Ф.Ф. Тягунов

НАПОРНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КЛАПАНЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Москва - 2004

Тягунов Ф.Ф. Напорные гидравлические клапаны непрямого действия. - М., 2004.

В книге изложена общая теория напорных гидравлических клапанов непрямого действия; приведен сравнительный анализ их конструктивных схем с использованием передаточной функции клапана; показано влияние конструктивных параметров клапанов на их статические, динамические характеристики, устойчивость работы, герметичность и долговечность; приведена структурная динамическая схема клапана, позволяющая исследовать его характеристики с использованием аппарата теории автоматического регулирования и управления; представлена методика и пример расчета конструктивных, статических, динамических характеристик и устойчивости работы клапана на заданные физические параметры гидросистемы; приведена схема для стендовых испытаний клапана.

Для научных работников, инженерно-технических работников, занимающихся разработкой, производством и эксплуатацией объемных гидроприводов, а также для аспирантов, преподавателей и студентов машиностроительных специальностей.

Рецензент: **Ю.М. Орлов**, профессор, доктор технических наук

Предисловие

Напорные гидравлические клапаны непрямого действия, благодаря своему важному достоинству – высокой степени пологости статической расходо-напорной характеристики, – получили широкое распространение в объемных гидроприводах различного назначения, как правило, большой мощности в качестве предохранительных, переливных, подпорных гидроустройств, обеспечивающих соответственно решение задач защиты от перегрузки гидролинии, поддержания заданного давления в напорной гидролинии и создания гидравлического подпора в отводящей линии гидродвигателя для противодействия отрицательным (тянущим) нагрузкам на его выходное звено.

Хотя применение этих клапанов известно давно, их проектирование и функциональное применение по-прежнему остается на уровне искусства. Это объясняется большой сложностью внутренних взаимосвязей элементов клапана, возникающих при его работе, что затрудняет понимание его динамических характеристик в переходных режимах работы и порождает разработку всё новых конструктивных схем на основе того или иного толкования экспериментов с макетами клапанов. При этом методики расчета конструктивных, статических и динамических характеристик, а также условий устойчивости носят, как правило, полуэмпирический и индивидуализированный характер, рассчитанный на создание очередной уникальной конструкции.

Подобная практика затрудняет выбор из большого разнообразия конструктивных схем клапанов непрямого действия наиболее работоспособных и адекватных данным условиям применения, а при проектировочном расчете не дает возможности обоснованно подойти к расчету их основных конструктивных параметров и, тем более, к попытке обоснованного выбора типовой конструктивной схемы для унифицированного ряда клапанов, охватывающих определенный диапазон величин рабочих давлений и потоков рабочей жидкости, или к попытке их оптимизации по тому или иному критерию качества (например, минимизации динамических нагрузок, передаваемых на выходное звено гидродвигателя, минимизации веса и габаритов клапана, минимизации наклона расходо-напорной характеристики клапана и т.п.).

В данной книге сделана попытка восполнить указанный пробел и на основе строгого математического анализа, включающего вывод передаточной функции, дать обобщенную для разных конструктивных схем инженерную методику расчета конструктивных, статических и динамических характеристик напорных клапанов непрямого действия, а также выполнения условий устойчивости их работы.

Специальные вопросы классификации, герметичности, долговечности и т.п., достаточно подробно отраженные во многих опубликованных работах, рассмотрены в данной книге лишь в той мере, в какой они способствуют раскрытию и обоснованию излагаемой теории, но, в то же время, достаточной, чтобы составить общее представление об их сущности.

1. Классификация клапанов непрямого действия

Напорные гидравлические клапаны непрямого действия представляют собой в общем случае параллельное (по потоку) соединение двух функционально связанных с помощью управляющего дросселя запорно-регулирующих элементов (ЗРЭ): вспомогательного (малого потока) и основного (большого потока). Давление срабатывания клапана (рис.1) определяется начальным поджатием "сильной" пружины 6 его вспомогательного ЗРЭ (поз. 5). Возникающий после открытия вспомогательного ЗРЭ поток рабочей жидкости $Q_{др}$ создает перепад давления на управляющем дросселе 3. При этом равновесие основного ЗРЭ (поз. 1) нарушается и он, преодолевая усилие предварительного поджатия относительно "слабой" пружины 4, открывает проход основного потока рабочей жидкости $Q_з$ из подводящей в отводящую гидролинии клапана.

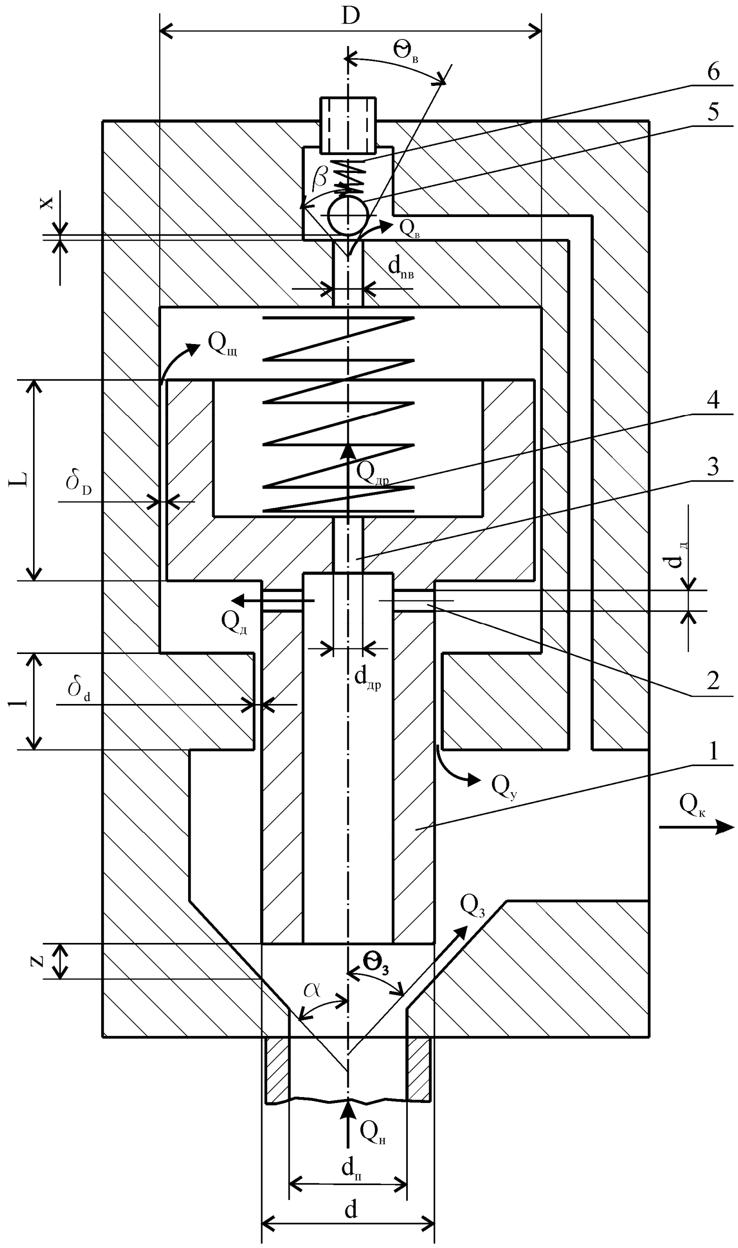


Рис. 1. Клапан непрямого действия с седельчатыми ЗРЭ:

1 – основной ЗРЭ; 2 – демпфер основного ЗРЭ; 3 – управляющий дроссель; 4 – пружина основного ЗРЭ; 5 – вспомогательный ЗРЭ; 6 – пружина вспомогательного ЗРЭ

В настоящее время известно большое количество конструктивных схем напорных клапанов непрямого действия, различающихся особенностями проектирования, изготовления и эксплуатации.

Из технической литературы известны работы, в той или иной мере затрагивающие вопросы классификации этих клапанов [2, 5, 14, 18].

В данной работе сравнительный анализ конструктивных схем напорных клапанов непрямого действия проводится по следующим отличительным признакам:

- по типу вспомогательного ЗРЭ и основного ЗРЭ;
- по количеству плунжеров основного ЗРЭ;
- по направлению подвода рабочей жидкости к основному ЗРЭ;
- по способу передачи давления на вспомогательный ЗРЭ;
- по типу управляющего дросселя;
- по числу ступеней дросселирования потока рабочей жидкости, проходящего через основной ЗРЭ и вспомогательный ЗРЭ.

По типу запорно-регулирующих элементов различаются клапаны с седельчатыми (например, рис. 1) и золотниковыми (например, рис. 2 [25]) вспомогательными ЗРЭ и (или) основными ЗРЭ. Золотниковые ЗРЭ

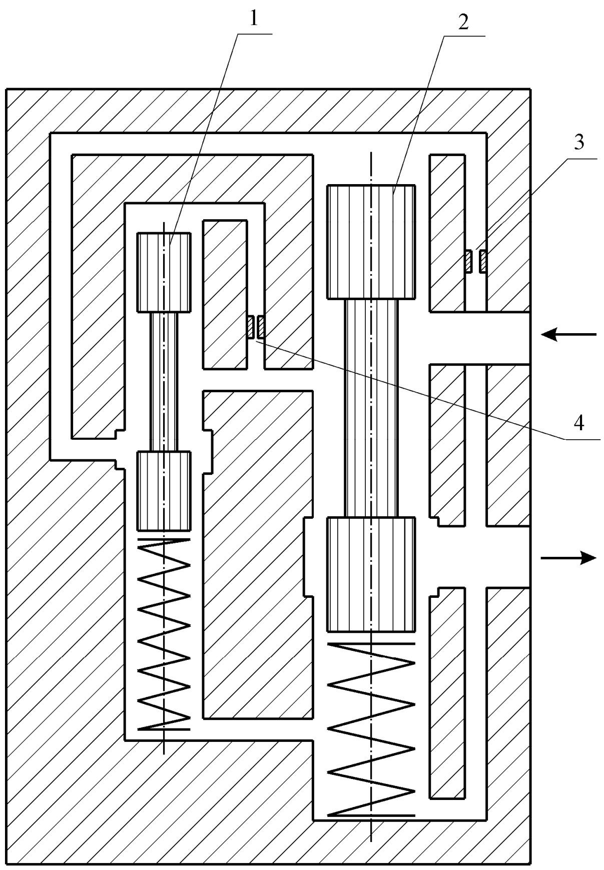


Рис. 2. Клапан непрямого действия с золотниковыми ЗРЭ:
1 – вспомогательный ЗРЭ; 2 – основной ЗРЭ; 3 – управляющий дроссель; 4 – демпфер вспомогательного ЗРЭ

технологичнее, однако седельчатые обеспечивают лучшую герметичность клапана.

По количеству плунжеров основного ЗРЭ различаются напорные клапаны непрямого действия с одноплунжерным (например, рис. 3) и двухплунжерным (например, рис. 1) основным ЗРЭ. Одноплунжерная конструкция технологичнее, имеет меньший вес и габариты. Однако двухплунжерная конструкция (иногда ее называют «грибковой») позволяет автономно использовать кольцевую площадь большого плунжера для формирования подъемной силы основного ЗРЭ, т.е. подводить рабочую жидкость к этому запорно-регулирующему элементу, как в прямом, так и в обратном направлениях, что расширяет функциональные возможности клапана, например, дает возможность получить компактную конструкцию двустороннего напорного клапана непрямого действия (рис. 4) [22].

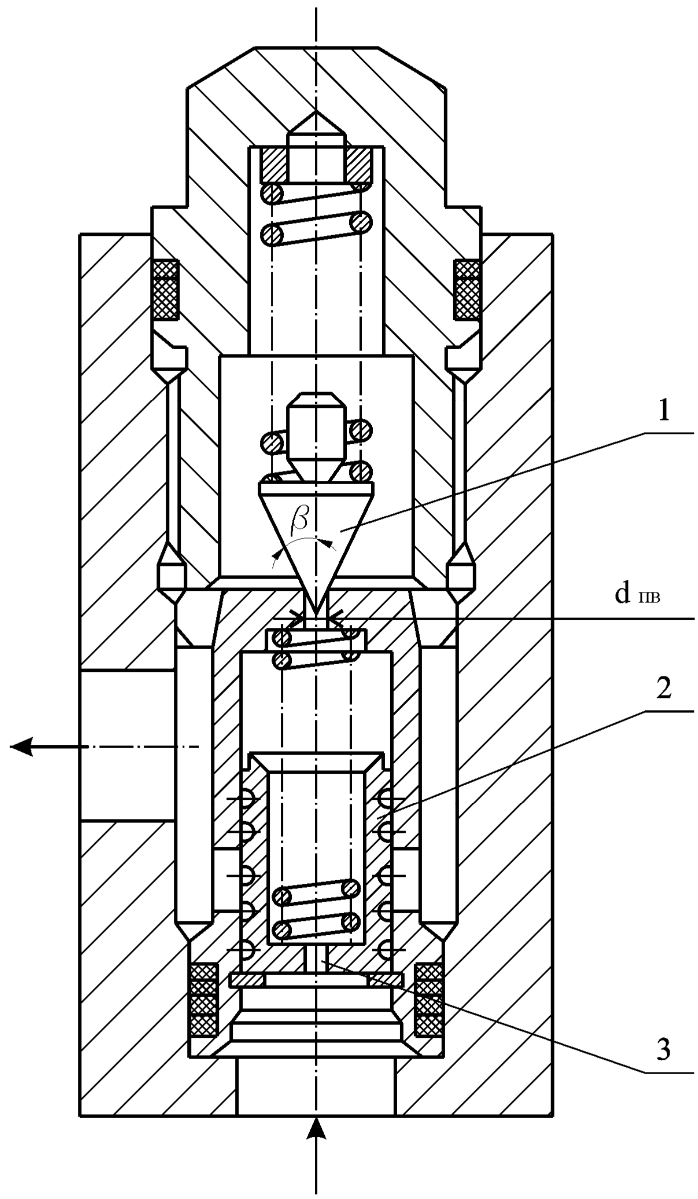


Рис. 3. Клапан непрямого действия с одноплунжерным основным ЗРЭ:
1 – вспомогательный ЗРЭ; 2 – основной ЗРЭ; 3 – управляющий дроссель

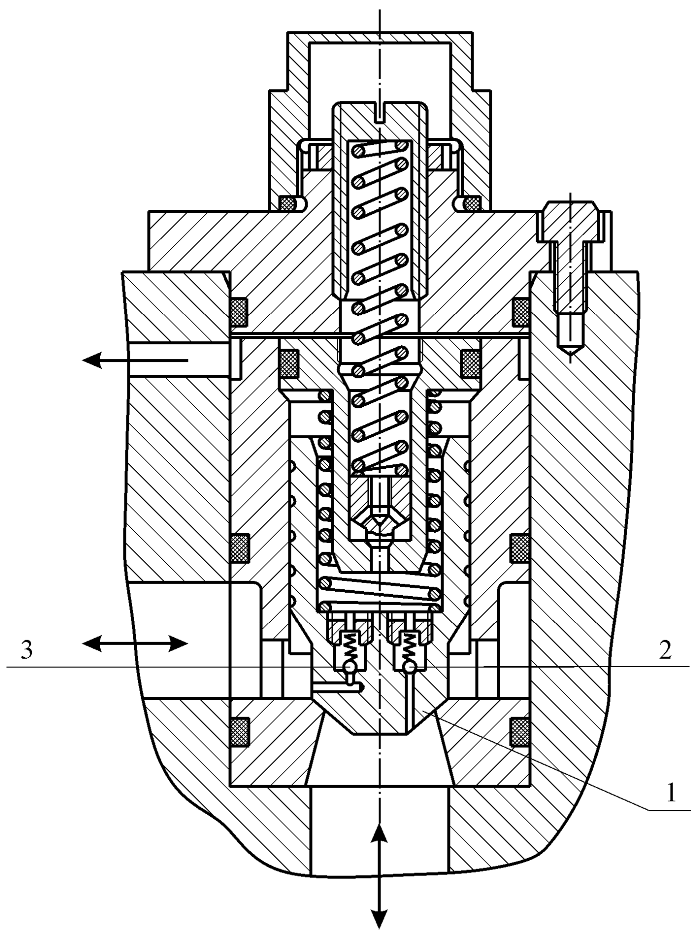


Рис. 4. Двусторонний клапан непрямого действия:
1 – основной ЗРЭ; 2, 3 – обратные клапаны

По направлению подвода рабочей жидкости к основному ЗРЭ различают напорные клапаны непрямого действия с аксиальным (со стороны торца) (например, рис. 1, 3) и радиальным (по радиусу к плунжеру запорно-регулирующего элемента) (например, рис. 2, 5, 6) подводом рабочей жидкости. Первые еще называют прямопоточными, а вторые – обратнопоточными клапанами непрямого действия.

Аксиальный подвод является основным при одноплунжерной конструкции основного запорно-регулирующего элемента. При двухплунжерной конструкции основного запорно-регулирующего элемента аксиальный подвод позволяет использовать всю торцевую площадь большого плунжера для формирования подъемной силы этого элемента, т.е. при прочих равных условиях позволяет получить более пологую (по сравнению с радиальным подводом) расходо-напорную характеристику клапана. Однако при радиальном подводе в увеличении подъема основного ЗРЭ (в его проходном сечении) участвует бóльшая эффективная площадь, на которой формируется подъемная сила основного ЗРЭ, что позволяет иметь более близкие между собой динамические характеристики клапана в заданном диапазоне величин потоков рабочей жидкости. Выбор конструкции клапана по этому признаку зависит от выбора количества плунжеров основного ЗРЭ и поэтому оба признака надо рассматривать одновременно.

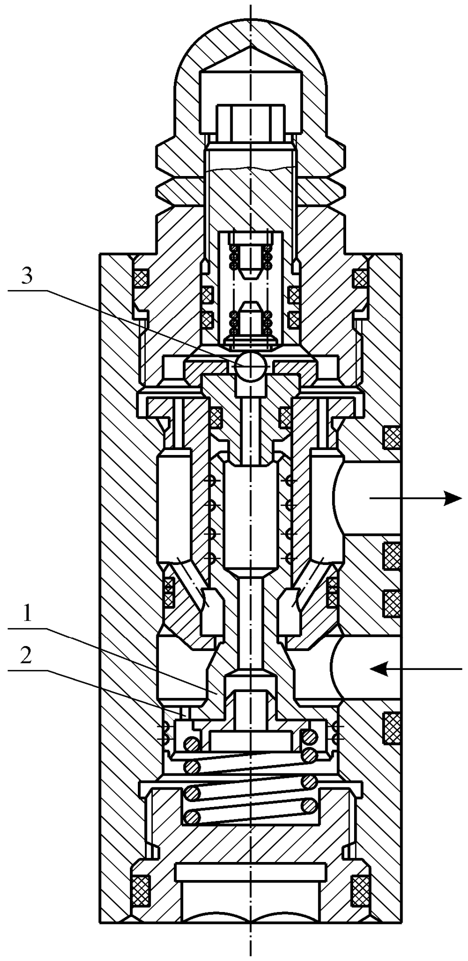


Рис. 5. Клапан непрямого действия с радиальным подводом рабочей жидкости к основному ЗРЭ: 1 – основной ЗРЭ; 2 – управляющий дроссель; 3 – вспомогательный ЗРЭ

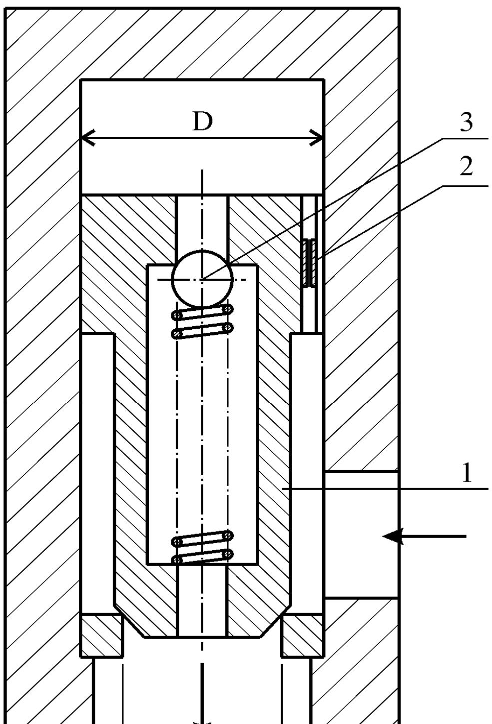


Рис. 6. Клапан непрямого действия с радиальным подводом рабочей жидкости к основному ЗРЭ: 1 – основной ЗРЭ; 2 – управляющий дроссель; 3 – вспомогательный ЗРЭ

По способу передачи давления на вспомогательный ЗРЭ из напорной полости клапана различают клапаны непрямого действия с передачей давления непосредственно через столб рабочей жидкости (например, рис. 1 - 6) и с передачей давления одновременно через столб рабочей жидкости и механическое звено – индикаторный стержень (толкатель) (рис.7) [12]. Первый способ позволяет иметь более технологичную конструкцию клапана. Однако

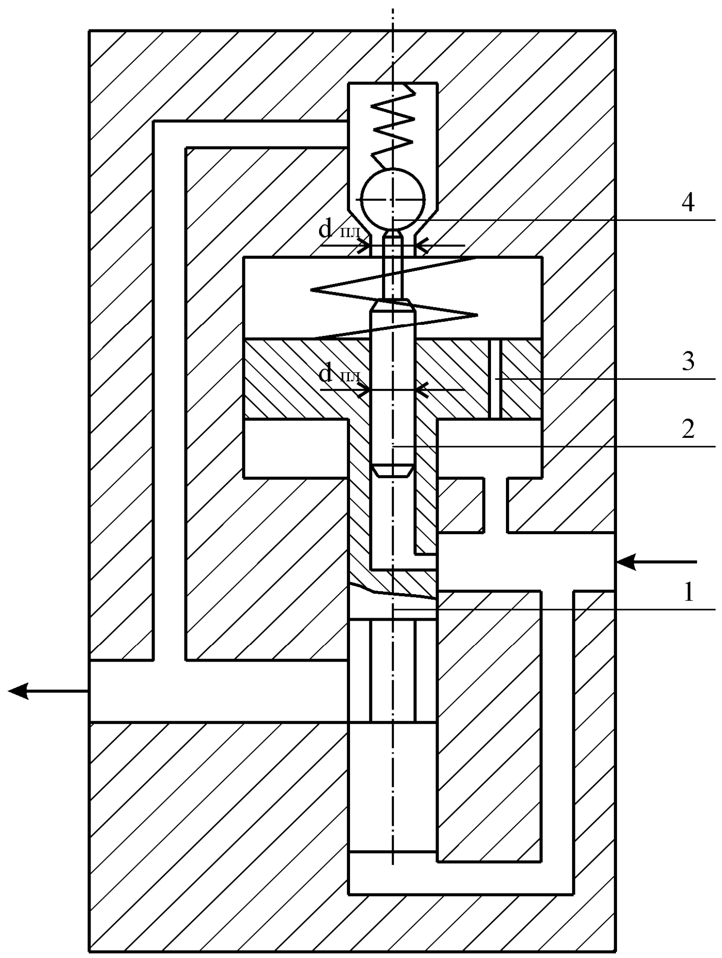
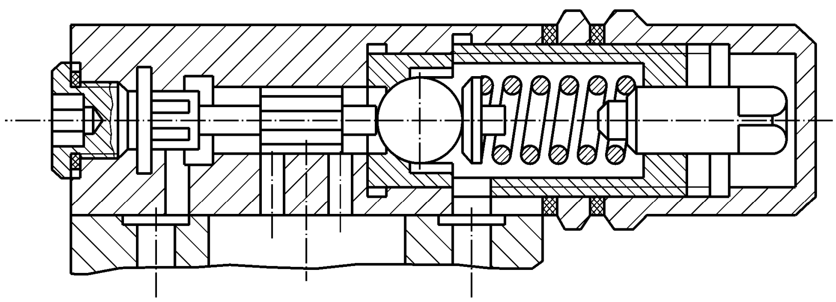


Рис. 7. Клапан непрямого действия с индикаторным стержнем (толкателем):
1 – основной ЗРЭ; 2 – индикаторный стержень (толкатель); 3 - управляющий дроссель; 4 – вспомогательный ЗРЭ

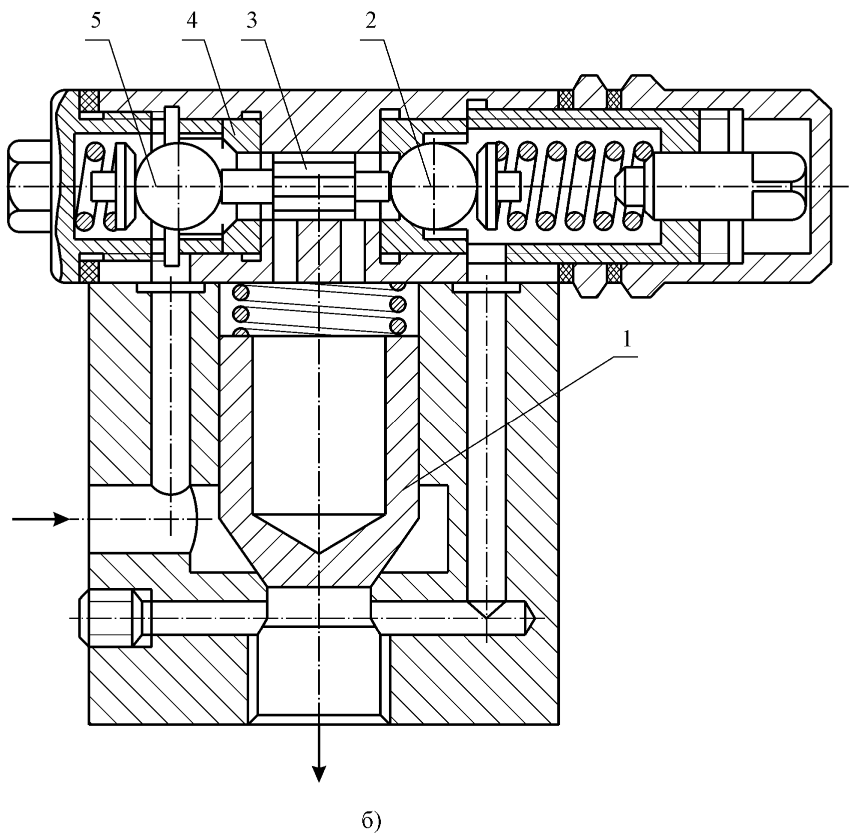
при втором способе увеличиваются (при прочих равных условиях) скорость передачи и подъемная сила вспомогательного запорно-регулирующего элемента. Используя этот эффект, можно уменьшить до требуемой величины эффективную площадь основного ЗРЭ (а, следовательно, габариты и вес клапана) путем подбора необходимой торцевой площади толкателя, что особенно важно при радиальном подводе рабочей жидкости к основному ЗРЭ (где в основном и применяется толкатель). Применение того или иного способа передачи давления на вспомогательный ЗРЭ в известной мере зависит от направления подвода рабочей жидкости к основному ЗРЭ и поэтому должен быть рассмотрен заодно с ним.

По типу управляющего дросселя различают напорные клапаны непрямого действия с нерегулируемым и регулируемым управляющим дросселем.

При нерегулируемом дросселе конструкция клапана является простой и технологичной (рис. 1 - 7). Однако при регулируемом (автоматическом) дросселе (рис.8) [18] улучшается быстродействие клапана за счет более быстрого формирования подъемной силы основного запорно-регулирующего элемента, что особенно важно при малой эффективной площади основного запорно-регулирующего элемента. Применение того или иного типа дросселя зависит в определенной степени от способа передачи давления на вспомогательный элемент и от направления подвода рабочей жидкости к основному элементу, поэтому анализ конструкций клапанов по этому признаку целесообразно проводить одновременно с анализом по указанным признакам.



а)



б)

Рис. 8. Клапан непрямого действия с регулируемым (“автоматическим”) управляющим дросселем:
а – управляющий дроссель золотникового типа; б – управляющий дроссель типа «шарик-седло»;
1 – основной ЗРЭ; 2 – вспомогательный ЗРЭ; 3 – проставок; 4 – седло управляющего дросселя; 5 – сферический элемент (шарик) управляющего дросселя

По числу ступеней дросселирования потока рабочей жидкости, проходящего через запорно-регулирующие элементы, различаются напорные клапаны непрямого действия с одноступенчатыми и двухступенчатыми (многоступенчатыми) основным и (или) вспомогательным ЗРЭ.

При одной ступени дросселирования потока конструкция клапана (например, рис. 1 - 8) является простой и технологичной. Однако при многоступенчатом дросселировании потока (рис. 9) [2] повышаются антиэрозионные свойства клапана за счет исключения разрежения (кавитации) на первой ступени (первых ступенях) в связи с наличием подпорного давления на второй ступени (последующих ступенях) дросселирования потоков, проходящих через запорно-регулирующие элементы.

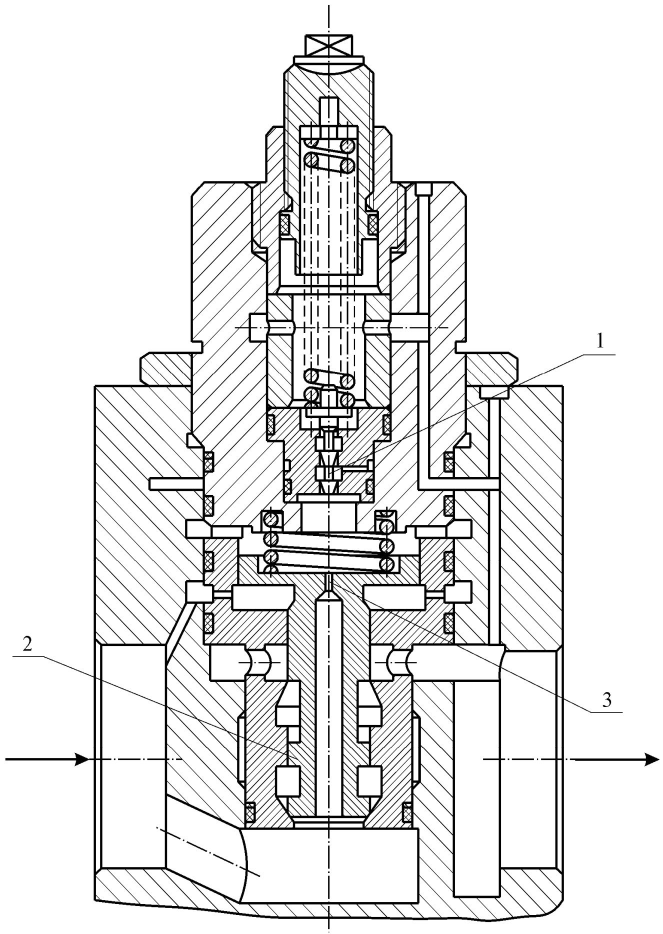


Рис. 9. Клапан непрямого действия с радиальным подводом рабочей жидкости к основному ЗРЭ:
1 – вспомогательный ЗРЭ; 2 – основной ЗРЭ; 3 – управляющий дроссель

Следует также отметить, что клапаны с седельчатым основным запорно-регулирующим элементом подразделяют на клапаны с гидростатически уравновешенным и гидростатически неуравновешенным основным ЗРЭ. В первых из них поджим основного ЗРЭ к седлу осуществляется только за счет пружины основного ЗРЭ (рис. 1, 3, 5, 7, 9), у вторых (рис. 4, 6, 8, 10) дополнительное усилие поджима создается за счет действия напорного давления на неуравновешенную часть основного запорно-регулирующего элемента. У клапанов с гидростатически уравновешенным основным ЗРЭ при прочих равных условиях расходо-напорная характеристика является более пологой, а забросы давления при срабатывании клапана меньше, нежели у клапанов с

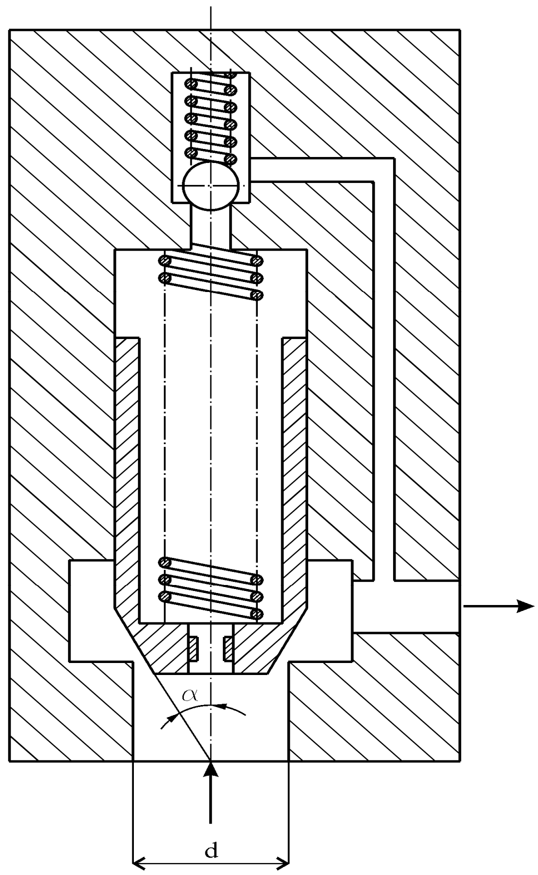


Рис. 10. Клапан непрямого действия с неуравновешенным основным ЗРЭ

гидростатически неуравновешенным основным ЗРЭ. Однако вследствие увеличения усилия поджима герметичность клапанов с неуравновешенным основным элементом несколько выше. Выбор клапана по этому признаку зависит от других признаков и поэтому должен проводиться заодно с ними.

Кроме того, конструкции напорных клапанов непрямого действия можно характеризовать наличием или отсутствием демпфирующего дросселя для вспомогательного (поз. 4 на рис. 2) или основного (поз. 2 на рис. 1) ЗРЭ, а также местом установки управляющего дросселя перед вспомогательным ЗРЭ (рис.1, 3-10) или за ним (рис.2). Необходимость демпфирования определяется уровнем требований к показателю колебательности переходного процесса в напорной гидролинии клапана после его открытия, а место установки управляющего дросселя - уровнем требований по борьбе с кавитацией.

Для окончательного решения вопроса о выборе той или иной конструкции напорного клапана непрямого действия необходимо проводить сравнительный анализ статических и динамических характеристик отобранных для сравнения конструкций, исходя из требований к клапану, вытекающих из условий эксплуатации конкретного гидропривода, в котором он должен быть установлен.

2. Математическое описание работы клапана непрямого действия

Несмотря на то, что клапаны непрямого действия достаточно давно известны в различных областях техники, число работ, касающихся математического описания их поведения, в технической литературе весьма ограничено, что объясняется наличием большого количества взаимосвязей в клапане и случайного характера сил, обусловленных протеканием рабочей жидкости с большими скоростями в переменных ограниченных пространствах.

Вопросы, относящиеся к статике напорных клапанов непрямого действия, содержатся в работах [3, 9, 12 и др.], в которых приводятся рекомендации по конструированию клапанов и по расчету их статической расходо-напорной характеристики, отражающие опыт работы с клапанами той или иной конкретной конструктивной схемы. Их общий недостаток заключается в том, что не учитываются взаимосвязи основного и вспомогательного запорно-регулирующих элементов, а само рассмотрение ведется в отрыве от рассмотрения динамических характеристик клапана.

Динамические характеристики, по большей части оцениваются приближенными методами, например, путем разбивки кривой переходного процесса на участки и подбора для каждого из них аппроксимирующего аналитического выражения [18].

Попытками более общего подхода к динамике напорных клапанов непрямого действия являются работы [23] и [26]. В первой из них на основе системы линеаризованных уравнений исследуется возможность получения расходо-напорной характеристики клапана с нулевым наклоном при изменении скоростной составляющей гидродинамической силы, действующей на основной запорно-регулирующий элемент, а также приближенно исследуются условия устойчивости.

Во второй приводится структурная динамическая схема клапана, которая рекомендуется для использования при решении исследовательских задач на ЭВМ, однако не дается обобщенной аналитической характеристики клапана, требующейся для решения практических инженерных и исследовательских задач.

Обобщенная аналитическая характеристика в форме передаточной функции впервые была опубликована в работе [19] для напорного клапана непрямого действия «грибкового» типа. Ниже приводится математическое описание и анализ характеристик клапанов непрямого действия, охватывающие практически все их конструктивные схемы, отмеченные в предыдущем параграфе.

2.1. Дифференциальные уравнения клапана непрямого действия

При описании работы напорного клапана непрямого действия приняты следующие, обычные для напорных клапанов, допущения:

- температура рабочей жидкости неизменна;
- коэффициенты расхода в проходных сечениях постоянны;
- силы трения в запорно-регулирующих элементах пропорциональны скоростям их перемещения;

- упругость внутренних полостей клапана по сравнению с упругостью напорного трубопровода пренебрежимо мала;
- силы веса запорно-регулирующих элементов, а также гидравлические сопротивления внутренних каналов не учитываются.

В качестве базовой при математическом описании работы напорного клапана непрямого действия принята принципиальная схема клапана с двухплунжерным уравновешенным основным запорно-регулирующим элементом (рис. 1), которая достаточно распространена на практике и позволяет охватить наибольшее число внутренних взаимосвязей и параметров клапана.

Видоизменения уравнений, связанные с теми или иными особенностями клапанов других принципиальных схем, будут оговариваться по ходу выводов.

С учетом изложенных выше допущений работа напорного клапана непрямого действия (рис. 1) описывается следующей системой уравнений.

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости, проходящего через клапан

$$Q_к = Q_з + Q_в\ , \qquad (1)$$

где $Q_к$ – расход рабочей жидкости на входе клапана;

$Q_з$ и $Q_в$ – расходы жидкости соответственно через основной и вспомогательный запорно-регулирующие элементы;

$$Q_з = \mu_з f_з \sqrt{\frac{2}{\rho} p_к}\ ; \qquad Q_в = \mu_в f_в \sqrt{\frac{2}{\rho} p_в}\ ;$$

где $\mu_з$ и $\mu_в$ – коэффициенты расхода рабочей жидкости в проходных сечениях основного и вспомогательного запорно-регулирующих элементов;

$p_к$ и $p_в$ – перепады давлений на клапане и на вспомогательном запорно-регулирующем элементе;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$f_з$ и $f_в$ – площади проходных сечений в основном и вспомогательном запорно-регулирующих элементах, которые могут быть выражены через перемещения этих элементов в следующем виде

$$f_з = K_z z\ ; \qquad f_в = K_x x\ ,$$

где z и x – перемещения соответственно основного и вспомогательного запорно-регулирующих элементов;

K_z и K_x – коэффициенты пропорциональности между площадями проходных сечений и перемещениями указанных запорно-регулирующих элементов, определяемые по выражениям

$$K_z = \pi d \sin\alpha\ ; \qquad K_x = \pi d_{пв} \sin\beta\ ;$$

d и α – диаметр плунжера и угол наклона образующей конической поверхности седла (рис. 1) или диаметр подводящего канала в седле и угол наклона образующей конической поверхности плунжера (рис. 10). В случае применения сферического основного ЗРЭ диаметром $d_{сф}$, «садящимся» на седло диаметром $d_с$, отношение $\sqrt{d_{сф}^2 - d_с^2}\big/ d_{сф}$ можно интерпретировать как $\sin\alpha$;

$d_{пв}$ и β – соответственно диаметр подводящего канала в седле и угол наклона образующей конической поверхности вспомогательного ЗРЭ (рис. 3). В случае сферического (шарикового) вспомогательного запорно-регулирующего элемента

$$\sin\beta = \frac{\sqrt{d_ш^2 - d_{пв}^2}}{d_ш};$$

$d_ш$ - диаметр сферы (шарика).

Для клапанов с запорно-регулирующими элементами, имеющими разбивку перепада давлений на ступени (рис. 9), величины $f_з$, $f_в$, $\mu_з$, $\mu_в$ являются приведенными к одной эквивалентной дроссельной щели.

После подстановки выражений $Q_з$ и $Q_в$ в уравнение (1) получим

$$\mu_в K_x \sqrt{\frac{2}{\rho}} x \sqrt{p_в} = Q_к - \mu_з K_z \sqrt{\frac{2}{\rho}} z \sqrt{p_к}\,. \qquad (2)$$

Уравнение движения вспомогательного запорно-регулирующего элемента

$$m_в \frac{d^2x}{dt^2} = p_в f_{вэ} - K_в \frac{dx}{dt} - C_в (X_{пр} + x) + N_{гдв}\,, \qquad (3)$$

где $m_в$ – приведенная масса вспомогательного запорно-регулирующего элемента, учитывающая присоединенную массу пружины и массу рабочей жидкости над элементом (присоединенная масса приближенно оценивается как половина массы пружины);

$K_в$, $C_в$, $X_{пр}$ – коэффициент вязкого трения, жесткость пружины вспомогательного ЗРЭ, предварительное поджатие этой пружины;

$f_{вэ}$ – эффективная площадь вспомогательного запорно-регулирующего элемента, на которую действует перепад $p_в$ и которая может быть выражена через его перемещение следующим образом

$f_{вэ} = f_п - K_{хэ}x$,

где $f_п$ – площадь проходного сечения подводящего канала к вспомогательному ЗРЭ;

$K_{хэ}$ – коэффициент пропорциональности между эффективной площадью вспомогательного ЗРЭ и его перемещением, определяемый по выражению

$$K_{хэ} = \frac{\pi d_п}{2} \sin 2\beta\,,$$

причем для сферического (шарикового) ЗРЭ

$$\sin 2\beta = \frac{2d_п \sqrt{d_ш^2 - d_п^2}}{d_ш^2};$$

$N_{гдв}$ – гидродинамическая сила потока, действующая на вспомогательный ЗРЭ, определяемая выражением

$N_{гдв} = Q_в \rho\, (v_п - v_в \cos\theta_в)$,

которое получается по теореме количества движения.

Справедливость использования теоремы количества движения при определении подъемной силы запорно-регулирующих элементов клапанов подтверждена, например, в работе [26].

В выражении для гидродинамической силы

$v_п = \dfrac{Q_в}{f_п}$ и $v_в = \dfrac{Q_в}{\varepsilon_в f_в}$ - скорости потока соответственно в подводящем канале и в проходном сечении вспомогательного ЗРЭ;

$\theta_в$ – угол вытекания струи из проходного сечения вспомогательного ЗРЭ, принимаемый постоянным в диапазоне рабочих перемещений этого элемента;

$\varepsilon_в$ – коэффициент сжатия вытекающей струи.

После подстановок и преобразований выражение для $N_{гдв}$ приобретает вид

$$N_{гдв} = 2\mu_в^2 K_x x\left(\frac{K_x x}{f_п} - \frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в}\right)p_в.$$

Подстановка этого выражения в уравнение (3) после преобразований дает

$$m_в\frac{d^2x}{dt^2} = p_в\left\{f_п - x\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x}{f_п}\right)\right]\right\} - K_в\frac{dx}{dt} - C_в\left(X_{пр} + x\right). \qquad (4)$$

Для клапанов с толкателем (индикаторным стержнем) (см. рис. 7) и регулируемым (автоматическим) дросселем (рис. 8), обычно выполняемым либо заодно целое, либо механически связанным с толкателем, уравнение (4) должно учитывать, кроме того, воздействие толкателя на вспомогательный запорно-регулирующий элемент. В этом случае уравнение (4) приобретает вид

$$m_в\frac{d^2x}{dt^2} = p_в\left\{f_п - x\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x}{f_п}\right)\right]\right\} - K_в\frac{dx}{dt} - C_в\left(X_{пр} + x\right) + p_{др} f_T \ , \qquad (4,а)$$

где $p_{др}$ – перепад давлений на дросселе (рис. 7);

f_T – площадь торца толкателя.

Следует иметь в виду, что величины $m_в$ и $K_в$ в уравнении (4,а) должны учитывать, помимо прочего, массу и вязкое трение толкателя.

Уравнение перепадов давлений в клапане

$$p_к = p_в + p_{др}. \qquad (5)$$

Уравнение движения основного запорно-регулирующего элемента

$$m_з\frac{d^2z}{dt^2} = p_{др}F - p_д F_к - K_з\frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - 2\mu_з^2 K_z z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)p_к \ , \qquad (6)$$

где $m_з$, $K_з$, $C_з$, $Z_{пр}$ – приведенная масса, коэффициент вязкого трения, жесткость пружины основного ЗРЭ и предварительное поджатие этой пружины;

F – эффективная площадь основного запорно-регулирующего элемента, на которую действует перепад давлений $p_{др}$. Для клапанов с двух-плунжерным основным запорно-регулирующим элементом (рис. 1):

$$F = \frac{\pi}{4}D^2;$$

для клапанов с одноплунжерным основным запорно-регулирующим элементом (рис.3):

$F = f = \frac{\pi}{4} d^2$;

$F_к = F - f = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)$ - площадь кольцевого торца плунжера основного запорно-регулирущего элемента. На нее действует перепад давлений $p_д$, образующийся при протекании потока рабочей жидкости через дренажные отверстия $d_д$, которые в некоторых случаях используют для демпфирования движения основного ЗРЭ;

$F_п$ – площадь поперечного сечения подводящего канала к основному ЗРЭ;

$\theta_з, \varepsilon_з$ - угол вытекания и коэффициент сжатия струи, проходящей через проходное сечение основного ЗРЭ.

В клапанах с одноплунжерным основным ЗРЭ (рис. 3) и в клапанах с радиальным подводом рабочей жидкости к основному ЗРЭ (рис. 5 - 7) дренажные отверстия в нем отсутствуют, в связи с чем второе слагаемое в правой части уравнения (6) для этих клапанов будет равно нулю.

Для клапана с аксиальным подводом рабочей жидкости и неуравновешенным основным ЗРЭ (рис. 10) уравнение (6) преобразуется к следующему виду

$$m_з \frac{d^2 z}{dt^2} = p_к\left(F_п - f_z\right) - p_в F - K_з \frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - 2\mu_з^2 K_z z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)p_к, \qquad (6, а)$$

где $f_z = K_{zэ}z$ – изменение эффективной площади основного запорно-регулирующего элемента, на которую действует перепад давлений $p_к$, при подъеме этого элемента;

$K_{zэ}$ – коэффициент пропорциональности между эффективной площадью основного ЗРЭ и его перемещением.

В зависимости от формы (сферическая или коническая) ЗРЭ этот коэффициент имеет следующие выражения.

$$K_{zэ} = \frac{\pi d_c^2 \sqrt{D_{сф}^2 - d_c^2}}{D_{сф}^2}; \qquad K_{zэ} = \frac{\pi d_c}{2}\sin 2\alpha;$$

$D_{сф}$ – диаметр сферы основного ЗРЭ;

f_c и d_c – площадь проходного сечения и диаметр седла, на которое садится основной ЗРЭ.

Площадь F определяется для этого клапана диаметром плунжера основного ЗРЭ.

Выражая $p_в$ через $p_к$ и $p_{др}$ по уравнению (5) и подставляя выражение для f_z, получим после преобразований из уравнения (6, а)

$$m_з \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{др} F - K_з \frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - p_к\left\{\left(F - F_п\right) + z\left[K_{zэ} + 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)\right]\right\}. \qquad (6, б)$$

Для клапанов с радиальным подводом рабочей жидкости к основному ЗРЭ в уравнении (6) также должна быть учтена гидростатическая неуравновешенность этого элемента при эго подъеме.

Для клапана по рис. 5 уравнение (6) примет следующий вид

$$m_з \frac{d^2 z}{dt^2} = p_к\left(F_к + f_z\right) - p_в F_к - K_з \frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - 2\mu_з^2 K_z z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)p_к; \qquad (6, в)$$

для клапана по рис. 6 уравнение (6) примет вид

$$m_з \frac{d^2z}{dt^2} = p_к\left(F_к + f_z\right) - p_в f_c - K_з \frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - 2\mu_з^2 K_z z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)p_к \ , \qquad (6, г)$$

где F , $F_к$ – торцевые (полная и кольцевая) площади большого плунжера основного ЗРЭ, определяемые выражениями:

$$F = \frac{\pi}{4}D^2 ; \qquad F_к = F - f_c = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_c^2\right).$$

Выражая $p_в$ через $p_к$ и $p_{др}$ по уравнению (5) и подставляя выражение для f_z , получим после преобразований из уравнений (6,в) и (6,г) соответственно

$$m_з \frac{d^2z}{dt^2} = p_{др}F_к - K_з \frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - p_к z\left[K_{zэ} + 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)\right]; \qquad (6,д)$$

$$m_з \frac{d^2z}{dt^2} = p_{др}f_c - K_з \frac{dz}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z\right) - p_к\left\{f_c - z\left[K_{zэ} - 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z}{F_п}\right)\right]\right\} . \qquad (6,е)$$

Уравнение перепада давления на дренажных отверстиях основного ЗРЭ получается в соответствии с формулой параллельного соединения гидравлических сопротивлений

$$p_д = p_{др} - p_щ , \qquad (7)$$

где $p_щ$ – перепад давлений на кольцевой щели большого плунжера основного ЗРЭ.

Уравнение неразрывности потока через вспомогательный ЗРЭ имеет вид

$$Q_в = Q_{др} + Q_щ + F\frac{dz}{dt} \ , \qquad (8)$$

где $Q_{др}$, $Q_щ$ – расходы жидкости соответственно через дроссель и через кольцевую щель большого плунжера;

$$Q_{др} = \mu_{др} f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др}} \ ; \qquad Q_щ = K_щ p_щ;$$

$\mu_{др}$, $f_{др}$ -коэффициент расхода и площадь проходного сечения дросселя.

Третье слагаемое в правой части уравнения (8) учитывает поток рабочей жидкости, возникающий от перемещения основного запорно-регулирующего элемента.

Для клапанов с регулируемым (автоматическим) дросселем площадь $f_{др}$ является переменной величиной, выражающейся через перемещение x следующим образом:

$f_{др} = f_{дрн} - K_{др}x$,

где $f_{дрн}$ – начальная площадь проходного сечения регулируемого дросселя;

$K_{др}$ – коэффициент пропорциональности между площадью проходного сечения дросселя и перемещением вспомогательного ЗРЭ. В зависимости от формы подвижного элемента образующего дроссель: сферический, конический или плунжерный (золотниковый) - выражение для $K_{др}$ имеет соответственно вид:

$K_{дрсф} = \dfrac{2\pi r\sqrt{R_{сф}^2 - r_c^2}}{R_{сф}}$. Здесь $R_{са}, r_c$ – соответственно радиусы сферы и седла регулируемого (автоматического) дросселя;

$K_{дркон} = \pi d_T \sin\varphi$;

$K_{дрпл} = \pi d_T$,

d_T – диаметр толкателя;

φ – угол образующей конуса подвижного элемента автоматического дросселя;

$K_щ = \dfrac{\pi D \delta^3}{12\mu L}$ - коэффициент расхода жидкости в кольцевой щели;

δ , L – соответственно радиальный зазор и длина большого плунжера;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости.

После подстановки выражений $Q_в$, $Q_{др}$ и $Q_щ$ в уравнение (8) получим для клапана с дросселем постоянного проходного сечения

$$\mu_в K_x x \sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_в} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др}} + K_щ p_щ + F\frac{dz}{dt} \quad . \tag{9}$$

Для клапана с автоматическим дросселем будем иметь

$$\mu_в K_x x \sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_в} = \mu_{др}\left(f_{дрн} - K_{др} x\right)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др}} + K_щ p_щ + F\frac{dz}{dt} \quad . \tag{9,а}$$

Естественно, что для клапанов с одноплунжерным основным запорно-регулирующем элементом поток $Q_щ$ в уравнении (9) будет отсутствовать.

Уравнение неразрывности потока, протекающего через дренажные отверстия основного ЗРЭ, имеет вид

$$Q_д = Q_щ + F_к\frac{dz}{dt} \quad , \tag{10}$$

где $Q_д$ – расход жидкости через дренажные отверстия, определяемый выражением

$$Q_д = \mu_д f_д \sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_д} \quad ,$$

$\mu_д$, $f_д$ –коэффициент расхода и площадь проходного сечения дренажных отверстий.

После соответствующих подстановок в уравнение (10) получим

$$\mu_д f_д \sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_д} = K_щ p_щ + F_к\frac{dz}{dt} \quad . \tag{11}$$

При отсутствии дренажных отверстий в конструкции клапана, используемых для демпфирования основного ЗРЭ, уравнение (11) вырождается в тождественный нуль.

Уравнениями (2), (4) – (7), (9), (11) при принятых допущениях описывается работа клапана непрямого действия как чисто механической системы, т. е. без учета процессов, происходящих при срабатывании клапана, в напорном трубопроводе. Для учета этих процессов к указанным уравнениям должно быть добавлено ***уравнение неразрывности потока в напорном трубопроводе***, имеющее вид

$$Q_к = Q_н - Q_у - Q_{сж} \quad , \tag{12}$$

где $Q_н$ – подача рабочей жидкости в напорный трубопровод, например, от регулируемого насоса;

$Q_у$, $Q_{сж}$ – расходы рабочей жидкости в напорном трубопроводе, связанные соответственно с утечками и изменением объема жидкости за счет ее сжатия при изменении давления $p_к$;

$Q_у = K_у p_к$; $Q_{сж} = K_{сж} \dfrac{dp_к}{dt}$;

$K_у$ – суммарный коэффициент утечек рабочей жидкости из напорного трубопровода с учетом утечек в самом клапане (например, по малому плунжеру диаметра d - рис. 1), а также с учетом проскальзывания приводного двигателя насоса;

$K_{сж}$ – суммарный коэффициент упругости напорного трубопровода, учитывающий упругие свойства материала трубопровода и рабочей жидкости.

После подстановки выражений $Q_у$ и $Q_{сж}$ в уравнение (12) получим

$$Q_к = Q_н - K_у p_к - K_{сж} \frac{dp_к}{dt} \ . \tag{13}$$

2.2. Вывод передаточной функции клапана непрямого действия

Большинство из уравнений, описывающих работу клапана непрямого действия являются нелинейными, что при высоком общем порядке системы дифференциальных уравнений делает невозможным точное ее решение в общем виде. Однако входящие в уравнения нелинейности относятся к классу линеаризуемых, что дает возможность применить метод малых отклонений, обеспечивающий вполне приемлемую точность не только при решении задачи устойчивости, но и, как показывают экспериментальные исследования, при определении динамических характеристик клапана. Для этого разложим входящие в уравнения функции в ряд Тейлора в точке, соответствующей установившемуся значению функций. Ограничиваясь первыми двумя членами разложений, будем иметь

$$\begin{aligned}&\mu_в K_x \sqrt{\frac{2}{\rho}} x_0 \sqrt{p_{в0}} + \mu_в K_x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{в0}} \Delta x + \mu_в K_x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{x_0}{2\sqrt{p_{в0}}} \Delta p_в = Q_{к0} + \Delta Q_к - \\ &- \mu_з K_z \sqrt{\frac{2}{\rho}} z_0 \sqrt{p_{к0}} - \mu_з K_z \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{к0}} \Delta z - \mu_з K_z \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{z_0}{2\sqrt{p_{к0}}} \Delta p_к;\end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}&m_в \frac{d^2(\Delta x)}{dt^2} = p_{в0}\left\{ f_п - x_0\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_п} \right) \right] \right\} + \\ &+ p_{в0}\left\{ -\Delta x\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_п} \right) \right] \right\} + \\ &+ \left\{ f_п - x_0\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_п} \right) \right] \right\} \Delta p_в - K_в \frac{d(\Delta x)}{dt} - C_в\left(X_{пр} + x_0 \right) - C_в \Delta x;\end{aligned} \tag{15}$$

$$p_{к0} + \Delta p_к = p_{в0} + \Delta p_в + p_{др0} + \Delta p_{др} \ ; \tag{16}$$

$$m_з \frac{d^2(\Delta z)}{dt^2} = p_{др0}F + p_{др}F - p_{д0}F - p_дF - K_з \frac{d(\Delta z)}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z_0\right) -$$
$$- C_з\Delta z - 2\mu_з^2 K_z z_0\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right)p_{к0} - 2\mu_з^2 K_z p_{к0}\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right)\Delta z - \qquad (17)$$
$$- 2\mu_з^2 K_z z_0\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right)\Delta p_к;$$

$$p_{д0} + \Delta p_д = p_{др0} + \Delta p_{др} - p_{щ0} - \Delta p_щ; \qquad (18)$$

$$\mu_в K_x x_0\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}} - \mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}\Delta x + \mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{x_0\Delta p_в}{2\sqrt{p_{в0}}} =$$
$$= \mu_{др} f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0}} + \mu_{др} f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{\Delta p_{др}}{2\sqrt{p_{др0}}} + K_щ p_{щ0} + K_щ\Delta p_щ + F\frac{d(\Delta z)}{dt}; \qquad (19)$$

$$\mu_д f_д\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{д0}} + \mu_д f_д\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{\Delta p_д}{2\sqrt{p_{д0}}} = K_щ p_{щ0} + K_щ\Delta p_щ + F_к\frac{d(\Delta z)}{dt}; \qquad (20)$$

$$Q_{к0} + \Delta Q_к = Q_{н0} + \Delta Q_н - K_y p_{к0} - K_y\Delta p_к - K_{сж}\frac{d(\Delta p_к)}{dt}. \qquad (21)$$

Приравнивая в уравнениях (14) – (21) отклонения переменных величин к нулю, получим ***уравнения для установившегося режима работы***, которые используются для расчета статических характеристик клапана

$$\mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}x_0\sqrt{p_{в0}} = Q_{к0} - \mu_з K_z\sqrt{\frac{2}{\rho}}z_0\sqrt{p_к}\ , \qquad (22)$$

$$p_{в0}\left\{f_п - x_0\left[K_{хэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_п}\right)\right]\right\} = C_в\left(X_{пр} + x_0\right)\ , \qquad (23)$$

$$p_{к0}=p_{в0}+p_{др0}\ , \qquad (24)$$

$$p_{др0}F = p_{д0}F_к + C_з\left(Z_{пр} + z_0\right) + 2\mu_з^2 K_z z_0\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right)p_{к0}\ , \qquad (25)$$

$$p_{д0}=p_{др0} - p_{щ0}\, , \qquad (26)$$

$$\mu_в K_x x_0\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}} = \mu_{др} f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0}} + K_щ p_{щ0}\ , \qquad (27)$$

$$\mu_д f_д\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{д0}} = K_щ p_{щ0}\ , \qquad (28)$$

$$Q_{к0}=Q_{к0} - K_y p_{к0}\ . \qquad (29)$$

Вычитая из уравнений (14) – (21) соответствующие уравнения (22) – (29) и исключая переменную $\Delta p_{щ}$, получим после преобразований следующую ***линеаризованную систему уравнений***

$$\Delta p_в = A_1 \Delta Q_к - A_2 \Delta p_к - A_3 \Delta z - A_4 \Delta x \ , \tag{30}$$

$$T_в^2 \frac{d^2(\Delta x)}{dt^2} + 2\zeta_в T_в \frac{d(\Delta x)}{dt} + \Delta x = A_5 \Delta p_в \ , \tag{31}$$

$$\Delta p_к = \Delta p_в + \Delta p_{др} \, , \tag{32}$$

$$T_з^2 \frac{d^2(\Delta z)}{dt^2} + 2\zeta_з T_з \frac{d(\Delta z)}{dt} + \Delta z = A_6 \Delta p_{др} - A_7 \Delta p_д - A_8 \Delta p_к \ , \tag{33}$$

$$\Delta p_{др} = A_9 \Delta p_в + A_{10} \Delta x + A_{11} \Delta p_д - A_{12} \frac{d(\Delta z)}{dt} \ , \tag{34}$$

$$\Delta p_д = A_{13} \Delta p_{др} + A_{14} \frac{d(\Delta z)}{dt} \ , \tag{35}$$

$$\Delta Q_к = \Delta Q_н - K_у \Delta p_к - K_{сж} \frac{d(\Delta p_к)}{dt} \ , \tag{36}$$

где $A_1 = \dfrac{2}{\mu_в K_x x_0} \sqrt{\dfrac{\rho}{2}} \sqrt{p_{в0}}$;

$$A_2 = \frac{\mu_з K_z z_0}{\mu_в K_x x_0} \sqrt{\frac{p_{в0}}{p_{к0}}};$$

$$A_3 = \frac{2\mu_з K_z \sqrt{p_{к0} p_{в0}}}{\mu_в K_x x_0};$$

$$A_4 = \frac{2 p_{в0}}{x_0};$$

$$A_5 = \frac{f_п - x_0 \left[K_{хэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\dfrac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \dfrac{K_x x_0}{f_п} \right) \right]}{C_в + p_{в0} \left[K_{хэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\dfrac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \dfrac{2K_x x_0}{f_п} \right) \right]};$$

$$A_6 = \frac{F}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0} \left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z_0}{F_п} \right)};$$

$$A_7 = \frac{F_к}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z_0}{F_п}\right)};$$

$$A_8 = \frac{2\mu_з^2 K_z z_0\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{K_z z_0}{F_п}\right)}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z_0}{F_п}\right)};$$

$$A_9 = \frac{\mu_в K_x \sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{x_0}{2\sqrt{p_{в0}}}}{\mu_{др} f_{др}\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{др0}}} + K_щ};$$

$$A_{10} = \frac{\mu_в K_x \sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}}{\mu_{др} f_{др}\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{др0}}} + K_щ};$$

$$A_{11} = \frac{K_щ}{\mu_{др} f_{др}\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{др0}}} + K_щ};$$

$$A_{12} = \frac{F}{\mu_{др} f_{др}\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{др0}}} + K_щ};$$

$$A_{13} = \frac{K_щ}{\mu_д f_д\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{д0}}} + K_щ};$$

$$A_{14} = \frac{F_к}{\mu_д f_д\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{д0}}} + K_щ};$$

$$T_в = \sqrt{\frac{m_в}{C_в + p_{в0}\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\dfrac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \dfrac{2K_x x_0}{f_п}\right)\right]}};$$

$$\zeta_в = \frac{K_в}{2T_в\left\{C_в + p_{в0}\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_п}\right)\right]\right\}};$$

$$T_з = \sqrt{\frac{m_з}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0}\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right)}};$$

$$\zeta_з = \frac{K_з}{2T_з\left[C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0}\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right)\right]}.$$

Индексом «0» обозначены установившиеся значения функций, а индексом «Δ» их отклонения от установившихся значений.

Для клапана с толкателем и нерегулируемым управляющим дросселем (рис. 7), учитывая уравнение (9), а также принимая во внимание справедливость равенства $\Delta p_щ = \Delta p_{др}$ (в связи с отсутствием демпфирующих дренажных отверстий в основном ЗРЭ), получим в результате ***линеаризации***

$$\begin{aligned} m_в\frac{d(\Delta x)}{dt^2} &= p_{в0}\left\{f_п - x_0\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_п}\right)\right]\right\} + \\ &+ p_{в0}\left\{-\Delta x\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_п}\right)\right]\right\} + \\ &+ \left\{f_п - x_0\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_п}\right)\right]\right\}\Delta p_в - K_в\frac{d(\Delta x)}{dt} - \\ &- C_в\left(X_{пр} + x_0\right) - C_в\Delta x + p_{др0} f_T + \Delta p_{др} f_T. \end{aligned} \qquad (15,а)$$

Откуда: ***уравнение установившегося режима работы***

$$p_{в0}\left\{f_п - x_0\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_п}\right)\right]\right\} = C_в\left(X_{пр} + x_0\right) + p_{др0} f_T. \qquad (23,а)$$

Линеаризованное уравнение движения вспомогательного запорно-регулирующего элемента в отклонениях будет иметь вид

$$T_в^2\frac{d^2(\Delta x)}{dt^2} + 2\zeta_в T_в\frac{d(\Delta x)}{dt} + \Delta x = A_5\Delta p_в + f_T\Delta p_{др}\ , \qquad (31,а)$$

Для клапана с толкателем и регулируемым дросселем, помимо изменения уравнения движения вспомогательного запорно-регулирующего элемента (см. уравнения (15,а), (23,а) и (31,а)), изменятся также и коэффициенты линеаризованного уравнения неразрывности потока через вспомогательный запорно-регулирующий элемент. В результате линеаризации уравнения (9,а) будем иметь

$$\mu_в K_x x_0\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}+\mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}\Delta x+\mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{x_о}{2\sqrt{p_{в0}}}\Delta p_в=$$

$$=\mu_{др}\left(f_{дрн}-K_{др}x_0\right)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0}}-\mu_{др}K_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0}}\Delta x- \qquad (19,а)$$

$$-\mu_{др}K_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{x_0}{2\sqrt{p_{др0}}}\Delta p_{др}+K_щ p_{др0}+K_щ\Delta p_{др0}+F\frac{d(\Delta z)}{dt}.$$

Откуда ***уравнение установившегося режима работы:***

$$\mu_в K_x x_0\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}=\mu_{др}\left(f_{дрн}-K_{др}x_0\right)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0}}+K_щ p_{др0}\ . \qquad (27,а)$$

Вид линеаризованного уравнения неразрывности потока через вспомогательный запорно-регулирующий элемент (34) останется для этой конструкции клапана без изменений. Однако выражения входящих в него коэффициентов A_9 , A_{10} , A_{12} изменятся (коэффициент A_{11} из-за отсутствия демпфирующего дросселя будет равен нулю).

Знаменатель выражений для этих коэффициентов будет иметь вид

$$K_щ-\mu_{др}K_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{x_0}{2\sqrt{P_{др0}}},$$

а в числителе выражения для коэффициента A_{10} добавится слагаемое

$$\mu_{др}K_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0}}\ .$$

Для клапана с неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом при аксиальном подводе рабочей жидкости к нему (рис. 10) по сравнению с клапаном по рис. 1 претерпят изменения коэффициенты линеаризованного уравнения движения указанного элемента. Исходя из уравнения (6,б) получим в результате линеаризации

$$m_з\frac{d^2(\Delta z)}{dt^2}=p_{др0}F+\Delta p_{др}F-K_з\frac{d(\Delta z)}{dt}-C_з\left(Z_{пр}+z_0\right)-C_з\Delta z-$$

$$-p_{к0}\left\{\left(F-F_п\right)+z_0\left[K_{zэ}+2\mu_з^2K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з}-\frac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\}-$$

$$-p_{к0}\left[K_{zэ}+2\mu_з^2K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з}-\frac{2K_z z_0}{F_п}\right)\right]\Delta z- \qquad (17,а)$$

$$-\left\{\left(F-F_п\right)+z_0\left[K_{zэ}+2\mu_з^2K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з}-\frac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\}\Delta p_к.$$

Приравнивая отклонения к нулю, получим для установившегося режима работы

$$p_{др0}F=C_з\left(Z_{пр}+z_0\right)+p_{к0}\left\{\left(F-F_п\right)+z_0\left[K_{zэ}+2\mu_з^2K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з}-\frac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\}\ . \qquad (25,а)$$

Линеаризованное уравнение, получающееся вычитанием уравнения (25,а) из уравнения (17,а), имеет тот же вид, что и уравнение (33). Однако знаменатель выражений для коэффициентов A_6 , A_8 , $T_з$, $\zeta_з$ (коэффициент A_7 из-за отсутствия демпфирующего дросселя равен нулю) будет иметь вид

$$C_з + p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) + K_{zэ}\right].$$

Кроме того, в числителе выражения для коэффициента A_8 будет стоять многочлен

$$\left(F - F_п\right) + 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) + K_{zэ}.$$

Для клапанов с радиальным подводом рабочей жидкости к основному запорно-регулирующему элементу (рис. 5 - 7) по сравнению со схемой по рис. 1 также изменятся выражения коэффициентов линеаризованного уравнения движения основного запорно-регулирующего. Исходя из уравнений (6,д) и (6,е) получим в результате линеаризации соответственно

$$\begin{aligned} m_з\frac{d^2(\Delta z)}{dt^2} &= p_{др0}F_к + \Delta p_{др}F_к - K_з\frac{d(\Delta z)}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z_0\right) - C_з\Delta z - \\ &- p_{к0}z_0\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right] - \\ &- p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right]\Delta z - \\ &- z_0\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right]\Delta p_к; \end{aligned} \tag{17,б}$$

$$\begin{aligned} m_з\frac{d^2(\Delta z)}{dt^2} &= p_{др0}f_с + \Delta p_{др}f_с - K_з\frac{d(\Delta z)}{dt} - C_з\left(Z_{пр} + z_0\right) - C_з\Delta z - \\ &- p_{к0}\left\{f_с - z_0\left[K_{zэ} - 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\} - \\ &- p_{к0}\left\{-\left[K_{zэ} - 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\}\Delta z - \\ &- \left\{f_с - z_0\left[K_{zэ} - 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\}\Delta p_к. \end{aligned} \tag{17,в}$$

Приравнивая отклонения к нулю, получим для установившегося режима работы

$$p_{др0}F_к = C_з\left(Z_{пр} + z_0\right) + p_{ко}z_0\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right], \tag{25,б}$$

$$p_{др0}f_с = C_з\left(Z_{пр} + z_0\right) + p_{к0}\left\{f_с - z_0\left[K_{zэ} - 2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]\right\}. \tag{25,в}$$

Линеаризованные уравнения движения основного запорно-регулирующего элемента, получающиеся вычитанием уравнений (25,б) и (25,в) соответственно из уравнений (17,б) и (17,в) имеют тот же вид, что и уравнение (33). Однако знаменатель входящих в уравнение (33) коэффициентов A_6 , A_8 , $T_з$ *и* $\zeta_з$

(коэффициент A_7 равен нулю из-за отсутствия демпфирующего дросселя) для названных клапанов будет иметь вид

$$C_з + p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right].$$

Кроме того, для клапана с радиальным подводом и уравновешенным основным запорно-регулирующим элементом (рис. 5) в числителе выражения для коэффициента A_6 вместо площади F должна стоять площадь $F_к$, а в числителе выражения для коэффициента A_8 будет стоять многочлен $2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}$;

для клапана с радиальным подводом и неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом (рис. 6) числитель выражения для коэффициента A_8 будет иметь вид

$$f_c + z_0\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right].$$

Для клапанов с толкателем (рис. 8) в числителе коэффициента A_8 нужно добавить слагаемое f_T (со знаком плюс).

В результате совместного решения уравнений (30) – (35) с исключением всех неизвестных, кроме величин $\Delta Q_к$ и $\Delta p_к$, и преобразования по Лапласу [10, 15] получим ***передаточную функцию напорного клапана непрямого действия без учета процессов в напорном трубопроводе*** в следующем виде

$$W(s) = \frac{\Delta p_к(s)}{\Delta Q_к(s)} = \frac{A_1\left(a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4\right)}{в_0 s^4 + в_1 s^3 + в_2 s^2 + в_3 s + в_4}, \qquad (37)$$

где $a_0 \ldots a_4$, $в_0 \ldots в_4$ – постоянные для данного установившегося режима работы клапана коэффициенты, выражающиеся через параметры клапана и рабочей жидкости

$$a_0 = \left(1 + A_9 - A_{11}A_{13}\right)T_з^2 T_в^2;$$

$$a_1 = \left(1 + A_9 - A_{11}A_{13}\right)\left[2\zeta_в T_в T_з^2 + \left(2\zeta_з T_з + A_7 A_{14}\right)T_в^2\right] + \left(A_{12} - A_{11}A_{14}\right)\left(A_6 - A_7 A_{13}\right)T_в^2;$$

$$a_2 = \left(1 - A_{11}A_{13}\right)T_в^2 + \left(1 + A_5 A_{10} + A_9 - A_{11}A_{13}\right)T_з^2 +$$
$$+\left[\left(1 + A_9 - A_{11}A_{13}\right)\left(2\zeta_з T_з + A_7 A_{14}\right) + \left(A_{12} - A_{11}A_{14}\right)\left(A_6 - A_7 A_{13}\right)\right]2\zeta_в T_в;$$

$$a_3 = \left(1 + A_9 - A_{11}A_{13}\right)2\zeta_в T_в + \left(1 + A_5 A_{10} + A_9 - A_{11}A_{13}\right)\left(2\zeta_з T_з + A_7 A_{14}\right) +$$
$$+\left(A_6 - A_7 A_{13}\right)\left(A_{12} - A_{11}A_{14}\right);$$

$$a_4 = 1 + A_5 A_{10} + A_9 - A_{11}A_{13};$$

$$b_0 = \left[\left(1 + A_2\right)\left(1 - A_{11}A_{13}\right) + A_2 A_9\right]T_з^2 T_в^2;$$

$$b_1 = \left[(1+A_2)(1-A_{11}A_{13})+A_2A_9\right]\left[T_з^2 2\zeta_в T_в + (2\zeta_з T_з + A_7A_{14})T_в^2\right] +$$
$$+(1+A_2)(A_6 - A_7A_{13})(A_{12}-A_{11}A_{14})T_в^2;$$

$$b_2 = \left[(1-A_{11}A_{13})(1+A_2+A_4A_5)+A_2(A_9+A_5A_{10})\right]T_з^2 +$$
$$+\left[(1+A_2)(1-A_{11}A_{13})+A_2A_9\right](2\zeta_з T_з + A_7A_{14}) +$$
$$+(1+A_2)(A_6-A_7A_{13})(A_{12}-A_{11}A_{14})2\zeta_в T_в +$$
$$+\left\{(1-A_{11}A_{13})(1+A_2-A_3A_8)+A_9\left[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)\right]\right\}T_в^2;$$

$$b_3 = \left[(1+A_2+A_4A_5)(1-A_{11}A_{13})+A_2(A_5A_{10}+A_9)\right](2\zeta_з T_з + A_7A_{14}) +$$
$$+(1+A_2+A_4A_5)(A_6-A_7A_{13})(A_{12}-A_{11}A_{14}) +$$
$$+\left\{(1-A_{11}A_{13})(1+A_2-A_3A_8)+A_9\left[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)\right]\right\}2\zeta_в T_в;$$
$$b_4 = (1+A_2+A_4A_5-A_3A_8)(1-A_{11}A_{13})+(A_5A_{10}+A_9)\left[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)\right];$$

s – оператор Лапласа.

Величины инерционной массы и трения вспомогательного запорно-регулирующего элемента являются малыми по сравнению с инерционной массой и трением основного запорно-регулирующего элемента, в связи с чем их влиянием на динамические процессы в клапане можно пренебречь. В результате выражение для передаточной функции упрощается и принимает после преобразований следующий вид

$$W(s) = \frac{K\left(T_з^2 s^2 + 2\zeta_ф T_з s + 1\right)}{T_к^2 s^2 + 2\zeta_к T_к s + 1}, \tag{38}$$

где K – коэффициент передачи клапана, численно равный тангенсу угла наклона статической расходо-напорной характеристики клапана к оси расходов в точке, соответствующей данному установившемуся значению расхода $Q_{к0}$. Выражение для коэффициента K имеет вид

$$K = \frac{A_1 a_4}{b_4} = \frac{A_1(1+A_5A_{10}+A_9-A_{11}A_{13})}{(1+A_2+A_4A_5-A_3A_8)(1-A_{11}A_{13})+(A_5A_{10}+A_9)\left[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)\right]} \tag{39}$$

или, учитывая, что числовые значения второго слагаемого в знаменателе выражения (39) существенно превышают (на два порядка и более) числовые значения первого слагаемого:

$$K = \frac{A_1(1+A_5A_{10}+A_9-A_{11}A_{13})}{(A_5A_{10}+A_9)\left[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)\right]}; \tag{40}$$

$T_к$ – постоянная времени колебательного звена, выражение которой имеет следующий вид

$$T_к = T_з\sqrt{\frac{(1+A_2+A_4A_5)(1-A_{11}A_{13})+A_2(A_5A_{10}+A_9)}{(1+A_2+A_4A_5-A_3A_8)(1-A_{11}A_{13})+(A_5A_{10}+A_9)\left[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)\right]}}; \tag{41}$$

$\zeta_ф$ и $\zeta_к$ – приведенные коэффициенты демпфирования соответственно форсирующего звена второго порядка, и колебательного звена, имеющие выражения

$$\zeta_ф = \frac{(1+A_5A_{10}+A_9-A_{11}A_{13})(2\zeta_з T_з + A_7A_{14})+(A_6-A_7A_{13})(A_{12}-A_{11}A_{14})}{2T_з(1+A_5A_{10}+A_9-A_{11}A_{13})}; \tag{42}$$

$$\zeta_к = \frac{[(1 + A_2 + A_4A_5)(1 - A_{11}A_{13}) + A_2(A_5A_{10} + A_9)](2\zeta_з T_з + A_7A_{14}) +}{2T_к\{(1 + A_2 + A_4A_5 - A_3A_8)(1 - A_{11}A_{13}) +}$$
$$\frac{+(1 + A_2 + A_4A_5)(A_6 - A_7A_{13})(A_{12} - A_{11}A_{14})}{+(A_5A_{10} + A_9)[A_2 + A_3(A_6 - A_7A_{13} - A_8)]\}}. \qquad (43)$$

Как показывают расчеты, величина $\zeta_ф$ обычно в 3 и более раза превышает единицу, в связи с чем передаточная функция может быть записана следующим образом

$$W(s) = \frac{K(Ts + 1)}{T_к^2 s^2 + 2\zeta_к T_к s + 1}, \qquad (44)$$

где $T = 2\zeta_ф T_з = \dfrac{(1 + A_5A_{10} + A_9 - A_{11}A_{13})(2\zeta_з T_з + A_7A_{14}) + (A_6 - A_7A_{13})(A_{12} - A_{11}A_{14})}{1 + A_5A_{10} + A_9 - A_{11}A_{13}}$

(45)

Величина $\zeta_к$ также обычно больше единицы и в этих случаях выражение (44) можно переписать в следующем упрощенном виде

$$W(s) = \frac{K(Ts + 1)}{\tau s + 1}, \qquad (46)$$

где

$$\tau = 2\zeta_к T_к = \frac{[(1 + A_2 + A_4A_5)(1 - A_{11}A_{13}) + A_2(A_5A_{10} + A_9)](2\zeta_з T_з + A_7A_{14}) +}{(1 + A_2 + A_4A_5 - A_3A_8)(1 - A_{11}A_{13}) +}$$
$$\frac{+(1 + A_2 + A_4A_5)(A_6 - A_7A_{13})(A_{12} - A_{11}A_{14})}{+(A_5A_{10} + A_9)[A_2 + A_3(A_6 - A_7A_{13} - A_8)]}.$$

(47)

Однако при учете массы столба рабочей жидкости в приведенной массе основного запорно-регулирующего элемента при двухплунжерной конструкции последнего, а также для области весьма малых расходов (менее 0,1 л/с) при одноплунжерной конструкции основного элемента величина $\zeta_к$ может оказаться меньше единицы. Но и в этих случаях, как показывают расчеты, вклад инерционного члена $T^2_к$ в полной передаточной функции, учитывающей также и упругие свойства напорного трубопровода, не превышает 10%, и, следовательно, этим членом при расчетах без большого ущерба можно пренебречь.

Следует также отметить, что в выражениях (45) и (47) числовые значения первых слагаемых содержащих величины $\zeta_з$ и $T_з$ существенно меньше (не менее чем на два порядка) числовых значений вторых слагаемых, в связи с чем, а также с учетом сказанного относительно знаменателя выражения (39), эти выражения можно записать в упрощенном виде

$$T = \frac{(A_6 - A_7A_{13})(A_{12} - A_{11}A_{14})}{1 + A_5A_{10} + A_9 - A_{11}A_{13}}; \qquad (48)$$

$$\tau = \frac{(1 + A_2 + A_4A_5)(A_6 - A_7A_{13})(A_{12} - A_{11}A_{14})}{(A_5A_{10} + A_9)[A_2 + A_3(A_6 - A_7A_{13} - A_8)]}. \qquad (49)$$

Передаточная функция клапана с учетом процессов в напорном трубопроводе получается путем совместного решения выражения для передаточной функции собственно клапана и преобразованного по Лапласу при нулевых начальных условиях уравнения (36).

В результате будем иметь.

$$W_n(s) = \frac{\Delta p_\kappa(s)}{\Delta Q_н(s)} = \frac{K_n(Ts+1)}{T_n^2 s^2 + 2\zeta_n T_n s + 1}, \tag{50}$$

где

$$K_n = \frac{K}{1 + KK_y}; \tag{50, а}$$

$$T_n = \sqrt{\frac{KK_{сж}T + T_\kappa^2}{1 + KK_y}}; \tag{50, б}$$

$$\zeta_n = \frac{\tau + K(K_y T + K_{сж})}{2T_n(1 + KK_y)}. \tag{50, в}$$

Вклад величины T^2_κ в величину T_n по сравнению с вкладом величины $KK_{сж}T$, учитывающей упругие свойства напорного трубопровода, существенно меньше даже при использовании (в худшем случае) трубопровода с условным проходом, равным диаметру седла основного запорно-регулирующего элемента. Поэтому выражение (50, б) можно переписать в следующем упрощенном виде

$$T_n = \sqrt{\frac{KK_{сж}T}{1 + KK_y}}. \tag{50, г}$$

Для других разновидностей принципиальных схем напорных клапанов непрямого действия вид выражений передаточных функций (46) и (50) сохраняется. Изменения будут касаться лишь выражений входящих в них коэффициентов.

Определенной особенностью в этом плане будут обладать клапаны с толкателем из-за наличия в уравнении движения вспомогательного запорно-регулирующего элемента (31,а) слагаемого $f_T \Delta p_{др}$. Приведение уравнения (31,а) к виду, аналогичному уравнению (31), с учетом выражений (9), (32) и (33) и при пренебрежении малыми по сравнению с другими составляющими величинами $\zeta_в$, $T_в$, $\zeta_з$ и $T_з$ дает

$$\tau_T \frac{d(\Delta x)}{dt} + \Delta x = A_5^* \left(T_T \frac{d(\Delta p_в)}{dt} + \Delta p_в \right), \tag{31,б}$$

где

$$A_5^* = \frac{A_5 \left\{ C_в + p_{в0} \left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n} \right) \right] \right\} + A_9 f_T}{C_в + p_в \left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n} \right) \right] - A_{10} f_T}.$$

Пренебрегая малой величиной $A_9 f_T$ и подставляя выражение для коэффициента A_5, получим

$$A_5^* = \frac{f_n - x_0\left[K_{x\text{э}} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{K_x x_0}{f_n}\right)\right]}{C_в + p_{в0}\left[K_{x\text{э}} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n}\right)\right] - A_{10} f_T};$$

$$T_T = \frac{A_5 A_{12}\left(A_6 - A_8\right)\left\{C_в + p_{в0}\left[K_{x\text{э}} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n}\right)\right]\right\} + A_8 A_{12} f_T}{A_5\left\{C_в + p_{в0}\left[K_{x\text{э}} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n}\right)\right]\right\} + A_9 f_T} \approx$$

$$\approx A_{12}\left(A_6 - A_8\right);$$

$$\tau_T = \frac{A_{12}\left(A_6 - A_8\right)\left\{C_в + p_{в0}\left[K_{x\text{э}} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n}\right)\right]\right\}}{C_в + p_{в0}\left[K_{x\text{э}} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_n}\right)\right] - A_{10} f_T}.$$

Передаточная функция, получаемая путем совместного решения уравнений (30), (31,б), (32) – (35), будет иметь вид

$$W_n(s) = \frac{\Delta p_к(s)}{\Delta Q_к(s)} = \frac{A_1\left(B_0 s^3 + B_1 s^2 + B_2 s + B_3\right)}{E_0 s^3 + E_1 s^2 + E_2 s + E_3}, \qquad (51)$$

где

$$B_0 = \left[\left(1 + A_9\right)\tau_T + A_{10} A_5^* T_T\right] T_з^2;$$

$$B_1 = \left[\left(1 + A_9\right)\tau_T + A_{10} A_5^* T_T\right] 2\zeta_ф T_з + \left(1 + A_9 + A_{10} A_5^*\right) T_з^2;$$

$$B_2 = \left(1 + A_9\right)\tau_T + A_{10} A_5^* T_T + \left(1 + A_9 + A_{10} A_5^*\right) 2\zeta_ф T_з;$$

$$B_3 = 1 + A_9 + A_{10} A_5^*;$$

$$E_0 = \left\{1 + A_2 - A_3 A_8 + A_9\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\}\tau_T T_к^2 +$$
$$+ A_5^*\left\{A_4 + A_{10}\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\} T_T T_к^2;$$
$$E_1 = \left\{1 + A_2 - A_3 A_8 + A_9\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\}\tau_T 2\zeta_к T_к +$$
$$+ A_5^*\left\{A_4 + A_{10}\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\} T_T 2\zeta_к T_к +$$
$$+ \left\{1 + A_2 + A_4 A_5^* - A_3 A_8 + \left(A_9 + A_{10} A_5^*\right)\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\} T_к^2;$$

$$E_2 = \left\{1 + A_2 - A_3 A_8 + A_9\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\}\tau_T + A_5^*\left\{A_4 + A_{10}\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\} T_T +$$
$$+ \left\{1 + A_2 + A_4 A_5^* - A_3 A_8 + \left(A_9 + A_{10} A_5^*\right)\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]\right\} 2\zeta_к T_к;$$

$$E_3 = 1 + A_2 + A_4 A_5^* - A_3 A_8 + \left(A_9 + A_{10} A_5^*\right)\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right].$$

Пренебрегая членами, содержащими оператор s второй и третьей степени, ввиду малости коэффициентов при них (на два порядка и более) получим после преобразований упрощенную передаточную функцию клапана непрямого действия с толкателем в виде, аналогичном выражению (46):

$$W^*(s) = \frac{K^*\left(T^* s + 1\right)}{\tau^* s + 1}, \qquad (46,а)$$

где

$$K^* = \frac{A_1\left(1 + A_5^* A_{10} + A_9\right)}{1 + A_2 + A_4 A_5^* - A_3 A_8 + \left(A_9 + A_{10} A_5^*\right)\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]} \approx$$

$$\approx \frac{A_1\left(1 + A_5^* A_{10} + A_9\right)}{\left(A_9 + A_{10} A_5^*\right)\left[A_2 + A_3 A_6 - A_8\right]}; \qquad (40,а)$$

$$T^* = \frac{\left(1 + A_9\right)\tau_T + A_5 A_{10} T_T + \left(1 + A_5^* A_{10} + A_9\right)T}{1 + A_5^* A_{10} + A_9}; \qquad (48,а)$$

$$\tau^* = \frac{\left[A_5^* A_{10}\left(T_T + T_к\right) + A_9\left(\tau_T + T_к\right)\right]\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right] + \left(1 + A_2 - A_3 A_8\right)\left(\tau_T + T_к\right) + A_4 A_5^*\left(T_T + T_к\right)}{1 + A_2 + A_4 A_5^* - A_3 A_8 + \left(A_9 + A_5^* A_{10}\right)\left[A_2 + A_3\left(A_6 - A_8\right)\right]}.$$

(49,а)

Передаточная функция клапана, имеющего толкатель, с учетом напорного трубопровода будет иметь тот же вид, что и для клапана без толкателя (см. выражение (50)) с учетом замены входящих в его параметры величин K, T и τ на величины K^*, T^* и τ^*.

3. Статическая характеристика клапана непрямого действия

Требование к статике напорного клапана выражается в требовании неизменности его гидравлического сопротивления во всем диапазоне изменения проходящих через клапан расходов рабочей жидкости. Поскольку статическая расходо-напорная характеристика напорного клапана непрямого действия представляет собой практически прямую линию (рис. 11), это требование сводится к требованию минимального (в пределе: нулевого) угла подъема расходо-напорной характеристики клапана или, что равнозначно, к требованию обеспечения минимальной (в пределе: нулевой) величины коэффициента передачи K клапана.

Для определения возможностей получения минимальной величины K при разных конструктивных схемах клапанов непрямого действия необходимо рассмотреть выражение для коэффициента передачи клапана. Пренебрегая для упрощения анализа мало влияющим на ход рассуждений членом $\left(1 - A_{11} A_{13}\right)$ в числителе выражения (40), можно получить приближенное выражение для коэффициента K клапана по схеме рис. 1 в следующем виде

$$K = \frac{A_1}{A_2 + A_3\left(A_6 - A_7 A_{13} - A_8\right)}. \qquad (52)$$

Как показывают расчеты, в знаменателе выражения (52) первым слагаемым (A_2) по сравнению со вторым слагаемым можно пренебречь. Учитывая, что

$$A_3 = A_1 \mu_з K_z \sqrt{\frac{\rho}{2}} \sqrt{p_{к0}},$$

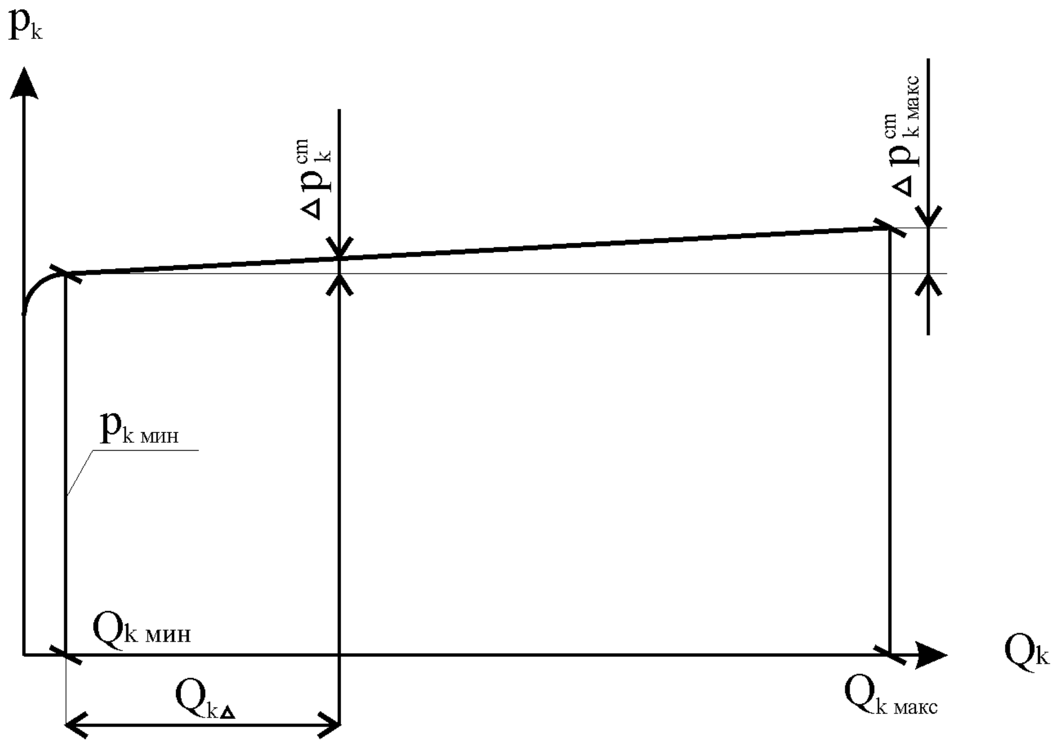


Рис. 11. График статической расходо-напорной характеристики клапана непрямого действия:

$Q_{кмин}$ - величина минимального потока, проходящего через клапан; $Q_{кмакс}$ - величина максимального потока, проходящего через клапан; $Q_{к\Delta}$ - величина ступенчатого приращения потока, проходящего через клапан; $p_{кмин}$ - величина минимального (настроечного) перепада давления на клапане; $\Delta p_к^{ст}$ - статическое приращение перепада давления на клапане при потоке $Q_{к\Delta}$; $\Delta p_{кмакс}^{ст}$ - статическое приращение перепада давления на клапане при потоке $Q_{кмакс}$

и подставляя значения коэффициентов A_6, A_7 и A_8, можно получить после преобразований

$$K = \frac{C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z_0}{F_п}\right)}{\mu_з K_z \sqrt{\dfrac{\rho}{2}}\sqrt{p_{к0}}\left[F - F_к A_{13} - 2\mu_з^2 K_z z_0\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{K_z z_0}{F_п}\right)\right]}. \qquad (53)$$

Откуда видно, что получению меньшей величины K способствует уменьшение жесткости пружины $C_з$ основного запорно-регулирующего элемента, увеличение угла вытекания струи $\theta_з$ (угла α) из его проходной щели (приближение конструкции основного ЗРЭ к плоскому типу), увеличение площади подводящего канала $F_п$ (увеличение диаметра седла d). Все перечисленные элементы конструкции определяют приближение к нулю числителя выражения (53). Основной величиной, определяющей числовое значение знаменателя, является величина площади F, определяющей подъемную силу основного запорно-регулирующего элемента. Для уменьшения величины K площадь F нужно увеличивать. Следовательно, при аксиальном подводе рабочей жидкости меньший угол подъема расходо-напорной характеристики будет в клапане с двухплунжерным, нежели с одноплунжерным основным запорно-регулирующим элементом, поскольку остальные конструктивные параметры основного элемента у них одинаковы.

Для клапанов с аксиальным подводом и неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом приближенное выражение (52) остается без изменений. Отличие здесь будет определяться положительным дополнительным членом, пропорциональным $K_{zэ}$, в числителе выражения (53). Наличие этого члена при прочих равных условиях делает большим угол подъема расходо-напорной характеристики клапана с неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом, чем угол подъема этой характеристики для клапана с уравновешенным основным запорно-регулирующим элементом.

Для клапанов с радиальным подводом рабочей жидкости приближенное выражение (52) коэффициента передачи сохраняет свой вид. Различия здесь будут определяться отрицательным дополнительным членом, пропорциональным $K_{zэ}$, в числителе выражения (53), а также изменением площади F на площадь $F_к$. Последнее говорит о том, что при прочих равных условиях для получения одинаковых углов подъема расходо-напорной характеристики клапан с радиальным подводом должен иметь больший диаметр D, а, следовательно, большие вес и габариты по сравнению с клапаном с аксиальным подводом. К этому нужно добавить, что в клапанах с радиальным подводом и уравновешенным основным запорно-регулирующим элементом уменьшается величина F_n (часть расточки занята телом этого элемента), а в клапанах с радиальным подводом и неуравновешенным основным ЗРЭ увеличивается числитель за счет добавления величины f_c. В обоих этих случаях требуется скомпенсировать увеличение величины K (по сравнению с клапаном с аксиальным подводом) за счет увеличения диаметра D (определенная возможность в этом плане заключается в использовании члена, содержащего коэффициент $K_{zэ}$ в числителе выражения (53)).

Для определения влияния толкателя на коэффициент передачи клапана необходимо сравнить выражения (40) и (40,а). Основное различие между ними заключается в разнице выражений для коэффициентов A_5 и A^*_5. Как можно видеть из этих выражений, числовые значения коэффициента A^*_5 больше числовых значений коэффициента A_5, как за счет большей величины числителя (добавляется член $A_9 \cdot f_T$), так и меньшей величины знаменателя (отрицательный член $A_{10}\ f_T$). Коэффициенты A_5 и A^*_5 входят одновременно в числитель и знаменатель соответственно выражений (40) и (40,а) и притом в одинаковой степени. Однако из-за наличия в круглой скобке числителя положительной единицы величина отношения круглых скобок числителя и знаменателя оказывается зависимой от абсолютной величины входящих в эти скобки коэффициентов, и чем больше величина других слагаемых по сравнению с единицей, тем меньше удельный вес единицы и тем меньше отношение круглых скобок. Таким образом, увеличение коэффициента A^*_5 по сравнению с коэффициентом A_5 приводит к уменьшению коэффициента передачи клапана с толкателем по отношению к коэффициенту передачи клапана без толкателя. Так, например, для клапана с радиальным подводом, уравновешенным основным ЗРЭ и нерегулируемым управляющим дросселем дополнительное использование толкателя (см. рис. 7) с площадью f_T, равной площади f_n, могло бы уменьшить коэффициент передачи в 2,5 раза, что эквивалентно уменьшению диаметра большого плунжера D примерно в 1,5 раза.

Следовательно, подбирая соответствующим образом величину f_T толкателя, можно добиться уменьшения размеров и веса клапана. Однако получение этого эффекта связано с определенным ухудшением технологичности конструкции.

Влияние регулируемого (автоматического) управляющего дросселя на коэффициент передачи клапана можно установить из аналогичных рассуждений, рассматривая влияние абсолютных величин коэффициентов A_9 и A_{10}, входящих одновременно в числитель и знаменатель выражения (40) или (40,а).

Для клапана с регулируемым управляющим дросселем абсолютные величины указанных коэффициентов выше, чем для клапанов с нерегулируемым дросселем, из-за уменьшения величины знаменателя и из-за увеличения (в коэффициенте A_{10}) величины числителя выражений для этих коэффициентов. Как и в предыдущем случае, это приводит к уменьшению удельного веса единицы в круглых скобках числителя выражения для коэффициента передачи клапана, и, следовательно, коэффициент передачи клапана с регулируемым управляющим дросселем оказывается меньшим по сравнению с коэффициентом передачи клапана с нерегулируемым дросселем.

Влияние демпфирующего дросселя на величину K можно определить из выражения (53) передаточной функции. Из выражения (53) следует, что наличие демпфирующего дросселя (наличие коэффициента A_{13}) ведет к увеличению угла подъема расходо-напорной характеристики клапана непрямого действия.

Отмеченные в классификации клапанов непрямого действия особенности, связанные со ступенчатым дросселированием потока в основном и вспомогательном запорно-регулирующих элементах (рис. 9), как можно видеть из математического описания работы клапанов непрямого действия, не влияют на величину коэффициента передачи, если гидравлические параметры этих клапанов эквивалентны соответствующим параметрам клапанов с подобными одинарными элементами.

4. Устойчивость клапана

Одним из основных требований к напорным клапанам является требование к устойчивости их работы. Поэтому сравнение клапанов непрямого действия различных принципиальных схем по этому признаку представляется весьма важным.

В соответствии с критерием Рауса-Гурвица [10,15] необходимым и достаточным условием устойчивости напорного клапана непрямого действия будет положительность корней многочлена, стоящего в знаменателе передаточной функции (50).

Из рассмотрения выражений для величины T_n^2 и $2\zeta_n T_n$ можно увидеть, что фактически требование обеспечения устойчивой работы клапана непрямого действия сводится к требованию о положительности величин K, T и $T_к$ его передаточной функции, так как коэффициенты $K_у$ и $K_{сж}$ существенно положительны.

Условия обеспечения положительности величины K определяются из анализа выражения (40).

Сначала рассмотрим отношение коэффициента A_1 к квадратной скобке знаменателя, что практически сводится к рассмотрению выражения (53). Подставляя выражение для коэффициента A_{13} в многочлен, стоящий в квадратных скобках выражения (53), можно преобразовать этот многочлен к следующему виду

$$F - F_к \frac{K_щ}{K_щ + \mu_д f_д \sqrt{\dfrac{2}{\rho}} \dfrac{1}{2\sqrt{p_{д0}}}} - 2\mu_з^2 K_z z_0 \left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п} \right).$$

Для упрощения анализа примем отрицательный член в круглой скобке полученного многочлена равным нулю, а дробь при величине $F_к$ и коэффициент скорости $(\mu_з/\varepsilon_з)$ равными единице (все указанные допущения идут в запас устойчивости). Учитывая, что разность между площадями F и $F_к$ представляет собой торцевую площадь малого плунжера f, а, также принимая (такое допущение является обычным) угол вытекания струи $\theta_з$ равным углу наклона образующей седла α (см. рис. 1), получим после подстановки выражений для f и K_z и преобразований условие положительности знаменателя выражения (53) в следующем виде

$$\frac{d}{4\mu_з z_0 \sin 2\alpha} - 1 > 0. \qquad (54)$$

Так как синус угла и коэффициент расхода не могут быть больше единицы, условие (54) сводится практически к виду

$$z_0 \le 0{,}25d. \qquad (55)$$

Если неравенство (55) выполняется (обычно величина подъема основного запорно-регулирующего элемента даже при максимальном расходе через клапан из условия малого угла подъема расходо-напорной характеристики не превышает $0{,}1d$), то условие устойчивости клапана по рис. 1, исходя из выражения (53), сводится к выполнению другого неравенства

$$C_з + 2\mu_з^2 K_z p_{к0} \left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п} \right) > 0. \qquad (56)$$

Принимая, по аналогии с предыдущим случаем, $\theta_з = \alpha$ и $\mu_з/\varepsilon_з = 1$, а, также приближенно полагая $F_п = f$, можно преобразовать неравенство (56) к следующему виду

$$\frac{C_з}{p_{к0}\mu_з \pi d \sin 2\alpha} + 1 - \frac{8\mu_з z_0 tg\alpha}{d} > 0 \qquad (57)$$

Отсюда видно, что условие (57) является более сильным, чем условие (54), так как для получения малого угла подъема расходо-напорной характеристики величину $C_з$ обычно назначают сравнительно небольшой [$(10\ldots50)\cdot10^3$ Н/м] и левый член неравенства (57) оказывается существенно малой величиной по сравнению с единицей, а отрицательный член неравенства (57) является большей величиной, чем отрицательный член неравенства (54).

Принимая неравенство (54) в предельном случае за равенство и подставляя из него в неравенство (57) значение z_0, можно преобразовать последнее к следующему виду

$$\frac{1}{2d}\left(\frac{C_з}{p_{к0}2\pi\mu_з d\sin\alpha}+\cos\alpha\right)>1. \tag{58}$$

Отсюда видно, что условия устойчивости накладывают на конструктивные параметры клапана $C_з$, α, d требования, противоположные требованиям, вытекающим из условия получения минимального угла подъема расходо-напорной характеристики, т. е. для увеличения запаса устойчивости величина $C_з$ должна увеличиваться, а величины d и α должны уменьшаться.

Рассмотрим отношение других сомножителей, входящих в выражение (40). Предварительно рассмотрим знак разности $(1 - A_{11}A_{13})$. Подстановка выражений для коэффициентов в эту разность дает

$$1-A_{11}A_{13}=1-\frac{K_щ^2}{\left(K_щ+\dfrac{\mu_{др}f_{др}\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}}{2\sqrt{p_{др0}}}\right)\left(K_щ+\dfrac{\mu_д f_д\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}}{2\sqrt{p_{д0}}}\right)}.$$

Так как абсолютная величина отрицательного члена в этом выражении не может быть больше единицы вследствие того, что величины $f_{др}$ и $f_д$ не могут быть одновременно равными нулю, то разность $(1 - A_{11}A_{13})$ всегда положительна.

Из других коэффициентов, входящих в выражение круглых скобок числителя и знаменателя выражения (40) для клапана по рис. 1, лишь выражение для коэффициента A_5 содержит члены с отрицательным знаком.

Числитель выражения для коэффициента A_5 можно считать существенно положительной величиной из-за малых числовых значений величины x_0 (множитель при x_0 не превышает числа 2) по сравнению с величиной f_n. В связи с этим, а, также пренебрегая малой величиной A_9 и учитывая ранее сказанное относительно разности $(1 - A_{11}A_{13})$, можно установить в результате подстановок значений коэффициентов в отношение круглых скобок выражения (40), что условием положительности этого отношения является следующее неравенство

$$C_в+p_{в0}\left[K_{хэ}+2\mu_в^2K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в}-\frac{2K_xx_0}{f_n}\right)\right]+\frac{f_n\mu_вK_x\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}}{\mu_{др}f_{др}\sqrt{\dfrac{2}{\rho}}\dfrac{1}{2\sqrt{p_{др}}}+K_щ}>0. \tag{59}$$

Как и в случае неравенства (56), из анализа неравенства (59) можно установить, что для увеличения запаса устойчивости необходимо увеличивать жесткость пружины $C_в$ и уменьшать диаметр седла и угол вытекания струи $\theta_в$.

Поскольку возможности появления отрицательного знака в обоих рассмотренных случаях, определяемых указанными отношениями, равновероятны, так как ими охватываются разные (не одни и те же) конструктивные параметры клапана, условия (56) и (59) следует считать равноценными.

Рассмотрим условия положительности величин T и $T_к$ для клапана по рис. 1.

Предварительное рассмотрение разностей $(A_6 - A_7A_{13})$ и $(A_{12} - A_{11}A_{14})$, входящих в выражения (48) и (49), с подстановкой входящих в них коэффициентов, а также с учетом равенства $F_к = F - f$, показывает, что первая из них положительна при выполнении условия (56), а вторая положительна всегда.

Так как величина A_2, входящая в выражение (49) существенно положительна, а остальные члены выражений (48) и (49) совпадают с уже рассмотренными членами выражения (40), можно констатировать, что величины T и $T_к$ будут положительными при выполнении тех же условий (56) и (59).

Таким образом, условия (56) и (59) и являются условиями устойчивости клапана непрямого действия по рис. 1.

Для клапана с аксиальным подводом рабочей жидкости и одноплунжерным основным запорно-регулирующим элементом сделанный вывод полностью действителен. Разница между клапанами с одноплунжерным и двухплунжерным основным запорно-регулирующим элементами будет заключаться лишь во влиянии на устойчивость в последнем дренажных отверстий в основном ЗРЭ, на которых может быть организован демпфирующий дроссель.

Наличие демпфера, как можно видеть из предыдущего анализа, увеличивает запас устойчивости клапана (уменьшается отрицательный член A_7A_{13} в многочлене, стоящем в выражениях для величин K и $T_к$).

Для клапана с аксиальным подводом рабочей жидкости и неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом условие (59) остается без изменения, так как остаются без изменения коэффициенты A_5, A_9 и A_{10}.

Другое условие для этих клапанов можно определить, используя следующее упрощенное выражение, аналогичное выражению (53):

$$K = \frac{C_з + p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_n}\right) + K_{zэ}\right]}{\mu_з K_z\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{к0}}\left[F_n - 2\mu_з^2 K_z z_0\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_n}\right) - K_{zэ}\right]}. \qquad (53,а)$$

Условие положительности знаменателя выражения (53,а) в результате действий, аналогичных действиям при выводе выражения (54) запишется следующим образом

$$\frac{d_c}{4(2+\mu_з z_0)\sin 2\alpha} - 1 > 0. \qquad (54,а)$$

Из сравнения неравенств (54,а) и (54) видно, что условие положительности знаменателя выражения (53,а) усугубляется по сравнению со знаменателем выражения (53). Однако основное условие положительности величины K, выражающееся в требовании положительности числителя выражения (53,а)

$$C_з + p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_n}\right) + K_{zэ}\right] > 0, \qquad (56,а)$$

для клапанов с аксиальным подводом и неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом более благоприятно в связи с наличием в неравенстве (56,а) положительного дополнительного члена, пропорционального $K_{zэ}$.

Для клапанов с радиальным подводом рабочей жидкости условие (59) сохраняется. Второе условие для этих клапанов можно определить, используя следующее упрощенное выражение, аналогичное выражению (53) (для клапана с неуравновешенным основным запорно-регулирующим элементом разность площадей F и f_c заменяется при этом на площадь $F_к$):

$$K = \frac{C_з + p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right]}{\mu_з K_z\sqrt{\frac{\rho}{2}}\sqrt{p_{к0}}\left[F_к - 2\mu_з^2 K_z z_0\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_0}{F_п}\right) + K_{zэ}\right]}. \qquad (53,б)$$

Отсюда по аналогии с предыдущим получается следующее второе условие устойчивости клапанов с радиальным подводом рабочей жидкости

$$C_з + p_{к0}\left[2\mu_з^2 K_z\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{2K_z z_0}{F_п}\right) - K_{zэ}\right] > 0. \qquad (56,б)$$

Для сравнения клапанов с радиальным и аксиальным подводом рабочей жидкости по признаку устойчивости, очевидно, необходимо сравнить неравенства (56) и (56,б).

Это сравнение показывает, что запас устойчивости при прочих равных условиях у клапанов с радиальным подводом меньше, чем у клапанов с аксиальным подводом, из-за наличия отрицательного дополнительного члена в неравенстве (56,б), пропорционального величине $K_{zэ}$.

Для клапанов с толкателем в случае нерегулируемого управляющего дросселя условия (56) или (56,а) (при аксиальном подводе) или (56,б) (при радиальном подводе к основному ЗРЭ) остаются без изменения.

Условие, определяемое отношением круглых скобок числителя и знаменателя выражения (40,а), получается по аналогии с предыдущим и имеет следующий вид

$$C_в + p_{в0}\left[K_{xэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\frac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \frac{2K_x x_0}{f_п}\right)\right] + \frac{\mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}}\left(f_п - f_T\right)}{\mu_{др} f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p_{др0}}} + K_щ} > 0. \qquad (59,а)$$

Из сравнения неравенств (59) и (59,а) видно, что при прочих равных условиях запас устойчивости клапанов с толкателем меньше чем клапанов без толкателя из-за наличия в выражении (59,а) отрицательного члена, пропорционального f_T.

В случае регулируемого управляющего дросселя к полученным выше условиям добавляется еще одно

$$A_5\mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{в0}} + K_щ - \mu_{др} K_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{x_0}{2\sqrt{p_{др0}}} > 0, \qquad (60)$$

появляющееся при подстановке выражений для коэффициентов A_9 и A_{10} в отношение, определяемое круглыми скобками числителя и знаменателя выражения для коэффициента передачи клапана.

Наличие этого дополнительного условия свидетельствует о меньшем запасе устойчивости у клапанов с регулируемым управляющим дросселем по сравнению с клапанами, имеющими нерегулируемый управляющий дроссель.

Особенности клапанов непрямого действия, связанные со ступенчатым дросселированием в запорно-регулирующих элементах, как можно видеть из математического описания, на величину запаса устойчивости при эквивалентности их гидравлических параметров соответствующим параметрам клапанов с подобными одинарными элементами не влияет.

5. Переходная характеристика клапана

Динамические свойства напорного клапана непрямого действия, также как и напорного клапана прямого действия, обычно оцениваются по амплитудным и временным показателям (показателям качества) переходной характеристики (рис.12), являющейся отображением реакции клапана на ступенчатое изменение подачи рабочей жидкости к нему (оценка по частотной характеристике в практике напорных клапанов встречается реже [18] из-за трудностей реализации экспериментального получения этой характеристики; в то же время получение аналитической частотной характеристики по передаточной функции клапана общеизвестно [10, 15]).

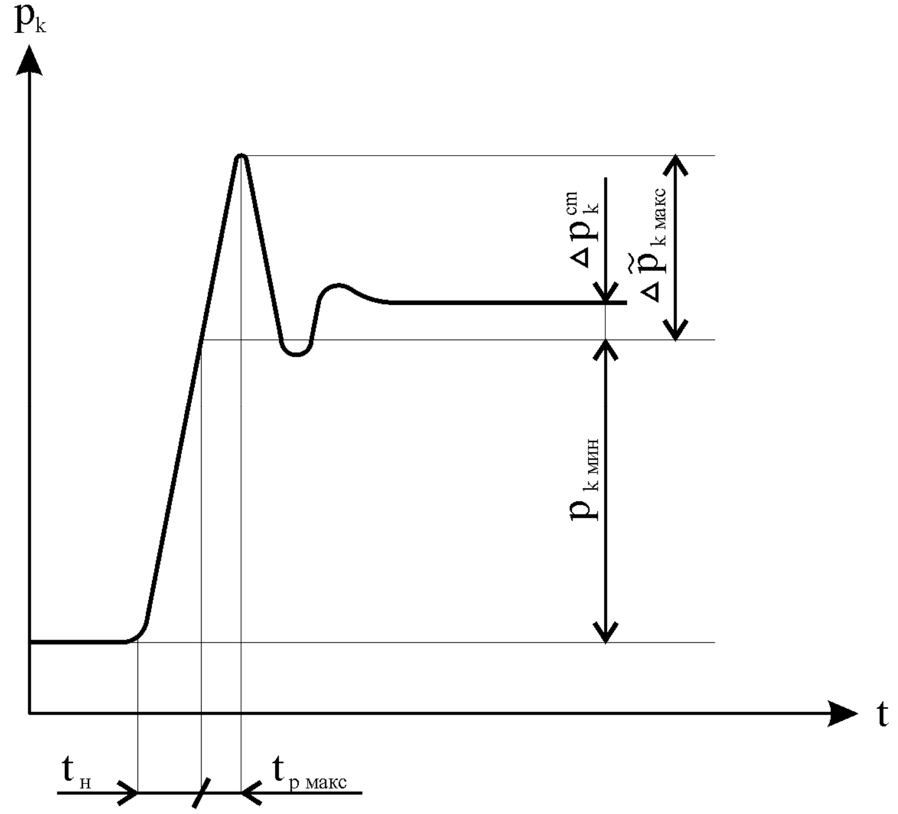


Рис. 12. График переходной расходо-напорной характеристики клапана непрямого действия:

$p_{кмин}$ - величина минимального (настроечного) перепада давления на клапане; $\Delta p_к^{ст}$ - статическое приращение перепада давления на клапане при ступенчатом приращении потока $\Delta Q_{к\Delta}$, проходящего через клапан; $\Delta\tilde{p}_{кмакс}$ - динамическое приращение перепада давления на клапане при ступенчатом приращении потока $\Delta Q_{к\Delta}$, проходящего через клапан; $t_н$ - время нарастания давления в подводящей гидролинии до величины $p_{кмин}$; $t_{рмакс}$ - время нарастания давления в подводящей гидролинии от величины $p_{кмин}$ до величины $p_{кмакс}$

Уравнение переходной характеристики для напорного клапана непрямого действия получается обратным преобразованием Лапласа [10, 15] произведения, состоящего из выражений передаточной функции $W_n(s)$ и ступенчатого входного воздействия ($\Delta Q_н/s$), и имеет следующий вид

$$\Delta p_к(t) = \left[1 + \frac{1}{T_n}\sqrt{\frac{T_n^2 - 2\zeta_n T_n T + T^2}{1-\zeta_n^2}}e^{-\frac{\zeta_n}{T_n}\cdot t}\sin(\omega t + \psi)\right]K_n\Delta Q_н, \qquad (61)$$

где ω, ψ – круговая частота и фазовый сдвиг колебаний клапана, определяемые по выражениям

$$\omega = \frac{\sqrt{1-\zeta_n^2}}{T_n};$$

$$\psi = arctg\frac{T\sqrt{1-\zeta_n^2}}{T_n - \zeta_n T} + arctg\frac{\sqrt{1-\zeta_n^2}}{\zeta_n}.$$

Отсюда при заданном изменении подачи рабочей жидкости к клапану $\Delta Q_н$ могут быть определены время установления максимального отклонения давления (заброса давления) в напорной линии клапана, которое дает представление о быстродействии клапана (иногда о быстродействии судят по длительности переходного процесса [10,15], которая может быть определена по приближенной формуле $t_{пер} \approx 3T_n/\zeta_n$), и абсолютная величина этого отклонения, исходя из которой должны определяться прочностные характеристики подводящей к клапану гидролинии и присоединенной к ней аппаратуры.

Решая задачу на экстремум, можно получить из уравнения (61)

$$t_{рмакс} = \frac{1}{\omega}\left(arctg\frac{\omega T_n}{\zeta_n} - \psi\right) = \frac{1}{\omega}arctg\frac{\omega}{\frac{\zeta_n}{T_n} - \frac{1}{T}} = \frac{1}{\omega}arctg\frac{T\sqrt{1-\zeta_n^2}}{\zeta_n T - T_n}; \qquad (62)$$

$$\Delta p_{кмакс} = \left[1 + \frac{1}{T_n}\sqrt{\frac{T_n^2 - 2\zeta_n T_n T + T^2}{1-\zeta_n^2}}e^{-\frac{\zeta_n}{\omega\cdot T_n}\cdot arctg\frac{\omega}{\frac{\zeta_n}{T_n}-\frac{1}{T}}}\sin\left(arctg\frac{\sqrt{1-\zeta_n^2}}{\zeta_n}\right)\right]K_n\Delta Q_н. \qquad (63)$$

Пренебрегая для упрощения анализа сравнительно малой величиной ζ_n, получим после преобразований

$$t_{рмакс} = T_n\left|arctg\frac{T}{T_n}\right|; \qquad (64)$$

$$\Delta p_{кмакс} = \left(1 + \frac{\sqrt{T_n^2 + T^2}}{T_n}\right)K_n\Delta Q_н \qquad (65)$$

или, подставляя значения T_n и K_n при пренебрежении в них сравнительно малыми величинам $T^2_к$ и $K_у$,

$$t_{рмакс} = \sqrt{KK_{сж}T}\left|arctg\sqrt{\frac{T}{KK_{сж}}}\right|; \qquad (66)$$

$$\Delta p_{кмакс} = \left(1 + \sqrt{\frac{KK_{сж} + T}{KK_{сж}}}\right) K \Delta Q_н \,. \tag{67}$$

Из выражения (66) видно, что быстродействие клапана тем выше (т. е. величина $t_{рмакс}$ тем меньше), чем меньше величина T клапана.

Влияние величины K (также, как и величины $K_{сж}$) сказывается в меньшей мере, поскольку эта величина входит как в числитель, так и в знаменатель (в функции арктангенса) выражения (66). Однако, как показывают расчеты в области действительных значений параметров K, T и $K_{сж}$ влияние числителя выражения (56) более существенно и, следовательно, повышению быстродействия отвечает более низкая величина K.

Что касается максимального отклонения давления, то его величина, как видно из выражения (67), тем меньше, чем меньше величины K и T (следует отметить, что первое слагаемое в круглой скобке этого выражения, т. е. единица, соответствует статическому отклонению давления при изменении величины потока рабочей жидкости через клапан, а чисто динамическому отклонению соответствует второе слагаемое). Из этого же выражения можно видеть, что на величину $\Delta p_{кмакс}$ оказывает влияние упругость напорного трубопровода. Для снижения величины $\Delta p_{кмакс}$ с помощью напорного трубопровода необходимо величину $K_{сж}$ увеличивать, т. к. эта величина оказывает более сильное влияние на знаменатель выражения (67) (входит в знаменатель в виде сомножителя), чем на числитель (входит в виде слагаемого).

Влияние постоянной времени τ клапана на величины $t_{рмакс}$ и $\Delta p_{кмакс}$ можно установить, используя полные выражения для них (62) и (63).

Влияние величины τ проявляется в этих выражениях через коэффициент демпфирования $\zeta_п$, который находится в линейной зависимости от τ (см. выражение (50,в) для $\zeta_п$).

Из выражений (62) и (63) видно, что требуемому уменьшению величин $t_{рмакс}$ и $\Delta p_{кмакс}$ соответствует увеличение величины $\zeta_п$, а следовательно и увеличение постоянной времени τ.

Таким образом, влияние параметров клапана на величины $t_{рмакс}$ и $\Delta p_{кмакс}$ можно выразить следующими пропорциональными зависимостями:

$$t_{рмакс} \equiv \frac{KT}{\tau} \qquad \text{и} \qquad \Delta p_{кмакс} \equiv \frac{KT}{\tau} \,.$$

Следует отметить, что последнюю зависимость можно получить непосредственно, исследуя на максимум переходную характеристику, отображающую реакцию собственно клапана (без учета напорного трубопровода), т. е. переходную характеристику, полученную с использованием передаточной функции клапана по выражению (46).

Подстановка значений K, T и τ дает

$$\frac{KT}{\tau} = \frac{A_1}{1 + A_2 + A_4 A_5} \,. \tag{68}$$

Откуда, подставляя значения коэффициентов и пренебрегая величиной единицы по сравнению с величинами других слагаемых, получим для клапана по рис. 2 после преобразований

$$\frac{KT}{\tau}=\frac{2\sqrt{\frac{2}{\rho}p_{\kappa 0}}\left\{C_{в}+p_{в0}\left[K_{xэ}+2\mu_{в}^{2}K_{x}\left(\frac{\cos\theta_{в}}{\varepsilon_{в}}-\frac{2K_{z}x_{0}}{f_{n}}\right)\right.\right.}{\mu_{з}K_{z}z_{0}\left\{C_{в}+p_{в0}\left[K_{xэ}+2\mu_{в}^{2}K_{x}\left(\frac{\cos\theta_{в}}{\varepsilon_{в}}-\frac{2K_{x}x_{0}}{f_{n}}\right)\right]\right\}+2\mu_{в}K_{x}\sqrt{p_{\kappa 0}p_{в0}}\left[f_{n}-x_{0}K_{э}\right]}, \qquad (69)$$

где $K_{э}=K_{xэ}+2\mu_{в}^{2}K_{x}\left(\frac{\cos\theta_{в}}{\varepsilon_{в}}-\frac{K_{x}x_{0}}{f_{n}}\right)$.

Из анализа выражения (69) можно установить, что уменьшению величин $t_{рмакс}$ и $\Delta p_{кмакс}$ способствует уменьшение жесткости пружины вспомогательного запорно-регулирующего элемента, увеличение диаметра подводящего к нему канала, а также (через величину f_z) увеличение угла образующей (угла вытекания струи) основного запорно-регулирующего элемента и диаметра подводящего к нему канала (диаметра плунжера основного запорно-регулирующего элемента).

Из других клапанов непрямого действия отличительной особенностью в части влияния на величины обладает лишь клапан с толкателем, имеющий отличное от других клапанов выражение коэффициента A_5.

Это отличие выражается в появлении отрицательного члена $A_{10}\cdot f_T$ в фигурных скобках числителя и знаменателя выражения (69), которое преобразуется к следующему виду

$$\frac{KT^{*}}{\tau^{*}}=\frac{\sqrt{2\rho p_{\kappa 0}}\left\{C_{в}+p_{в0}\left[K_{xэ}+2\mu_{в}^{2}K_{x}\left(\frac{\cos\theta_{в}}{\varepsilon_{в}}-\frac{2K_{x}x_{0}}{f_{n}}\right)\right]-A_{10}f_{T}\right\}}{\mu_{з}K_{z}z_{0}\left\{C_{в}+p_{в0}\left[K_{xэ}+2\mu_{в}^{2}K_{x}\left(\frac{\cos\theta_{в}}{\varepsilon_{в}}-\frac{2K_{x}x_{0}}{f_{n}}\right)\right]-A_{10}f_{T}\right\}+2\mu_{в}K_{x}\sqrt{p_{\kappa 0}p_{в0}}\left(f_{n}-x_{0}K_{э}\right)}. \qquad (69,а)$$

Наличие отрицательного члена $A_{10}f_T$ в выражение (69,а) по сравнению с выражением (69) позволяет при прочих равных условиях получать в клапане с толкателем меньшие величины $t_{рмакс}$ и $\Delta p_{кмакс}$, поскольку одновременное уменьшение числителя и знаменателя при меньшем числе слагаемых числителя соответствует уменьшению величины дроби.

6. Герметичность

Утечки в клапане непрямого действия возможны по месту контакта запорно-регулирующих элементов с седлами и по радиальным зазорам, образованным плунжерами этих элементов и расточками корпусных деталей.

Основная доля утечек приходится на указанные радиальные зазоры, поэтому основным признаком, характеризующим разницу герметизирующих свойств клапанов, следует считать тип ЗРЭ.

У клапанов с седельчатыми ЗРЭ герметичность существенно выше, чем у клапанов с золотниковыми (плунжерными) ЗРЭ (при отсутствии специальных средств уплотнения).

Дополнительными признаками, определяющими герметизирующие свойства клапанов, но уже при седельчатой конструкции их ЗРЭ, являются гидростатическая неуравновешенность основного запорно-регулирующего элемента и направление подвода рабочей жидкости к нему.

При гидростатической неуравновешенности основного ЗРЭ и наличии давления в напорной полости клапана возникает дополнительное усилие прижима этого элемента к седлу и, следовательно, обеспечивается более надежная герметизация по месту контакта указанного элемента с седлом.

Однако, если при этом остается путь для утечки рабочей жидкости по радиальному зазору плунжерной пары основного ЗРЭ, эффект от гидростатической неуравновешенности этого элемента оказывается весьма ограниченным. Радикальным решением для повышения герметичности в этом случае является введение уплотнительных устройств по радиальному зазору между основным ЗРЭ и расточкой сопрягающегося с ним корпуса, как это показано в работе [9]. Однако такое решение может привести к ухудшению динамических характеристик клапана, определяющих время открытия и "заброс" давления при открытии.

Наибольшего успеха с точки зрения герметизации можно добиться при осуществлении радиального подвода рабочей жидкости к основному ЗРЭ в дополнение к неуравновешенности последнего. В этом случае можно исключить также и путь для утечек рабочей жидкости на слив через радиальный зазор плунжерной пары (см., например, рис. 6).

Вопросы экспериментального определения герметичности напорных клапанов (в том числе и клапанов непрямого действия) достаточно подробно изложены в технической литературе (например, в работе [18]), и поэтому их специфика здесь не рассматривается.

7. Долговечность.

Основными факторами, влияющими на долговечность клапанов, являются [3] гидроабразивный и кавитационный износ.

Первый из них определяется чистотой рабочей жидкости и зависит в основном от степени фильтрации подводимого к клапану потока рабочей жидкости, т.е. от конструктивных особенностей самого клапана, рассмотренных в классификации, практически не зависит.

Второй фактор определяется скоростью потока рабочей жидкости в дросселирующих щелях ЗРЭ (по некоторым данным интенсивность износа пропорциональна пятой степени скорости потока рабочей жидкости [11]).

Основным способом борьбы с кавитацией является максимальное снижение разрежения в зоне возможной кавитации, в частности за счет повышения давления в окружающей эту зону среде.

С этой целью иногда разбивают дросселирующую щель на основном потоке клапана на две последовательно расположенные ступени (рис.9) таким образом, чтобы вторая ступень создавала гидравлический подпор для первой ступени. При этом одновременно уменьшается скорость потока на каждой из них.

В то же время, как показывают исследования [3], для снижения кавитационных явлений практически до нуля достаточно создать на выходе из дросселирующей щели подпорное давление в пределах 2…4% от напорного давления. Следовательно, при наличии на сливе гидросистемы гидравлического сопротивления соответствующей величины (так, например, при напорном давлении 32 *МПа* подпорное давление должно составлять 0,6…1,2 *МПа*, что, как правило, имеет место в реальных гидросистемах) разбиение дросселирующих щелей на ступени, связанное с усложнением конструкции и снижением технологичности изготовления клапана, оказывается излишним.

В качестве конструктивного способа борьбы с кавитацией в проходном сечении вспомогательного ЗРЭ может служить установка управляющего дросселя клапана на сливной гидролинии вспомогательного ЗРЭ, как это сделано в конструктивной схеме клапана золотникового типа по рисунку 2 или в клапане седельчатого типа, показанном в работе [21].

Другим способом борьбы с эрозионным изнашиванием клапанов является, как известно, выполнение на плунжерах (на седлах) вместо острой кромки небольшой (0,2…0,4 мм) конической фаски.

Таким образом, применение того или иного способа борьбы с износом ЗРЭ клапана определяется требованиями к его долговечности, вытекающими из условий эксплуатации клапана. Учет их особенностей при математическом описании клапана отображается, как показано выше, в величине приведенного к проходному сечению ЗРЭ гидравлического сопротивления (фактически в величине μ).

8. Методика расчета конструктивных и рабочих параметров клапана непрямого действия

Методика расчета параметров клапана дается на примере конструктивной схемы клапана с аксиальным подводом рабочей жидкости (рис. 1), принятой в качестве базовой при его математическом описании. Особенности проектных решений для других конструктивных схем оговариваются по мере изложения материала.

Используя приведенные в параграфе 2 аналитические зависимости, а также принимая во внимание вышесказанное относительно влияния конструктивных параметров клапана на его характеристики, можно рекомендовать следующую методику расчета.

1. Исходные данные

Заданными величинами при расчете считаются:

диапазон подач насоса $Q_{н\,мин} \ldots Q_{н\,макс}$;

настроечный перепад давления, например $p_{к\,мин}$ при $Q_{к\,мин}$;

максимальное приращение статической характеристики клапана $\Delta p^{ст}_{кмакс}$ при переходе от $Q_{к\,мин}$ к $Q_{к\,макс}$;

скачкообразное (ступенчатое) изменение подачи рабочей жидкости от насоса $\Delta Q_н$, на которое требуется рассчитать динамические характеристики клапана;

коэффициенты утечек $K_у$ и упругости напорного трубопровода $K_{сж}$;

параметры рабочей жидкости (плотность ρ, коэффициент динамической вязкости μ).

2. Определяются гидравлические параметры $\mu_з$, $\mu_в$, $\mu_{др}$, $\mu_д$, $\varepsilon_з$, $\varepsilon_в$ по рекомендациям технической литературы для машиностроительной гидравлики [1, 9] или исходя из экспериментальных данных.

3. Проводится расчет конструктивных параметров основного ЗРЭ $F_п$, d, D, L, δ, α, $C_з$, $z_{пр}$, $d_{др}$, $d_д$.

3.1. Площадь проходного сечения подводящего канала в седле $F_п$ определяют исходя из допускаемой скорости потока рабочей жидкости при максимальной расходе $Q_{к\,макс}$ по формуле $F_п = \frac{Q_{кмакс}}{v_{кдоп}}$. Для клапана с двухплунжерным основным ЗРЭ допустимая скорость потока рабочей жидкости в подводящем канале может быть принята равной $v_{к\,доп}=15\ldots20$ *м/с*; для клапана с одноплунжерным запорно-регулирующим элементом – $v_{к\,доп}=7\ldots10$ *м/с*. Рассчитанный (исходя из величины $F_п$) диаметр подводящего канала $d_п = \sqrt{\frac{4F_п}{\pi}}$ округляют до ближайшего значения по стандарту для круглых отверстий.

3.2. Диаметр малого плунжера назначают на *1…2 мм* большим диаметра подводящего к нему канала $d_п$, т.е.

$$d=d_п+(1\ldots2)\ [мм],$$

округляя до ближайшего значения по стандарту круглых отверстий.

3.3. Диаметр D для клапана с двухплунжерным основным запорно-регулирующим элементом (рис. 1) принимают обычно из расчета $D=2d$, для клапана с радиальным (обратным) подводом рабочей жидкости $D=(2,2\ldots2,5)d$.

3.4. Зазоры по плунжерам назначают, исходя из точности и чистоты обработки сопрягаемых поверхностей, а также с учетом их изменения от температуры и внутреннего давления . Обычно δ_D берут в пределах *0,01…0,02 мм*, $\delta_d=0,04\ldots0,06$ *мм*.

3.5. Длина направляющей части малого плунжера l берется на менее $1,2d$, а большого плунжера $L=(0,3\ldots0,4)D$. Длины плунжеров l и L округляются до ближайших по стандарту величин.

3.6. Угол α в седле корпуса принимают из диапазона $30°\ldots60°$, имея в виду, что более устойчивой работе, особенно при малых открытиях клапана, соответствуют меньшие значения α.

3.7. Максимальный подъем основного запорно-регулирующего элемента при установившемся режиме работы клапана определяется по упрощенной формуле (принимается естественное допущение о пренебрежимо малой величине потока рабочей жидкости через вспомогательный запорно-регулирующий элемент).

$$z_{0макс} = \frac{Q_{кмакс}}{\mu_з \pi d \sin\alpha}\sqrt{\frac{\rho}{2\left(p_{кмин} + \Delta p^{ст}_{кмакс}\right)}}.$$

3.8. Жесткость пружины $C_з$ для клапанов с одноплунжерным основным запорно-регулирующим элементом выбирается из диапазона $(10\ldots30)\cdot10^3$ *Н/м,* а для клапанов с двухплунжерным основным запорно-регулирующим элементом, у которых коэффициент передачи K ниже (т.е. клапан находится

3.9. Предварительное поджатие пружины $Z_{пр}$ определяется, исходя из необходимости обеспечения надежной герметичности основного запорно-регулирующего элемента в закрытом состоянии клапана. Обычно задаются усилием прижима запорно-регулирующего элемента к седлу $N_з$, пропорциональным диаметру плунжера *d.* Для этой цели может быть рекомендована следующая эмпирическая зависимость
$N_з = (2...5)\cdot 10^4 d$,

где $N_з$ измеряется в ньютонах, а d – в метрах.

Тогда $Z_{пр} = \dfrac{N_з}{C_з}$.

3.10. Диаметр дросселя $d_{др}$ назначают минимально возможной величины из диапазона *0,7…1,0 мм*, руководствуясь при этом соображением об исключении возможности его засорения загрязняющими частицами в рабочей жидкости.

3.11. Диаметр отверстий $d_д$ при обычном отсутствии требования дополнительного демпфирования хода основного запорно-регулирующего элемента берут из расчета $d_д=(2…3)d_{др}$, а их число принимают равным не менее четырех, располагая симметрично по окружности малого плунжера.

При необходимости демпфирования движения основного ЗРЭ в крайнем нижнем положении (при посадке на седло из мягкого материала) расчет проходного сечения $f_д$ ведется по методике, хорошо известной из литературы по машиностроительной гидравлике**.** Её сущность заключается в том, что максимальное изменение перепада давлений на демпфере при движении плунжера рассчитывается из того условия, чтобы энергия, рассеиваемая на демпфере, превышала энергию, потенцированную при упругой деформации пружины основного ЗРЭ

$$(F - f)z_{макс}\Delta p_{дмакс} > \frac{C_з z_{макс}^2}{2}.$$

Задаваясь коэффициентом превышения $K_д=1,1…1,2$ и используя выражение для расхода жидкости через демпфирующие отверстия

$$Q_д = \mu_д f_д \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_{дмакс}} = v_{макс}(F - f),$$

можно получить расчетную формулу в следующем виде

$$f_д = \frac{K_д v_{макс}}{\mu_д}\sqrt{\frac{(F - f)^3 \rho}{C_з z_{макс}}}.$$

Здесь $v_{макс}$ – максимальная скорость перемещения плунжера при закрытии клапана. Ее можно принять равной, исходя из опытных данных, в пределах $(0,4…0,6)\cdot 10^6$ *м/с*.

4. Проводится расчет конструктивных параметров вспомогательного клапана. При этом обычно используется методика, применяемая при расчете клапанов прямого действия.

4.1. Площадь проходного сечения подводящего канала к вспомогательному клапану f_n определяется исходя из допускаемой скорости потока рабочей жидкости при максимальном расходе $Q_{вмакс}$ (который соответствует максимальному расходу $Q_{кмакс}$) по формуле $f_n = \frac{Q_{вмакс}}{v_{вдоп}}$,

где $Q_{вмакс} = Q_{дрмакс} + Q_{щмакс} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{дрмакс}} + K_щ p_{щмакс}$

При расчете можно принять естественное допущение о равенстве $p_{дрмакс} = p_{щмакс} = \Delta p^{ст}_{кмакс}$.

Допускаемая скорость потока $v_{вдоп}$ выбирается из диапазона (*0,5…1,0*) *м/с*.

Диаметр подводящего канала $d_{пв}$, рассчитанный по формуле $d_{пв} = \sqrt{\frac{4}{\pi} f_n}$,

округляют до ближайшего значения по стандарту для круглых отверстий. Диаметр шарика принимают равным (*1,2…1,3*)$d_{пв}$.

4.2. Высота подъема вспомогательного запорно-регулирующего элемента определяется по формуле

$$x_{макс} = \frac{Q_{вмакс}}{\mu_ш \pi d_{пв} \sin\beta} \sqrt{\frac{\rho}{2 p_{вмакс}}}.$$

Угол β обычно принимают из диапазона 30…60°, хотя по аналогии с зарубежной практикой иногда применяют и меньшие величины (20°).

Максимальное давление на вспомогательном ЗРЭ можно определить по формуле $p_{вмакс} = p_{кмакс} - p_{дрмакс} \approx p_{кмин}$.

4.3. Жесткость пружины вспомогательного ЗРЭ выбирается из диапазона $(20…40)\cdot 10^3$ *Н/м*, причем меньшие величины соответствуют обеспечению

4.4. Предварительное поджатие пружины вспомогательного ЗРЭ определяется по формуле

$$X_{пр} = \frac{p_в^{настр} f_n}{C_в},$$

где $p_в^{настр}$ - давление настройки вспомогательного клапана, определяющее его закрытое состояние. Для проектного расчета можно принять $p_в^{настр} \approx p_{кмин}$.

5. Проводится расчет параметров рабочих характеристик клапана непрямого действия.

5.1. График статической характеристики (рис. 14) строится по величинам $p_{кмин}$ при $Q_{КМИН}$ и $p_{кмакс}$ при $Q_{кмакс}$ (где $p_{кмакс}=p_{кмин}+\Delta p_{стмакс}$).

5.2. Параметры передаточной функции клапана $K_п$, T, $T_п$, $\zeta_п$ определяются по формулам (50, а), (48), (50, г), (50, в), а входящие в них величины K и τ по формулам (40) и (49).

5.3. Параметры переходной характеристики $t_н$, $t_{рмакс}$, $\Delta\widetilde{p}_{кмакс}$ (рис. 12) определяются из формул, выводимых по правилам обратного преобразования Лапласа, и нахождения экстремума первообразной функции:

$$t_н = \frac{K_{сж} p_{кмин}}{\Delta Q_н - K_у p_{кмин}}; \tag{70}$$

$$t_{рмакс} = \frac{T_п}{\sqrt{1-\zeta_п^2}} arctg \frac{T\sqrt{1-\zeta_п^2}}{\zeta_п T - T_п}; \tag{71}$$

$$\Delta\widetilde{p}_{кмакс} = \left[1 + \frac{1}{T_п}\sqrt{\frac{T_п^2 + T^2 - 2\zeta_п T_п T}{1-\zeta_п^2}} e^{-\frac{\zeta_п}{T_п}\cdot t_{рмакс}} \sin\left(arctg\frac{\sqrt{1-\zeta_п^2}}{\zeta_п}\right)\right] K_п \Delta Q_н. \tag{72}$$

Здесь $\Delta Q_н$ – заданное скачкообразное (ступенчатое) изменение подачи рабочей жидкости от насоса.

В том случае, если какая-либо расчетная характеристика клапана не устраивает проектировщика, он может при выбранной конструктивной схеме осуществить ее улучшение в нужном направлении, исходя из изложенной выше логики влияния тех или иных конструктивных параметров клапана на его устойчивость, статическую и динамическую характеристики, либо перейти на другую конструктивную схему, которая, в силу изложенного выше сравнительного анализа разных конструктивных схем, представляется более перспективной для достижения в клапане нужного технического или эксплуатационного качества.

9. Пример расчета клапана

Исходные данные:

$Q_{кмин}=1,56\cdot 10^{-3}$ $м^3/с$;

$Q_{кмакс}=16,5\cdot 10^{-3}$ $м^3/с$;

$p_{кмин}=4\cdot 10^{6}$ $Па$;

$\Delta p_{кмакс}^{ст}=0,4\cdot 10^{6}$ $Па$;

$\Delta_н=4,17\cdot 10^{-3}$ $м^3/с$;

$K_у=13,3\cdot 10^{-11}$ $м^5/Н\cdot с$;

$K_{сж}=4\cdot 10^{-11}$ $м^5/Н$;

рабочая жидкость – масло «веретенное АУ» ($\rho=890$ $Н\cdot с^2/м^4$; $\mu=0,0312$ $Н\cdot с/м^2$).

Требуется рассчитать:

1) конструктивные параметры подпорного клапана непрямого действия прямопоточного типа с двухплунжерным основным запорно-регулирующим элементом и шариковым вспомогательным запорно-регулирующим элементом (рис.1). Седло и плунжеры основного запорно-регулирующего элемента должны быть

подвергнуты закалке (т.е. дополнительного демпфирования хода этого элемента при посадке на седло не требуется);

2) параметры переходной характеристики указанного клапана при ступенчатой подаче рабочей жидкости $\Delta Q_н$.

1. По рекомендациям технической литературы принимаем: $\mu_з=0,65$; $\mu_в=0,6$; $\mu_{др}=0,7$; $\mu_д=0,3$; $\varepsilon_з=\varepsilon_в=0,64$.

2. Задаемся величинами: $\alpha=30^\circ$; $z_{мин}=0,35\cdot10^{-3}$ м; $p_{дрмин}=6,8\cdot10^4$ Н/м^2; $d_{др}=0,7\cdot10^{-3}$ м ($f_{др}=0,385\cdot10^{-6}$ м^2); $v_{к\,доп}=20$ м/с; $v_{вдоп}=0,5$ м/с.

3. Расчет конструктивных параметров клапана

3.1. Площадь проходного сечения подводящего канала в седле основного запорно-регулирующего элемента $F_п=\dfrac{Q_{кмакс}}{v_{кдоп}}=\dfrac{0,0165}{20}=0,000825$ м^2.

3.2. Диаметр подводящего канала $d_п=\sqrt{\dfrac{4F_п}{\pi}}=\sqrt{\dfrac{0,000825}{0,785}}=0,00324$ м.

Принимаем ближайший по стандарту условных проходов $d_п$ =32 мм ($F_п=8,04\cdot10^{-4}$м^2).

3.3. Коэффициенты пропорциональности, используемые при расчете рабочих характеристик вспомогательного запорно-регулирующего элемента

$$K_z=\pi d_п\sin\alpha=\pi\cdot0,032\cdot\sin30^0=0,0502\ м;$$

$$K_{zэ}=\frac{\pi d_п}{2}\sin2\alpha=\frac{\pi\cdot0,032}{2}\cdot\sin60^0=0,0435\ м^2.$$

3.4. Диаметр малого плунжера $d=d_п+2=32+2=34$ мм ($f=9,075\cdot10^{-4}$ м^2).

3.5. Диаметр большого плунжера $D=2d=2\cdot34=68$ мм ($F=36,3\cdot10^{-4}$ м^2, $F_к=F-f=27,22\cdot10^{-4}$ м^2).

3.6. Зазоры по большому и малому плунжерам принимаем в среднем равными соответственно $\delta_D=0,05$ мм ($5\cdot10^{-5}$ м), $\delta_d=0,01$ мм (10^{-5} м).

3.7. Длины направлений этих плунжеров в расточках корпуса равны по расчету L=0,3D=0,3·68=20,4 мм и l=1,2d=1,2·34=40,8 мм. Принимаем из конструктивных соображений L=22 мм (0,022 м) и l=44 мм (0,044 м).

3.8. Коэффициент расхода рабочей жидкости через кольцевую щель большого плунжера основного запорно-регулирующего элемента

$$K_щ=\frac{\pi D\delta_D^3}{12\mu L}=\frac{\pi\cdot0,068\cdot125\cdot10^{-15}}{12\cdot0,0312\cdot0,022}=3,24\cdot10^{-12}\ м^5/Н\cdot с.$$

3.9. Подъем основного запорно-регулирующего элемента при установившемся режиме работы клапана, соответствующем расходу $Q_{кмакс}$

$$z_{0макс}=\frac{Q_{кмакс}}{\mu_з\pi d\sin\alpha}\sqrt{\frac{\rho}{2\left(p_{кмин}+\Delta p_{кмакс}^{ст}\right)}}=\frac{16,5\cdot10^{-3}}{0,65\cdot\pi\cdot0,034\cdot0,5}\cdot\sqrt{\frac{890}{2\cdot\left(4\cdot10^6+0,4\cdot10^6\right)}}=$$
$$=4,78\cdot10^{-3}\ м.$$

3.10. Жесткость пружины основного запорно-регулирующего элемента принимаем $C_з = 50 \cdot 10^3$ *Н/м*.

3.11. Задаемся усилием прижима основного запорно-регулирующего элемента к седлу

$$N_з = 4 \cdot 10^4 d = 4 \cdot 10^4 \cdot 0{,}0034 \approx 150 H$$

и находим величину предварительного поджатия пружины основного запорно-регулирующего элемента

$$Z_{пр} = \frac{N_з}{C_з} = \frac{150}{50 \cdot 10^3} = 3 \cdot 10^{-3} м.$$

3.12. Диаметр отверстий $d_д$ ввиду отсутствия требования дополнительного демпфирования хода основного запорно-регулирующего элемента принимаем из расчета $d_д = 2{,}5 d_{др} = 2{,}5 \cdot 0{,}7 \cdot 10^{-3} = 1{,}75 \cdot 10^{-3} м$ (округляем

$$f_д = 4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1{,}7^2 \cdot 10^{-6} = 9{,}075 \cdot 10^{-6} м^2.$$

3.13. Максимальный расход рабочей жидкости через вспомогательный ЗРЭ $Q_{вмакс}$ (который соответствует максимальному расходу $Q_{кмакс}$)

$$Q_{вмакс} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{\frac{2 p_{щмакс}}{\rho}} + K_щ p_{щмакс} = 0{,}7 \cdot 0{,}385 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}4 \cdot 10^6}{890}} + 3{,}24 \cdot 10^{-12} \cdot 0{,}4 \cdot 10^6 =$$

$$= 9{,}38 \cdot 10^{-6} м^3/с$$

3.14. Площадь проходного сечения подводящего канала к вспомогательному запорно-регулирующему элементу

$$f_п = \frac{Q_{в0макс}}{v_{вдоп}} = \frac{9{,}38 \cdot 10^{-6}}{0{,}5} = 18{,}76 \cdot 10^{-6} м^2.$$

3.15. Диаметр подводящего канала к вспомогательному запорно-регулирующему элементу

$$d_{пв} = \sqrt{\frac{4}{\pi} f_п} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 18{,}76 \cdot 10^{-6}} = 4{,}89 \cdot 10^{-3} м.$$

Принимаем $d_{пв} = 5 \cdot 10^{-3}$ *м* (уточненное $f_п = 19{,}63 \cdot 10^{-6}$ $м^2$).

3.16. Диаметр шарика $d_ш = 1{,}2\, d_{пв} = 6 \cdot 10^{-3}$ *м* .

3.17. Угол $\beta = \arcsin \frac{\sqrt{d_ш^2 - d_{пв}^2}}{d_ш} = \frac{\sqrt{6^2 \cdot 10^{-6} - 5^2 \cdot 10^{-6}}}{6 \cdot 10^{-3}} = \arcsin 0{,}5528 = 33^o 34'$.

3.18. Коэффициенты пропорциональности, используемые при расчете рабочих характеристик вспомогательного запорно-регулирующего элемента

$K_x = \pi d_{пв} \sin\beta = \pi \cdot 0{,}005 \cdot \sin 33^0 34' = 0{,}00868$ *м*;

$K_{xэ} = \dfrac{\pi d_{пв}}{2} \sin 2\beta = \dfrac{\pi \cdot 0{,}005}{2} \cdot \sin 67^0 08' = 0{,}00725$ *м*^{2}.

3.19. Максимальный перепад давлений на вспомогательном запорно-регулирующем элементе в установившемся режиме, соответствующем $Q_{кмакс}$, принимаем при проектном расчете $p_{в0макс} \approx p_{кмин} = 4 \cdot 10^6$ *Па*.

3.20. Максимальная высота подъема вспомогательного запорно-регулирующего элемента

$$x_{макс} = \frac{Q_{в0макс}}{\mu_в \pi d_{пв} \sin\beta} \sqrt{\frac{\rho}{2 p_{вмакс}}} = \frac{9{,}38 \cdot 10^{-6}}{0{,}6 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}5528} \cdot \sqrt{\frac{890}{2 \cdot 4 \cdot 10^6}} = 0{,}019 \cdot 10^{-3}\ м.$$

3.21. Жесткость пружины вспомогательного запорно-регулирующего элемента принимаем $C_в = 30 \cdot 10^3$ *Н/м*.

3.22. Подъем основного запорно-регулирующего элемента при установившемся режиме работы клапана, соответствующем расходу $Q_{кмин}$

$$z_{0мин} = \frac{Q_{кмин}}{\mu_з \pi d \sin\alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2 p_{кмин}}} = \frac{1{,}56 \cdot 10^{-3}}{0{,}65 \cdot \pi \cdot 0{,}034 \cdot 0{,}5} \cdot \sqrt{\frac{890}{2 \cdot 4 \cdot 10^6}} =$$

$$= 0{,}474 \cdot 10^{-3}\ м.$$

3.23. Перепад давлений на дросселе при расходе $Q_{кмин}$ определяем с использованием выражения (25), принимая в нем $p_д = 0$ (поскольку отверстия $d_д$ не используются в данном клапане для демпфирования, их влияние на процессы в клапане даже при больших расходах рабочей жидкости через клапан незначительно и этим влиянием можно пренебречь)

$$p_{др0мин} = [\ C_з \left(Z_{пр} + z_{0мин}\right) + 2\mu_з^2 K_z z_{0мин} p_{кмин} \left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_{0мин}}{F_п} \right)\ ] / F =$$

$$= [\ 50 \cdot 10^3 \cdot \left(3 \cdot 10^{-3} + 0{,}474 \cdot 10^{-3}\right) + 2 \cdot 0{,}65^2 \cdot 0{,}0502 \cdot 0{,}474 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{0{,}867}{0{,}64} - \frac{0{,}0502 \cdot 0{,}474 \cdot 10^{-3}}{8{,}04 \cdot 10^{-4}} \right)\ ] / 36{,}3 \cdot 10^{-4} = 11{,}2 \cdot 10^4\ Па.$$

3.24. Перепад давлений на вспомогательном ЗРЭ при расходе $Q_{кмин}$

$$p_{в0мин} = p_{кмин} - p_{др0мин} = 4 \cdot 10^6 - 11{,}2 \cdot 10^4 = 3{,}89 \cdot 10^6\ Па.$$

3.25. Давление настройки вспомогательного клапана, определяющее его закрытое состояние $p_в^{настр} = p_{в0мин} = 3{,}89 \cdot 10^6$ *Па*.

3.26. Предварительное поджатие пружины вспомогательного клапана

$$X_{пр} = \frac{p_в^{настр} f_п}{C_в} = \frac{3{,}89 \cdot 10^{6} \cdot 19{,}63 \cdot 10^{-6}}{30 \cdot 10^3} = 2{,}55 \cdot 10^{-3}\ м.$$

4. Построение графика статической расходо-напорной характеристики клапана.

Оно фактически сводится к проверке сходимости заданных и расчетных величин перепада давлений на клапане при расходе $Q_{кмакс}$.

4.1. Перепад давлений на клапане при расходе $Q_{кмакс}$, исходя из задания должен быть в пределах

$$p_{к0макс} = p_{кмин} + \Delta p^{ст}_{кмакс} = 4 \cdot 10^6 + 0{,}4 \cdot 10^6 = 4{,}4 \cdot 10^6 \ Па.$$

4. 2. Подъем основного запорно-регулирующего элемента при установившемся режиме работы клапана, соответствующем расходу $Q_{кмакс}$

$$z_{0макс} = \frac{Q_{кмакс}}{\mu_з \pi d \sin\alpha}\sqrt{\frac{\rho}{2 p_{к0макс}}} = \frac{16{,}5 \cdot 10^{-3}}{0{,}65 \cdot \pi \cdot 0{,}034 \cdot 0{,}5} \cdot \sqrt{\frac{890}{2 \cdot 4{,}4 \cdot 10^6}} =$$

$$= 4{,}78 \cdot 10^{-3} м.$$

4.3. Перепад давлений на дросселе при расходе $Q_{кмакс}$

$$p_{др0макс} = [\ C_з\left(Z_{пр} + z_{0макс}\right) + 2\mu_з^2 K_z z_{0макс} p_{к0макс}\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_{0макс}}{F_п}\right)\ ]/F =$$

$$= [\ 50 \cdot 10^3 \cdot \left(3 \cdot 10^{-3} + 4{,}78 \cdot 10^{-3}\right) + 2 \cdot 0{,}65^2 \cdot 0{,}0502 \cdot 4{,}78 \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}4 \cdot 10^6 \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{0{,}866}{0{,}64} - \frac{0{,}0502 \cdot 4{,}78 \cdot 10^{-3}}{8{,}04 \cdot 10^{-4}}\right)\ ]/36{,}3 \cdot 10^{-4} = 36{,}7 \cdot 10^4 \, Па.$$

4.4. Перепад давлений на кольцевой щели большого плунжера при расходе $Q_{кмакс}$ (при пренебрежении $p_д$, принимаемого равным нулю)

$$p_{щ0макс} = p_{др0макс} = 36{,}7 \cdot 10^4 \, Па.$$

4.5. Перепад давлений на вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{к\Delta}$

$$p_{в0макс} = p_{к0макс} - p_{др0макс} = 4{,}4 \cdot 10^6 - 36{,}7 \cdot 10^4 = 4{,}03 \cdot 10^6 \, Па.$$

4.6. Установившийся расход рабочей жидкости через вспомогательный запорно-регулирующий элемент

$$Q_{в0макс} = \mu_{др} f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_{др0макс}} + K_щ p_{щмакс} =$$

$$0{,}7 \cdot 0{,}385 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 36{,}7 \cdot 10^4}{890}} + 3{,}24 \cdot 10^{-12} \cdot 36{,}7 \cdot 10^4 =$$

$$= 8{,}93 \cdot 10^{-6} \ м^3/с.$$

4.7. Площадь проходного сечения во вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{кмакс}$

$$f_{в0макс} = \frac{Q_{в0макс}}{\mu_в\sqrt{\frac{2}{\rho}p_{в0макс}}} = \frac{8{,}93 \cdot 10^{-6}}{0{,}6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 4{,}03 \cdot 10^6}{890}}} = 0{,}156 \cdot 10^{-6} \ м^2.$$

4.8. Подъем вспомогательного запорно-регулирующего элемента при расходе $Q_{кмакс}$

$$x_{0макс} = \frac{f_{в0макс}}{K_x} = \frac{0{,}156 \cdot 10^{-6}}{0{,}00868} = 17{,}97 \cdot 10^{-6} \ м.$$

. 4.9. Уточненный перепад давлений на вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{кмакс}$ определяем по формуле, полученной в результате преобразования выражения (23), в котором для упрощения расчета малозначащий второй член в квадратных скобках принят равным нулю,

$$p'_{в0макс} = \frac{C_в\left(X_{пр} + x_{0макс}\right)}{f_п - x_{0макс}K_{хэ}} = \frac{30\cdot 10^3\cdot\left(2{,}57\cdot 10^{-3} + 17{,}97\cdot 10^{-6}\right)}{19{,}63\cdot 10^{-6} - 17{,}97\cdot 10^{-6}\cdot 0{,}00725} = 3{,}98\cdot 10^6\,Па.$$

4.10. Уточненный перепад давлений на клапане при расходе $Q_{кмакс}$ опрелеляем по выражению (24)

$$p'_{к0макс} = p'_{в0макс} + p_{др0макс} = 3{,}98\cdot 10^6 + 36{,}7\cdot 10^4 = 4{,}35\cdot 10^6\,Па.$$

4.11. Далее можно провести вторую итерацию расчетов, аналогичных пунктам 4.2 – 4.10, с целью получения уточненных значений рабочих параметров клапана при расходе $Q_{кмакс}$. Однако для практики и полученной точности вполне достаточно, поскольку расхождение в величине перепада давлений на клапане при $Q_{кмакс}$ по расчету и по заданию составляет всего

$$\frac{4{,}4\cdot 10^6 - 4{,}35\cdot 10^6}{4{,}4\cdot 10^6}\cdot 100 = 1{,}1\%.$$

Поэтому завершаем этот раздел расчета построением графика статической характеристики клапана по величинам $p_{кмин}$ при $Q_{кмин}$ и $p'_{к0макс}$ при $Q_{кмакс}$ (штриховая линия на рис. 14).

5. Расчет динамических характеристик клапана при ступенчатой подаче рабочей жидкости $\Delta Q_н$.

5.1. Расход рабочей жидкости через клапан в установившемся режиме

$$Q_{к\Delta} = Q_н - Q_у = \Delta Q_н - K_у\,p_{кмин} = 4{,}17\cdot 10^{-3} - 13{,}3\cdot 10^{-11}\cdot 4\cdot 10^6 = 3{,}64\cdot 10^{-3}\ м^3/с.$$

5.2. Подъем основного запорно-регулирующего элемента при установившемся режиме работы клапана, соответствующем расходу $Q_{к\Delta}$

$$z_{0\Delta} = \frac{Q_{к\Delta}}{\mu_з\pi d\sin\alpha}\sqrt{\frac{\rho}{2p_{кмин}}} = \frac{3{,}64\cdot 10^{-3}}{0{,}65\cdot\pi\cdot 0{,}034\cdot 0{,}5}\cdot\sqrt{\frac{890}{2\cdot 4\cdot 10^6}} = 1{,}1065\cdot 10^{-3}\,м.$$

5.3. Перепад давлений на дросселе при расходе $Q_{к\Delta}$

$$p_{др\Delta} = \left[\ C_з\left(Z_{пр} + z_{0\Delta}\right) + 2\mu_з^2 K_z z_{0\Delta} p_{кмин}\left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z_{0\Delta}}{F_п}\right)\ \right]/F =$$

$$= \left[\ 50\cdot 10^3\cdot\left(3\cdot 10^{-3} + 1{,}1065\cdot 10^{-3}\right) + 2\cdot 0{,}65^2\cdot 0{,}0502\cdot 1{,}1065\cdot 10^{-3}\cdot 4\cdot 10^6\cdot\right.$$

$$\left.\cdot\left(\frac{0{,}866}{0{,}64} - \frac{0{,}0502\cdot 1{,}1065\cdot 10^{-3}}{8{,}04\cdot 10^{-4}}\right)\ \right]/36{,}3\cdot 10^{-4} = 12{,}31\cdot 10^4\,Па.$$

5.4. Перепад давлений на кольцевой щели большого плунжера при расходе $Q_{к\Delta}$ (при пренебрежении $p_д = 0$)

$$p_{щ\Delta} = p_{др\Delta} = 12{,}31\cdot 10^4\,Па.$$

5.5. Перепад давлений на вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{к\Delta}$

$$p_{в\Delta} = p_{кмин} - p_{др\Delta} = 4 \cdot 10^6 - 12{,}31 \cdot 10^4 = 3{,}88 \cdot 10^6\ Па.$$

5.6. Установившийся расход рабочей жидкости через вспомогательный запорно-регулирующий элемент при расходе $Q_{к\Delta}$

$$Q_{в\Delta} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{др\Delta}} + K_{щ} p_{щ\Delta} = 0{,}7 \cdot 0{,}385 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 12{,}31 \cdot 10^4}{890}} + 3{,}24 \cdot 10^{-12} \cdot 12{,}31 \cdot 10^4 =$$

$=4{,}88 \cdot 10^{-6}\ м^3/с.$

5.7. Площадь проходного сечения во вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{к\Delta}$

$$f_{в\Delta} = \frac{Q_{в\Delta}}{\mu_в \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{в\Delta}}} = \frac{4{,}88 \cdot 10^{-6}}{0{,}6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}88 \cdot 10^6}{890}}} = 0{,}0871 \cdot 10^{-6}\ м^2.$$

5.8. Подъем вспомогательного запорно-регулирующего элемента при расходе $Q_{к\Delta}$

$$x_{0\Delta} = \frac{f_{в\Delta}}{K_x} = \frac{f_{в\Delta}}{\pi d_{пв} \sin\beta} = \frac{0{,}0871 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0{,}005 \cdot 0{,}5528} = 10{,}04 \cdot 10^{-6}\ м.$$

5.9. Эффективная площадь вспомогательного запорно-регулирующего элемента при расходе $Q_{к\Delta}$

$$f_{вэ\Delta} = f_п - K_{хэ} x_\Delta = 19{,}63 \cdot 10^{-6} - 0{,}00725 \cdot 10{,}04 \cdot 10^{-6} = 19{,}56 \cdot 10^{-6}\ м^2.$$

5.10. Уточненный перепад давлений на вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{к\Delta}$ определяем по формуле, полученной в результате преобразования выражения (23), в котором для упрощения расчета малозначащий второй член в квадратных скобках принят равным нулю,

$$p'_{в0\Delta} = \frac{C_в \left(X_{пр} + x_{0\Delta}\right)}{f_п - x_{0\Delta} K_{хэ}} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot \left(2{,}55 \cdot 10^{-3} + 10{,}04 \cdot 10^{-6}\right)}{19{,}63 \cdot 10^{-6} - 10{,}04 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}00725} = 3{,}93 \cdot 10^6\ Па.$$

5.11. Уточненный перепад давлений на клапане при расходе $Q_{к\Delta}$ определяем по выражению (24)

$$p'_{к0\Delta} = p'_{в0\Delta} + p_{др0\Delta} = 3{,}93 \cdot 10^6 + 12{,}31 \cdot 10^4 = 4{,}05 \cdot 10^6\ Па.$$

5.12. Уточненное значение подъема основного запорно-регулирующего элемента при установившемся режиме работы клапана, соответствующем расходу $Q_{к\Delta}$

$$z'_{0\Delta} = \frac{Q_{к\Delta}}{\mu_з \pi d \sin\alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2 p'_{к0\Delta}}} = \frac{3{,}64 \cdot 10^{-3}}{0{,}65 \cdot \pi \cdot 0{,}034 \cdot 0{,}5} \cdot \sqrt{\frac{890}{2 \cdot 4{,}05 \cdot 10^6}} = 1{,}1 \cdot 10^{-3}\ м.$$

5.13. Уточненный перепад давлений на дросселе при расходе $Q_{к\Delta}$

$$p'_{др0\Delta} = \left[\ C_з \left(Z_{пр} + z'_{0\Delta}\right) + 2 \mu_з^2 K_z z'_{0\Delta} p'_{к0\Delta} \left(\frac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \frac{K_z z'_{0\Delta}}{F_п} \right)\ \right] / F =$$

$$= \left[\ 50 \cdot 10^3 \cdot \left(3 \cdot 10^{-3} + 1{,}1 \cdot 10^{-3}\right) + 2 \cdot 0{,}65^2 \cdot 0{,}0502 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 4{,}05 \cdot 10^6 \cdot \right.$$

$$\left. \cdot \left(\frac{0{,}866}{0{,}64} - \frac{0{,}0502 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3}}{8{,}04 \cdot 10^{-4}} \right)\ \right] / 36{,}3 \cdot 10^{-4} = 12{,}34 \cdot 10^4\ Па.$$

5.14. Уточненный перепад давлений на кольцевой щели большого плунжера при расходе $Q_{к\Delta}$ (при пренебрежении величиной $p_д$)

$p'_{щ0\Delta} = p'_{др0\Delta} = 12{,}34 \cdot 10^4\,Па$.

5.15. Перепад давлений на отверстиях $d_д$, определяем по формуле, полученной путем соответствующего преобразования выражения (28)

$$p'_{д0\Delta} = \frac{2}{\rho}\left(\frac{K_щ p'_{щ0\Delta}}{\mu_д f_д}\right)^2 = \frac{2}{890}\cdot\left(\frac{3{,}24\cdot 10^{-12}\cdot 12{,}34\cdot 10^4}{0{,}3\cdot 9{,}075\cdot 10^{-6}}\right)^2 = 4{,}846\cdot 10^{-5}\,Па.$$

5.16. Уточненная площадь проходного сечения во вспомогательном запорно-регулирующем элементе при расходе $Q_{к\Delta}$

$$f'_{в0\Delta} = \frac{Q_{в0\Delta}}{\mu_в\sqrt{\frac{2}{\rho}p'_{в0\Delta}}} = \frac{4{,}88\cdot 10^{-6}}{0{,}6\cdot\sqrt{\frac{2\cdot 3{,}93\cdot 10^6}{890}}} = 0{,}0865\cdot 10^{-6}\,м^2.$$

5.17. Уточненное значение подъема вспомогательного запорно-регулирующего элемента при расходе $Q_{к\Delta}$

$$x'_{0\Delta} = \frac{f'_{в0\Delta}}{K_x} = \frac{0{,}0865\cdot 10^{-6}}{0{,}00868} = 9{,}97\cdot 10^{-6}\,м.$$

5.18. Проверяем условия устойчивости при расходе $Q_{к\Delta}$ (третье условие проверяется без второго положительного слагаемого в выражении (59), что идет в запас устойчивости клапана).

1). $\dfrac{d}{4\mu_з z'_{0\Delta}\sin 2\alpha} - 1 > 0$: $\quad \dfrac{0{,}034}{4\cdot 0{,}65\cdot 1{,}1\cdot 10^{-3}\cdot\sin 60^0} - 1 = 12{,}71 > 0;$

2). $\dfrac{C_з}{p'_{к0\Delta}\mu_з\pi d\sin 2\alpha} + 1 - \dfrac{8\mu_з z'_{0\Delta} tg\alpha}{d} > 0$:

$$\frac{50\cdot 10^3}{4{,}05\cdot 10^6\cdot 0{,}65\cdot\pi\cdot 0{,}034\cdot\sin 60^0} + 1 - \frac{8\cdot 0{,}65\cdot 1{,}1\cdot 10^{-3}\cdot tg30^0}{0{,}034} = 1{,}11 > 0;$$

3). $C_в + p'_{в0\Delta}\left[K_{хэ} + 2\mu_в^2 K_x\left(\dfrac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \dfrac{2K_x x'_{0\Delta}}{f_п}\right)\right] > 0$:

$$30\cdot 10^3 + 3{,}93\cdot 10^6\cdot\left[0{,}00725 + 2\cdot 0{,}6^2\cdot 0{,}00868\cdot\left(\frac{\cos 33^0 34'}{0{,}64} - \frac{2\cdot 0{,}00868\cdot 9{,}97\cdot 10^{-6}}{19{,}63\cdot 10^{-6}}\right)\right] =$$

$$= 90{,}34\cdot 10^3 > 0.$$

Как видим, критическим для рассматриваемого клапана является второе условие. При необходимости запас устойчивости, исходя из второго условия, может быть увеличен за счет увеличения жесткости пружины $C_з$.

5.19. Коэффициенты линеаризованных уравнений передаточной функции клапана

$$A_1 = \frac{2}{\mu_в K_x x'_{0\Delta}}\sqrt{\frac{\rho}{2}}\sqrt{p'_{в0\Delta}} = \frac{2}{0{,}6\cdot 0{,}00868\cdot 9{,}97\cdot 10^{-6}}\cdot\sqrt{\frac{890\cdot 3{,}93\cdot 10^6}{2}} = 1{,}611\cdot 10^{12}\,Н\cdot с/м^5;$$

$$A_2 = \frac{\mu_з K_z z'_{0\Delta}}{\mu_в K_x x'_{0\Delta}} \sqrt{\frac{p'_{в0\Delta}}{p'_{к0\Delta}}} = \frac{0{,}65 \cdot 0{,}0502 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3}}{0{,}6 \cdot 0{,}00868 \cdot 9{,}97 \cdot 10^{-6}} \cdot \sqrt{\frac{3{,}93 \cdot 10^{6}}{4{,}05 \cdot 10^{6}}} = 680{,}9;$$

$$A_3 = \frac{2\mu_з K_z \sqrt{p'_{к0\Delta} p'_{в0\Delta}}}{\mu_в K_x x'_{0\Delta}} = \frac{2 \cdot 0{,}65 \cdot 0{,}0502 \cdot \sqrt{4{,}05 \cdot 10^{6} \cdot 3{,}93 \cdot 10^{6}}}{0{,}6 \cdot 0{,}00868 \cdot 9{,}97 \cdot 10^{-6}} = 5{,}014 \cdot 10^{12} Н/м^3;$$

$$A_4 = \frac{2 p'_{в0\Delta}}{x'_{0\Delta}} = \frac{2 \cdot 3{,}93 \cdot 10^{6}}{9{,}97 \cdot 10^{-6}} = 0{,}788 \cdot 10^{12} Н/м^3;$$

$$A_5 = \frac{f_п - x'_{0\Delta}\left[K_{хэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\dfrac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \dfrac{K_x x'_{0\Delta}}{f_п}\right)\right]}{C_в + p'_{в0\Delta}\left[K_{хэ} + 2\mu_в^2 K_x \left(\dfrac{\cos\theta_в}{\varepsilon_в} - \dfrac{2K_x x'_{0\Delta}}{f_п}\right)\right]} =$$

$$= \frac{19{,}63 \cdot 10^{-6} - 9{,}97 \cdot 10^{-6}\left[0{,}00725 + 2 \cdot 0{,}6^2 \cdot 0{,}00868 \cdot \left(\dfrac{\cos 33^0 34'}{0{,}64} - \dfrac{0{,}00868 \cdot 9{,}97 \cdot 10^{-6}}{19{,}63 \cdot 10^{-6}}\right)\right]}{30 \cdot 10^3 + 3{,}93 \cdot 10^6 \cdot \left[0{,}00725 + 2 \cdot 0{,}6^2 \cdot 0{,}00868 \cdot \left(\dfrac{\cos 33^0 34'}{0{,}64} - \dfrac{2 \cdot 0{,}00868 \cdot 9{,}97 \cdot 10^{-6}}{19{,}63 \cdot 10^{-6}}\right)\right]} =$$

$$= 0{,}216 \cdot 10^{-9} м^3/Н;$$

$$A_6 = \frac{F}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p'_{к0\Delta}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z'_{0\Delta}}{F_п}\right)} =$$

$$= \frac{36{,}3 \cdot 10^{-4}}{50 \cdot 10^3 + 2 \cdot 0{,}65^2 \cdot 0{,}0502 \cdot 4{,}05 \cdot 10^6 \cdot \left(\dfrac{\cos 30^0}{0{,}64} - \dfrac{2 \cdot 0{,}0502 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3}}{8{,}04 \cdot 10^{-4}}\right)} = 14{,}02 \cdot 10^{-9} м^3/Н;$$

$$A_7 = \frac{F_к}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p'_{к0\Delta}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z'_{0\Delta}}{F_п}\right)} = \frac{27{,}22 \cdot 10^{-4}}{258{,}8 \cdot 10^3} = 10{,}52 \cdot 10^{-9} м^3/Н;$$

$$A_8 = \frac{2\mu_з^2 K_z z'_{0\Delta}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{K_z z'_{0\Delta}}{F_п}\right)}{C_з + 2\mu_з^2 K_z p'_{к0\Delta}\left(\dfrac{\cos\theta_з}{\varepsilon_з} - \dfrac{2K_z z'_{0\Delta}}{F_п}\right)} =$$

$$= \frac{2 \cdot 0{,}65^2 \cdot 0{,}0502 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\dfrac{\cos 30^0}{0{,}64} - \dfrac{0{,}0502 \cdot 1{,}1 \cdot 10^{-3}}{8{,}04 \cdot 10^{-4}}\right)}{258{,}8 \cdot 10^3} = 0{,}2316 \cdot 10^{-9} м^3/Н;$$

$$A_9 = \frac{\mu_в K_x \sqrt{\dfrac{2}{\rho}} \dfrac{x'_{0\Delta}}{2\sqrt{p'_{в0\Delta}}}}{\mu_{др} f_{др} \sqrt{\dfrac{2}{\rho}} \dfrac{1}{2\sqrt{p'_{др0\Delta}}} + K_щ} = \frac{0{,}6 \cdot 0{,}00868 \cdot \sqrt{\dfrac{2}{890}} \cdot \dfrac{9{,}97 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \sqrt{3{,}93 \cdot 10^6}}}{0{,}7 \cdot 0{,}385 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\dfrac{2}{890}} \cdot \dfrac{1}{2 \cdot \sqrt{12{,}34 \cdot 10^4}} + 3{,}24 \cdot 10^{-12}} =$$

$$= 0{,}0290;$$

$$A_{10}=\frac{\mu_в K_x\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p'_{в0\Delta}}}{\mu_{др}f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p'_{др0\Delta}}}+K_щ}=\frac{0{,}6\cdot 0{,}00868\cdot\sqrt{\frac{2\cdot 3{,}93\cdot 10^{6}}{890}}}{21{,}42\cdot 10^{-12}}=2{,}63\cdot 10^{12}\,м^3/Н\,;$$

$$A_{11}=\frac{K_щ}{\mu_{др}f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p'_{др0\Delta}}}+K_щ}=\frac{3{,}24\cdot 10^{-12}}{21{,}42\cdot 10^{-12}}=0{,}151;$$

$$A_{12}=\frac{F}{\mu_{др}f_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p'_{др0\Delta}}}+K_щ}=\frac{36{,}3\cdot 10^{-4}}{21{,}42\cdot 10^{-12}}=1{,}695\cdot 10^{8}\,Н\cdot с/м^3\,;$$

$$A_{13}=\frac{K_щ}{\mu_д f_д\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p'_{д0\Delta}}}+K_щ}=\frac{3{,}24\cdot 10^{-12}}{0{,}3\cdot 9{,}075\cdot 10^{-6}\cdot\sqrt{\frac{2}{890}}\cdot\frac{1}{2\cdot\sqrt{4{,}846\cdot 10^{-5}}}+3{,}24\cdot 10^{-12}}=$$
$$=3{,}251\cdot 10^{-6};$$

$$A_{14}=\frac{F_к}{\mu_д f_д\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p'_{д0\Delta}}}+K_щ}=\frac{27{,}22\cdot 10^{-4}}{9{,}269\cdot 10^{-6}}=293{,}7\ \ Н\cdot с/м^3.$$

5.20. Расчет параметров передаточной функции клапана производится по упрощенным формулам, в которых исключены слабо влияющие на конечный результат коэффициенты, связанные с учетом влияния дросселирования рабочей жидкости в отверстиях $d_д$, представляющих малое (при отсутствии требования дополнительного демпфирования основного запорно-регулирующего элемента) гидравлическое сопротивление. Возникающая при этом погрешность находится в пределах 5%, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

$$K=\frac{A_1(1+A_5A_{10}+A_9-A_{11}A_{13})}{(A_5A_{10}+A_9)[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)]}\approx\frac{A_1\cdot(1+A_5A_{10}+A_9)}{(A_5A_{10}+A_9)[A_2+A_3(A_6-A_8)]}=$$
$$=\frac{1{,}611\cdot 10^{12}\cdot(1+0{,}216\cdot 10^{-9}\cdot 22{,}83\cdot 10^{9}+0{,}029)}{(0{,}216\cdot 10^{-9}\cdot 22{,}83\cdot 10^{9}+0{,}029)\cdot[680{,}9+5{,}014\cdot 10^{12}\cdot(14{,}02\cdot 10^{-9}-0{,}2316\cdot 10^{-9})]}=$$
$$=27{,}8\cdot 10^{6}\,Н\cdot с/м^5;$$

$$T=\frac{(A_6-A_7A_{13})(A_{12}-A_{11}A_{14})}{1+A_5A_{10}+A_9-A_{11}A_{13}}\approx\frac{A_6A_{12}}{1+A_5A_{10}+A_9}=\frac{14{,}02\cdot 10^{-9}\cdot 1{,}695\cdot 10^{8}}{1+0{,}216\cdot 10^{-9}\cdot 22{,}83\cdot 10^{9}+0{,}029}=0{,}399с;$$

$$\tau=\frac{(1+A_2+A_4A_5)(A_6-A_7A_{13})(A_{12}-A_{11}A_{14})}{(A_5A_{10}+A_9)[A_2+A_3(A_6-A_7A_{13}-A_8)]}\approx\frac{(1+A_2+A_4A_5)A_6A_{12}}{(A_5A_{10}+A_9)[A_2+A_3(A_6-A_8)]}=$$

$$=\frac{\left(1+680{,}9+0{,}788\cdot10^{12}\cdot0{,}216\cdot10^{-9}\right)\cdot14{,}02\cdot10^{-9}\cdot1{,}695\cdot10^{8}}{\left(0{,}216\cdot10^{-9}\cdot22{,}83\cdot10^{9}+0{,}029\right)\cdot\left[680{,}9+5{,}014\cdot10^{12}\cdot\left(14{,}02\cdot10^{-9}-0{,}2316\cdot10^{-9}\right)\right]}=0{,}00591c.$$

$$K_n=\frac{K}{1+KK_y}=\frac{27{,}73\cdot10^{6}}{1+27{,}73\cdot10^{6}\cdot13{,}3\cdot10^{-11}}=27{,}63\cdot10^{6}\ H\cdot c/м^{5}\ .$$

$$T_n=\sqrt{\frac{KK_{сж}T}{1+KK_{сж}}}=\sqrt{\frac{27{,}73\cdot10^{6}\cdot4\cdot10^{-11}\cdot0{,}399}{1+27{,}73\cdot10^{6}\cdot13{,}3\cdot10^{-11}}}=0{,}0210c.$$

$$\zeta_n=\frac{\tau+K(K_yT+K_{сж})}{2T_n(1+KK_y)}=\frac{5{,}4\cdot10^{-3}+27{,}73\cdot10^{6}\cdot\left(13{,}3\cdot10^{-11}\cdot0{,}399+4\cdot10^{-11}\right)}{2\cdot0{,}021\cdot\left(1+27{,}73\cdot10^{6}\cdot13{,}3\cdot10^{-11}\right)}=0{,}189.$$

5.21. Расчет параметров переходной характеристики клапана при ступенчатом изменении подачи рабочей жидкости $\Delta Q_н$ производится по формулам

$$t_н=\frac{K_{сж}p'_{к0\Delta}}{\Delta Q_н-K_yp'_{к0\Delta}}=\frac{4\cdot10^{-11}\cdot4{,}05\cdot10^{6}}{4{,}17\cdot10^{-3}-13{,}3\cdot10^{-11}\cdot4{,}05\cdot10^{6}}=0{,}0446\,c;$$

$$t_{рмакс}=\frac{T_n}{\sqrt{1-\zeta_n^2}}arctg\frac{T\sqrt{1-\zeta_n^2}}{\zeta_nT-T_n}=$$

$$=\frac{0{,}021}{\sqrt{1-0{,}189^2}}arctg\frac{0{,}399\cdot\sqrt{1-0{,}189^2}}{0{,}189\cdot0{,}399-0{,}021}=0{,}02139\cdot arctg|7{,}20|=0{,}0306c;$$

$$\Delta\tilde{p}_{кмакс}=\left[1+\frac{1}{T_n}\sqrt{\frac{T_n^2+T^2-2\zeta_nT_nT}{1-\zeta_n^2}}e^{-\frac{\zeta_n}{T_n}\cdot t_{рмакс}}\sin\left(arctg\frac{\sqrt{1-\zeta_n^2}}{\zeta_n}\right)\right]K_n\Delta Q_н=$$

$$=\left[1+\frac{1}{0{,}021}\cdot\sqrt{\frac{0{,}021^2+0{,}399^2-2\cdot0{,}189\cdot0{,}021\cdot0{,}399}{1-0{,}189^2}}\cdot e^{\frac{0{,}189}{0{,}021}\cdot0{,}0306}\cdot\sin\left(arctg\frac{\sqrt{1-0{,}189^2}}{0{,}189}\right)\right]\cdot$$

$$\cdot27{,}63\cdot10^{6}\cdot4{,}17\cdot10^{-3}=2{,}97\cdot10^{6}\,Па.$$

Результаты расчета основных динамических характеристик клапана сведены ниже в таблицу, в которой одновременно представлены расчетные значения аналогичных параметров для ступенчатой подачи рабочей жидкости $\Delta Q_н=2{,}09\cdot10^{-3}\ м^3/с$, определяющей минимальный из заданного диапазона расход рабочей жидкости через клапан (все остальные исходные данные примера расчета сохранены).

Как видно из таблицы, значения параметров передаточной функции клапана неодинаковы для разных режимов подачи рабочей жидкости к нему, что объясняется нелинейностью функциональных взаимосвязей между его элементами. В то же время видно, что с увеличением величины подачи устойчивость клапана понижается, время срабатывания уменьшается, а величина динамического «заброса» давления растет. Следовательно,

Таблица. Расчетные значения установившихся и переходных параметров клапана непрямого действия при ступенчатой подаче рабочей жидкости к нему (для исходных данных примера расчета)

Параметр клапана	Единица измерения	Числовое значение параметра клапана при ступенчатой подаче рабочей жидкости, м^3/с	
		$\Delta Q_н$=2,09·10^{-3}	$\Delta Q_н$=4,17·10^{-3}
$Q_{к\Delta}$	м^3/с	1,56·10^{-3}	3,64·10^{-3}
$p'_{в0\Delta}$	Па	3,92·10^6	3,93·10^6
$p'_{к0\Delta}$	Па	4,0·10^6	4,05·10^6
$z'_{0\Delta}$	м	0,474·10^{-3}	1,10·10^{-3}
$p'_{др0\Delta}$	Па	7,72·10^4	12,34·10^4
$p'_{щ0\Delta}$	Па	7,72·10^4	12,34·10^4
$p'_{д0\Delta}$	Па	1,9·10^{-5}	4,846·10^{-5}
$x'_{0\Delta}$	м	7,78·10^{-6}	9,97·10^{-6}
Устойчивость (по 2-му условию)	-	1,17 > 0	1,11 > 0
A_1	Н·с/м^5	2,062·10^{12}	1,611·10^{12}
A_2	-	377,9	680,9
A_3	Н/м^3	6,378·10^{12}	5,014·10^{12}
A_4	Н/м^3	1,008·10^{12}	0,788·10^{12}
A_5	м^3/Н	0,2164·10^{-9}	0,216·10^{-9}
A_6	м^3/Н	13,47·10^{-9}	14,02·10^{-9}
A_7	м^3/Н	10,10·10^{-9}	10,52·10^{-9}
A_8	м^3/Н	9,87·10^{-11}	23,16·10^{-11}
A_9	-	0,01849	0,0290
A_{10}	м^3/Н	18,64·10^9	22,83·10^9
A_{11}	-	0,1235	0,151
A_{12}	Н·с/м^3	1,384·10^8	1,695·10^8
A_{13}	-	0,2189·10^{-6}	0,3496·10^{-6}
A_{14}	Н·с/м^3	183,9	293,7
K	Н·с/м^5	30,01·10^{-6}	27,73·10^{-6}
T	с	0,369	0,399
τ	с	0,00321	0,0054
$K_п$	Н·с/м^5	29,89·10^{-6}	27,63·10^{-6}
$T_п$	с	0,0210	0,0210
$\zeta_п$	-	0,1395	0,189
$t_н$	с	0,1027	0,0446
$t_{рмакс}$	с	0,0309	0,0306
$\Delta\tilde{p}_{кмакс}$	Па	1,40·10^{-6}	2,97·10^{-6}

критичным для определения динамических параметров клапана непрямого действия является режим наибольшей (исходя из условий эксплуатации клапана в гидросистеме) ступенчатой подачи рабочей жидкости на его вход. По результатам расчета параметров для этого режима и следует решать вопрос о допустимости применения выбранной конструктивной схемы для данной гидросистемы в существующем виде или с внесением усовершенствований в его конструкцию, направленных на получение требуемых значений переходной характеристики клапана, или о необходимости перехода на другие конструктивные схемы клапана. При этом критический путь поиска влияющего конструктивного элемента клапана, как показано в разделах 4 и 5, сравнительно легко определяется благодаря приведенной выше системе математических выражений, связывающих выходные динамические параметры клапана с его конструктивными параметрами. Кроме того, могут быть приняты меры и по изменению в нужном направлении параметров гидросистемы, влияющих на динамику клапана в переходном режиме работы и отображаемых в коэффициентах $K_{сж}$ и K_y .

10. Экспериментальное определение статической и переходной характеристик клапана

Экспериментальное определение характеристик клапана обычно производится на стенде, принципиальная схема которого показана на рис. 13.

Подача рабочей жидкости осуществляется с помощью насоса 2. Наилучшим с точки зрения энергетики привода является объёмный способ регулирования величины подачи, однако на практике встречается и дроссельное регулирование с отводом части рабочей жидкости, например, через регулятор потока [24]. При отсутствии одиночного насоса требуемой максимальной подачи применяют групповой привод, содержащий несколько параллельно соединенных насосов с суммарной подачей требуемой величины. Стенд, как правило, строится по схеме разомкнутой циркуляции потока, однако при больших величинах подач, с целью избежать применения бака 1 больших размеров, используется и замкнутая схема циркуляции потока.

При снятии статической характеристики клапана рабочая жидкость непосредственно подаётся к испытуемому клапану 2 и от него отводится в бак 1. При этом вентиль 4.5 закрыт.

Величины подач, при которых фиксируется перепад давлений на клапане, изменяются от минимальной до максимальной с интервалом, равным 0,2 $Q_{нмакс}$. Требуемая величина подачи устанавливается путём медленного выведения регулирующего органа насоса из нулевого положения. Измерение расхода рабочей жидкости, проходящего через испытуемый клапан осуществляется с помощью измерителей расходов 6.1 точного отсчёта и 6.2 грубого отсчёта. В качестве измерителя расхода точного отсчёта используется преобразователи расхода турбинного типа с применением показывающего прибора 10.1 или с помощью измерителей расходов 6.1 точного отсчёта и 6.2 грубого отсчёта. В

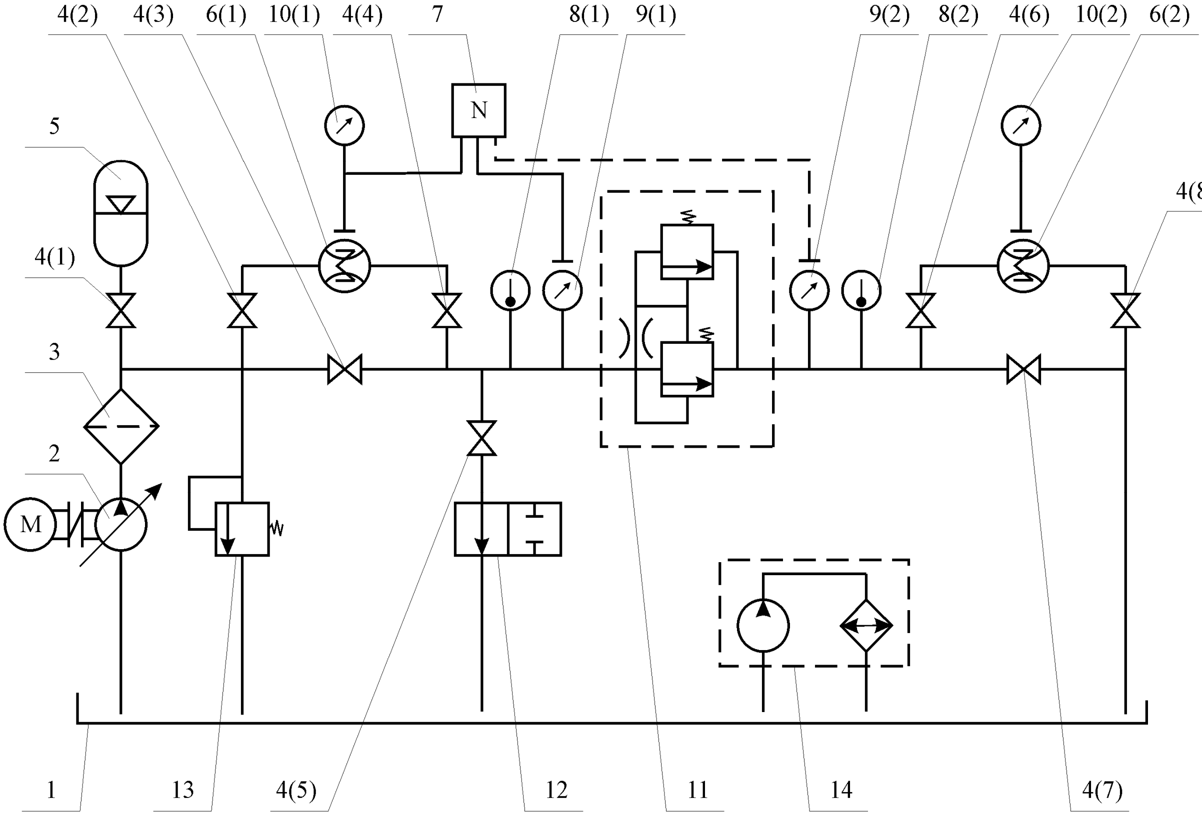


Рис. 13. Принципиальная гидравлическая схема стенда для снятия статических и динамических характеристик клапана непрямого действия:

1 – бак; 2 – насос; 3 – фильтр; 4.1 – 4.8 – вентили; 5 – гидроаккумулятор; 6.1 –6.2 – преобразователи расхода; 7- осциллограф; 8.1 – 8.2 – термометры; 9.1 – 9.2 – манометры; 10.1 – 10.2 – приборы, показывающие величины расхода;.11 – испытуемый клапан непрямого действия; 12 – распределитель; 13 - предохранительный клапан; 14 - теплообменник

качестве измерителя расхода точного отсчёта используется преобразователи расхода турбинного типа с применением показывающего прибора 10.1 или с записью на шлейфовый осциллограф 7. В качестве преобразователя расхода грубого отсчёта обычно используется гидромотор с применением показывающего прибора 10.2, например, тахометра. Измерение перепада давлений на испытуемом клапане осуществляется с помощью манометров 9.1 и 9.2. Для получения высокой точности измерений манометры должны устанавливаться в пределах двух диаметров трубопровода от испытуемого клапана [24], а преобразователь расхода точного отсчёта на расстояния 3…5 диаметров трубопровода от испытуемого клапана, причем в пределах этого расстояния должен быть прямым.

В процессе снятия статической характеристики осуществляется контроль температуры рабочей жидкости с помощью термометров 8.1 и 8.2, например, термометров сопротивления. Объективность контроля температуры может быть повышена с помощью записывающих термоприборов.

Чувствительные элементы термоприборов должны устанавливаться на расстоянии порядка 12 диаметров трубопровода от испытуемого клапана [24].

Для поддержании определённого температурного режима в стенде используется теплообменник 14 с независимым контуром циркуляции рабочей жидкости (как показано на рис. 10) либо встраиваемый в сливную линию стенда.

Для сглаживания пульсаций подачи насоса может быть использован гидроаккумулятор 5, отключаемый при ненадобности с помощью вентиля 4.1. При снятии переходной характеристики клапана рабочая жидкость сначала пропускается через установленный на параллельной клапану линии нормально открытый распределитель 12 (вентиль 4.5 должен быть открыт), а затем путём мгновенного переключения этого распределителя во вторую (закрытую) позицию ступенчато подаётся к испытуемому клапану. Для переключения распределителя 12 чаще всего используются механический (пружина со спусковым устройством), электромагнитный или электрогидравлический приводы. В роли распределителя может быть использован гидрозамок. Формирование ступенчатой подачи может быть осуществлено также с помощью гидроцилиндра, установленного на параллельной клапану линии [18], за счёт мгновенной остановки его подвижного звена на упоре.

Основным параметром, фиксируемым при снятии переходной характеристики, является давление в напорной линии стенда, которое записывается на шлейф осциллографа с использованием измерительного преобразователя давления. При наличии в сливной линии большого гидравлического сопротивления (например, при введении подпорного устройства с целью определения его влияния на характеристики клапана), а также при замкнутой циркуляции потока рабочей жидкости в стенде, на шлейф осциллографа записывается и давление в сливной линии клапана. Одновременно с давлением производится и запись изменения расхода рабочей жидкости через клапан. Иногда о формировании ступенчатой подачи рабочей жидкости к клапану судят по осциллограмме, снятой при перекрытии параллельной испытуемому клапану линии с использованием установленного на этой линии расходомера.

Необходимые эксплуатационные свойства стенда обеспечиваются с помощью фильтра 3 и предохранительного клапана 13.

В качестве примеров на рисунках 14, 15 и 16 показаны графики экспериментальных статических (рис. 14) и переходных (рис. 15, 16) характеристик клапанов непрямого действия с конструктивной схемой по рис. 1 с настроечными перепадами давлений 4,0; 5,2; 7,5; 9,6 и 12,2 *МПа*, а также осциллограммы переходных характеристик этих клапанов (рис. 15) для двух настроечных перепадов давления 12,2 (рис. 15) и 4,0 *МПа* (рис. 16) и подачах насоса соответственно 2,09 и 4,17 *л/с*.

Из рассмотрения графиков рисунка 14 видно, что статические характеристики клапана непрямого действия представляют собой практически прямые линии с малым углом наклона к оси расходов. Величина угла наклонов зависит от настроечного перепада давлений и является тем большей, чем больше величина этого перепада. Такой результат находится в полном соответствии с теоретическими зависимостями (смотри выражения (40) и (54)), которые указывают именно на такую тенденцию изменения тангенса угла наклона касательной (коэффициента передачи К) к статической характеристике клапана при изменении перепада давлений на нём.

На этом же рисунке для сравнения показан штриховой линией график статической характеристики клапана при настроечном перепаде давлений 4,0 *МПа*, построенный в соответствии данными примера расчёта. Расхождение

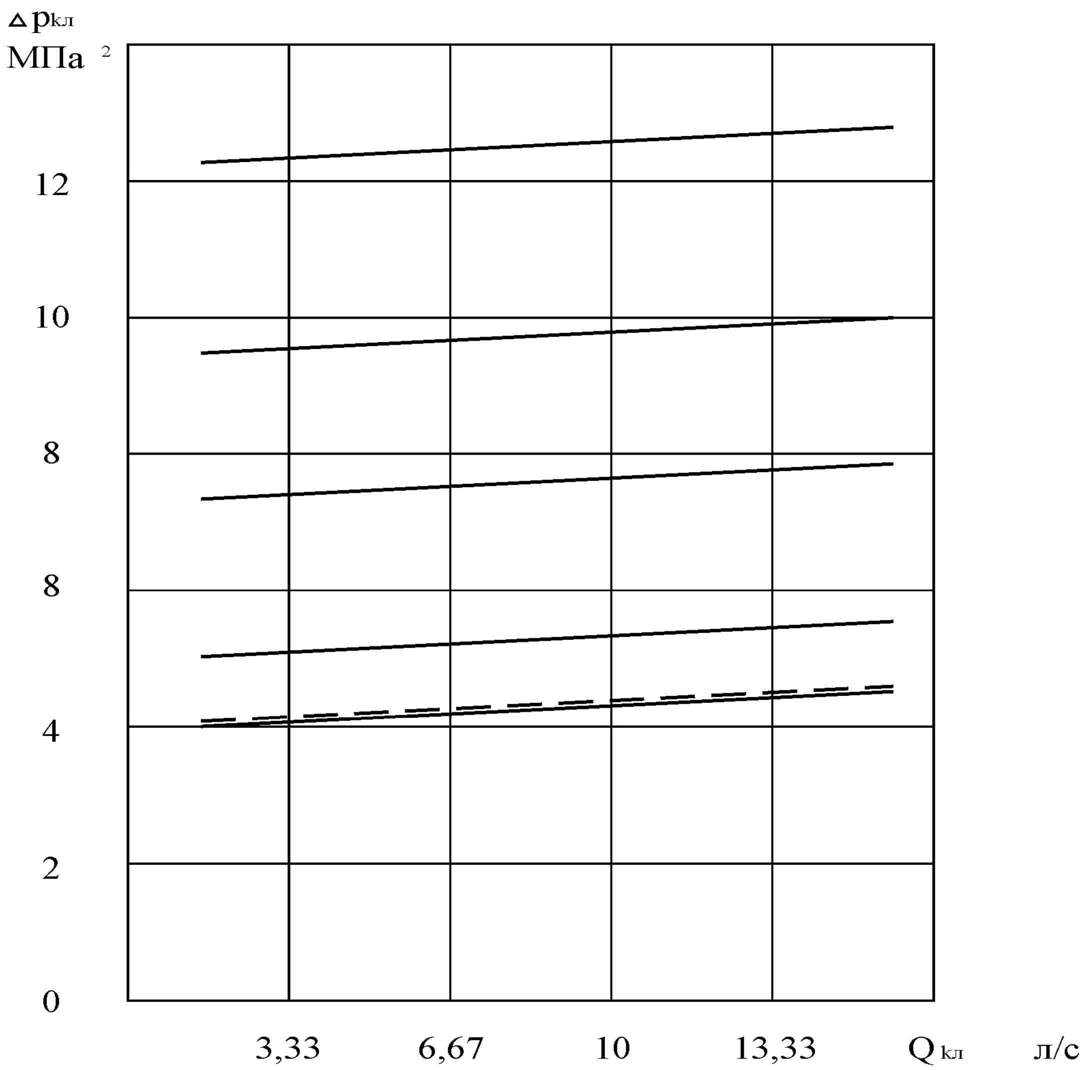


Рис. 14. Графики статических расходо-напорных характеристик клапанов непрямого действия «грибкового» типа (по рис. 1):
сплошные линии – экспериментальные; штриховая линия - расчетная

между ординатами расчётной и экспериментальной характеристик при максимальном расходе (равными соответственно 4,35 и 4,38 *МПа*) не превышает 1% .

Сравнение параметров экспериментальной переходной характеристики по рис. 16 ($t_{рмакс}$ =0,025 *с*; $\Delta\tilde{p}_{кмакс}$ =3,2 *МПа*) с приведенными в разделе 9 расчётными данными ($t_{рмакс}$ =0,0306 *с*; $\Delta\tilde{p}_{кмакс}$ =2,97 *МПа*) также свидетельствует о хорошей сходимости расчётных и экспериментальных значений этих параметров. Имеющиеся расхождения можно объяснить отклонением формы кривой подачи рабочей жидкости от ступенчатого вида (затянутость переднего фронта кривой расхода из-за инерционности переключающего устройства – поз.12, рис. 13, – что особенно сказывается при малых величинах этих подач – рис. 15), а также недостаточно точным определением коэффициентов $K_у$ и $K_{сж}$ стенда.

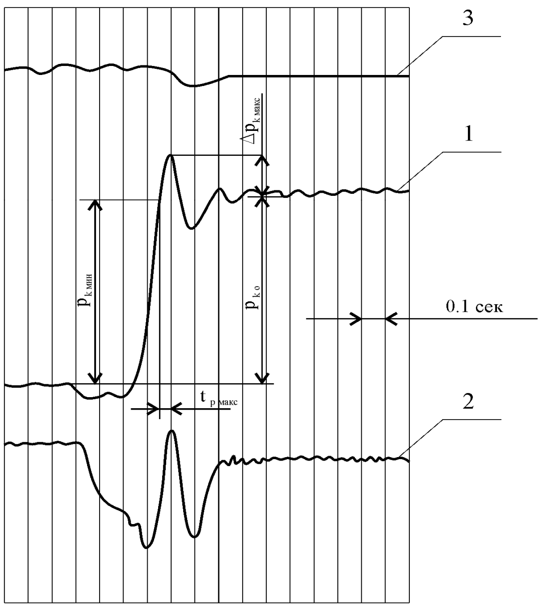


Рис. 15. Осциллограмма срабатывания клапана непрямого действия ($p_{кмин}$ = 12,2 МПа; $\Delta Q_{к\Delta}$ = 1,56 л/с):

1 – изменение давления в напорной гидролинии клапана; 2 – изменение в сливной гидролинии клапана; 3 – изменение величины потока рабочей жидкости в параллельной клапану гидролинии

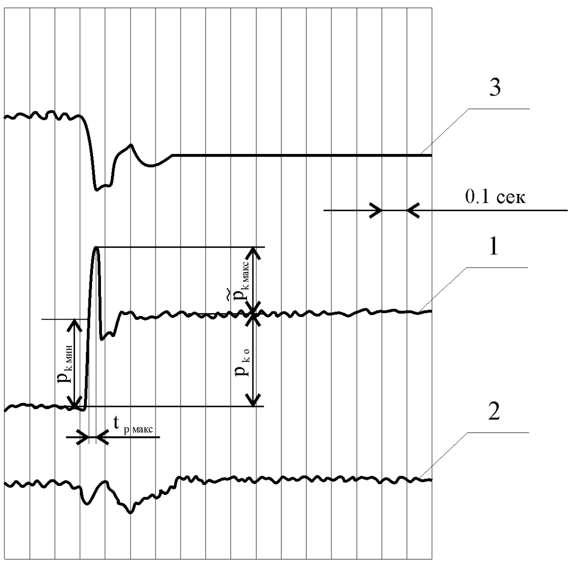


Рис. 16. Осциллограмма срабатывания клапана непрямого действия ($p_{кмин}$ = 4,0 МПа; $\Delta Q_{к\Delta}$ = 4,17 л/с):

1 – изменение давления в напорной гидролинии клапана; 2 – изменение в сливной гидролинии клапана; 3 – изменение величины потока рабочей жидкости в параллельной клапану гидролинии

О других аспектах экспериментальных исследований напорных клапанов непрямого действия можно ознакомиться в работах [9, 18], посвященных в значительной мере подобным исследованиям.

К изложенному следует добавить, что в значительной мере трудоемкие и дорогостоящие натурные испытания такого достаточно сложного объекта, каким является клапан непрямого действия, целесообразно сопровождать имитационным моделированием его работы. Такое моделирование может быть осуществлено с использованием структурной схемы клапана (рис. 17),

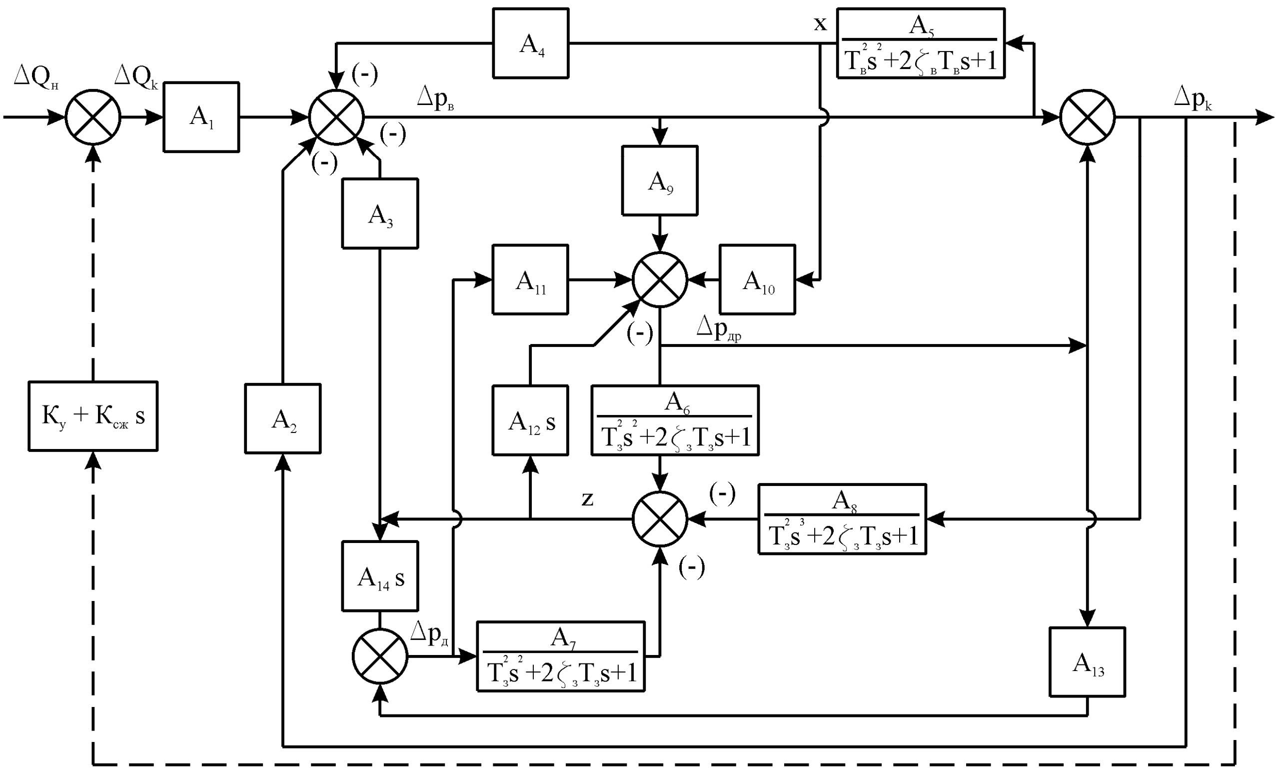


Рис. 17. Структурная динамическая схема клапана непрямого действия: сплошные линии – функциональные связи собственно клапана; штриховая линия – функциональное влияние на клапан напорного трубопровода

полученной в результате преобразования по Лапласу системы дифференциальных уравнений клапана в отклонениях (30) – (36), которая позволяет построить электрический аналог клапана в виде схемы, описываемой такой же системой дифференциальных уравнений, но состоящей из индуктивностей, емкостей и резисторов. Она дает возможность имитировать различные режимы работы клапана, отображая кривые переходного процесса на экране осциллографа и исследовать влияние изменения тех или иных конструктивных параметров на динамику работы клапана до внесения этих изменений в саму конструкцию клапана [20].

Список литературы

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Киев., «Техніка», 1977.
2. Артёмов Е.Я., Богданов А.А.. Кулагин А.В. Классификация предохранительных клапанов непрямого действия. «Вестник машиностроения», № 8, 1970.
3. Артёмов Е.Я., Богданов А.А., Шальнев К.К. Истечение минерального масла через дроссель. «Вестник машиностроения», № 12, 1972.
4. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для втузов. 2-е изд. перераб. и доп. - М.: «Машиностроение», 1982.
5. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983.
6. Гейер В.Г. и др. Гидравлика и гидропривод. Учеб. для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1991.
7. Гидравлическое оборудование. Отрасл. кат. Ч. 2. ВНИИГИДРОПРИВОД, 1992.
8. Гудилин Н.С. и др. Гидравлика и гидропривод: Учеб. пос. для студентов вузов, обуч. по направл. "Горное дело" и спец. "Горн. машины и оборуд." - 2-е изд., стер. - М.: Изд-во Моск. гос. горн. ун-та, 2001.
9. Данилов Ю.А. и др. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. - М.: "Машиностроение", 1990.
10. Каширских В.Г. Теория автоматического управления. Ч.1. Линейные системы: Учебное пособие. – Кемерово, 1999.
11. Козырев С.П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации. Изд. 2-е, испр. и доп. – М., «Машиностроение», 1971.
12. Кононов И.В. Разработка и исследование новой предохранительной гидроаппаратуры для гидравлических прессов, работающих на водной эмульсии. Кандидатская диссертация, М., 1968.
13. Лебедев Н.И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод.: Учеб. пособие по дисциплине "Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод". - М.: Изд-во Моск. гос. ун-та леса, 2000.
14. Полянин В.А. Конструкции гидроаппаратов: Учеб. пособие. - Ковров, 1995.
15. Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления: Учеб. пособие для втузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989.
16. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. 3-е изд. перераб. и доп. - М.: "Машиностроение", 1995.
17. Ситников Б.Т. Гидропневмопривод и гидроавтоматика: Учеб. пособие. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та, 1995.
18. Ситников Б.Т., Матвеев И.Б. Расчёт и исследование предохранительных и переливных клапанов. М., «Машиностроение», 1972.

19. Тягунов Ф.Ф. Передаточная функция клапана непрямого действия. В сб. «Материалы XII Всесоюзного совещания по гидравлической автоматике», Каунас, 1970.
20. Тягунов Ф.Ф., Фалалеев П.Н. "Анализ работы клапана непрямого действия с использованием АВМ". – Сб. "Вопросы оборонной техники", серия IX, №25, 1971.
21. Авторское свидетельство СССР №460402 по классу F 16k 17/10.
22. Патент ФРГ №1182921 по кл. 47g, 47/02.
23. Hubert M. Precision en stabilite des regulateurs hydrauligues. “Energie fluide et lubrication +Hydraulique, pneumatique et Asservissements. №4, №5, 1968.
24. Kelly E.S. N.C.B. Hydraulik test facilities, “Fluid Power International”, V.33, N392, 1968..
25. Serwach A. Analisa stabilnosci zaworow przelewowych. – Prace Institutu Lotnictwa, №38, 1969.
26. Takanaka J., Urata E. Static and Dinamic Characteristics of Oil – Hydraulic Control Valves. Fluid Power International Conference. England, 1968.

Содержание