p_{\text{упр}}$ – давление упругого противодействия прокладки радиальному смещению;

$C_{\text{пер}}$ – коэффициент передачи давления, зависящий от свойств материала ($0 < C_{\text{пер}} < 1$); для резин с твердостью по Шору от 30 до 60 ед. коэффициент $C_{\text{пер}}$ принимается равным 1.

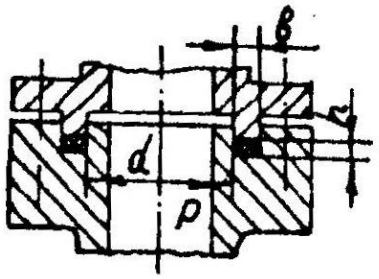


Рис. 3.8. Резиновая прокладка, установленная между фланцами с шипом и пазом

Используя результаты экспериментальных исследований, уравнение (3.30) приводится к виду

$$Q_{\text{р}} = \frac{E_{\text{уп}} \cdot \varepsilon}{1-\varepsilon}(1-1{,}1\rho_{\text{з}})K_1K_2 + C_{\text{пер}} \cdot \left(p - 0{,}36E_{\text{уп}} \cdot \rho_{\text{з}}K_3\right), \quad (3.31)$$

где $\rho_{\text{з}}$ – коэффициент зазора, величина которого определяется как $\rho_{\text{з}} = V_{\text{к}}/V_{\text{пр}}$, $V_{\text{к}}$ – величина свободного объема между прокладкой в сжатом состоянии и стенкой канавки со стороны, противоположной действию давления уплотняемой среды;

$V_{\text{пр}}$ – объем прокладки.

Новые синтетические материалы для прокладок (фторопласт, капрон, полиэтилен, полиамидные смолы и др.), обеспечивающие по сравнению с резиной повышенную долговечность уплотнительных прокладок и меньшую чувствительность к колебаниям температуры, применяются наряду с резиной в качестве материала для уплотнений.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

Повышение производительности агрегатов технологического оборудования требует сокращения времени рабочих операций, выполняемых гидроприводом, поэтому гидропривод должен максимально повысить скорость движения исполнительных механизмов (гидромоторов или гидроцилиндров) при одновременном ограничении допустимых ускорений (перегрузок), действующих на груз в процессе рабочих операций. Однако эта задача является противоречивой, так как повышение скорости движения создает ухудшение условий для обеспечения плавного подъема или перемещения груза. При обосновании оптимального значения скорости движения груза необходимо учитывать характер динамических процессов гидропривода, поскольку ускорения при неустановившемся движении зависят от установившихся скоростей. Следовательно, уже на стадии проектирования важно определить параметры переходных про-