

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА НА КОЭФФИЦИЕНТЫ ИСТЕЧЕНИЯ**О.Ф. Никитин**

nof1936@yandex.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация**Аннотация**

Выполнены экспериментальные и аналитические исследования течения жидкости через дросселирующие элементы, определены зависимости коэффициента расхода дросселирующего элемента от величины противодавления и числа Re при течении рабочей жидкости по закрытому каналу. Показано, что поведение и величина коэффициента расхода жидкости зависят от режима течения и давления на выходе струи из дросселирующего элемента местного сопротивления. Полученное аналитическое выражение $\mu = f(Re, p_{\text{вых}})$ можно использовать для практических расчетов динамических процессов гидравлических устройств, работающих в диапазоне $4000 < Re < 16\,000$, с ожидаемой ошибкой до $\pm 0,5\%$. Показано, что в технической документации на гидравлические устройства необходимо указывать и поддерживать оговоренную величину давления подпора, это необходимо при практической проверке параметров отдельных точек рабочей характеристики дросселирующего элемента

Ключевые слова

Коэффициент расхода, расход, перепад давления, дросселирующий элемент, расходная характеристика, гидравлическое устройство

Поступила в редакцию 03.10.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Изменение давления рабочих сред в напорных гидравлических линиях гидроприводов и гидросистем потока рабочей среды осуществляется путем дросселирования в местном сопротивлении различных гидравлических устройств с переводом части механической энергии потока в теплоту.

При протекании через местное сопротивление в потоке возникают деформации эпюры скоростей, отрывы частиц от границ струи в вихревые зоны, что порождает потери энергии струи. Величина потерь зависит от числа Рейнольдса Re в проходном сечении дросселирующего элемента и давления на выходе из зоны дросселирования потока и выражается через коэффициенты истечения. Коэффициент расхода μ , коэффициент изменения (иногда — сжатия) ε площади сечения струи, коэффициент α , учитывающий неравномерное распределение скоростей по сечению струи ($1 \leq \alpha \leq 2$), и коэффициент ζ местного сопротивления взаимосвязаны: $\mu = \varepsilon / \sqrt{\alpha + \zeta}$. Основным параметром для расчета дросселирующих элементов гидравлических устройств принят коэффициент расхода μ . Исследователи, ранее проводившие эксперименты по течению жидкости через дросселирующие элементы, отмечали только наличие влияния давления на выходе без конкретного анализа и рекомендаций.

Цель и задача настоящих исследований — определение зависимости коэффициента расхода дросселирующего элемента от величины давления (противодавления, подпора) на выходе струи из дросселирующего элемента и числа Re при течении рабочей жидкости по закрытому каналу.

В общем виде дросселирующее гидравлическое устройство, устанавливаемое в трубопроводе, можно рассматривать как местное сопротивление типа диафрагмы в гидравлической линии (рис. 1).

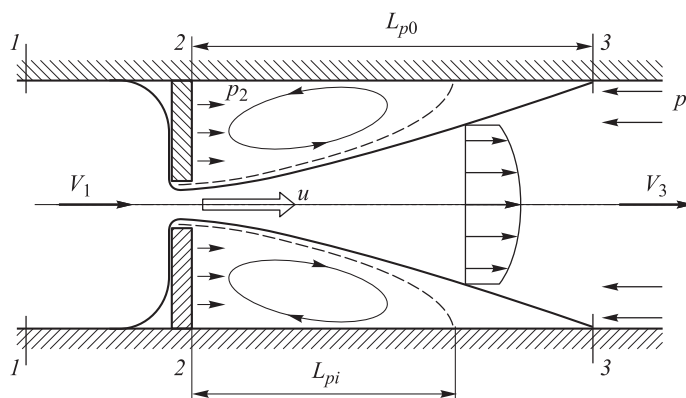


Рис. 1. Схема диафрагменного сопротивления и течения рабочей жидкости

При течении рабочей жидкости через отверстие диафрагмы струя сжимается и на некотором расстоянии от выхода из диафрагмы площадь сечения струи равна S_0 . Затем струя расширяется до тех пор, пока площадь ее сечения не станет равной S_3 . При протекании через диафрагму и далее в струе возникают деформации эпюры скоростей, отрывы частиц от ее границ и образование вихревых зон, что порождает добавочные касательные напряжения.

При малых числах Re жидкость течет через местные сопротивления без отрыва, влияние сил инерции незначительно по сравнению с силами вязкости, потери напора обуславливаются непосредственным действием сил вязкого трения и пропорциональны скорости потока в первой степени, т. е. коэффициент местного сопротивления $\zeta = A / Re$ имеет закон сопротивления, близкий к линейному [1, 2].

Жидкость при выходе из узкой части канала в широкую в месте расширения отрывается от стенок и дальше движется в виде струи, отделенной от остальной окружающей жидкости поверхностью раздела. С увеличением Re наряду с потерями на трение возникают потери напора, обусловленные отрывом потока и образованием вихрей — переходная зона режима течения рабочей среды.

При достижении числом Re критического значения и дальнейшем росте на контактной поверхности раздела непрерывно зарождаются турбулентные возмущения в виде вихрей различных размера и частоты. Эти вихри отрываются от поверхности выходящей струи, называемой границей раздела, и пронизывают толщу поступательного потока, нарушая существовавшее до этого упорядоченное (последнее) течение, вызывая в нем интенсивное турбулентное перемешивание.

Диффузия вихрей, образовавшихся у границ, сопровождается гашением содержащейся в них кинетической доли механической энергии потока, т. е. эта часть механической энергии потока переходит в тепловую. Таким образом, находящиеся в потоке турбулентные вихри различных размеров постепенно теряют свою индивидуальность, распадаются на более мелкие вихри и диффундируют в окружающую толщу потока.

В кольцевом пространстве между поверхностью струи и стенками трубы жидкость на всем пути расширения струи находится в вихревом кольцеобразном движении: жидкость из этой зоны вовлекается в струю, а с другой стороны, жидкость с поверхности струи попадает в вихревую зону.

При достаточно большой скорости струи в поперечном и продольном сечениях потока видны две статически устойчивые зоны и два течения: в центральной части — фаза сплошной жидкой массы (струя), в кольцевой — смесь жидкой и газовой фаз, образованная выделившимся из жидкости воздухом. Считаем, что в кольцевой (наружной) части располагается область отрывного течения, внутри которой осредненные во времени линии тока представляют собой замкнутые кривые, течение в целом носит циркуляционный характер — в непосредственной близости к границе струи направление векторов скорости циркуляции совпадает с направлением движения струи, в направлении к внешней границе потока (трубы) — перемещение в обратном направлении. На межфазной границе при кольцевом течении действуют касательные напряжения, направленные противоположно в газовой и жидкой фазах трению сопротивления, обусловленному массовыми силами, конкретнее, разностью значений плотности фаз [3, 4].

В сечении 22 потока (см. рис. 1) на выходе из отверстия происходит формирование эпюры скоростей u , а на поверхности истекающей из дросселирующего элемента струи понижается давление и даже может достигать значения, при котором происходит выделение воздуха из рабочей жидкости, т. е. $p_2 < 0$. Этот эффект приближает рабочую жидкость к агрегатному состоянию «жидкость + газ», требующему учета энтропии [5, 6].

На участке между сечениями 22 и 33 происходит деформация размеров сечения потока, вызванная искривлением траекторий струек, уменьшением скорости и повышением давления в сечении потока. При искривлении возникают центробежные силы, под действием которых давление жидкости, распределенное по сечению струи, отклоняется от гидростатического закона. В струйках потока, расположенных на большем радиусе от центра струи, давление повышается. В результате образуются вторичные течения, имеющие вихревой характер движения с поперечной циркуляцией парного вихря, который из-за вязкости и касательных напряжений затухает на некотором расстоянии от выхода из узкой части [7].

На поддержание этого процесса циркуляции расходуется энергия струи рабочей жидкости. Равновесие состояния термодинамической системы и направления протекания самопроизвольных процессов в замкнутой системе, называемое энтропией, в рассматриваемом случае определяется тепловой энергией, полученной от потерь энергии в сечении 22 при выходе струи из отвер-

стия, и потребленной энергией при изменении эпюр давления и скоростей на участке между сечениями 22 и 33. В рассматриваемом состоянии циркуляционного течения двухфазной смеси структура струи и режим течения зависят от соотношения объемных расходов фаз жидкости и газа в канале течения, скорости смеси, толщины жидкой пленки на границе (поверхности) раздела фаз — жидкость и смесь жидкости и газа [3].

Двухфазная смесь при высоких скоростях и больших перепадах давления представляет собой достаточно однородную структуру. С ростом скорости смеси скольжение фаз становится менее существенным. При повышении давления в кольцевом пространстве (увеличении подпора) $p_3 > p_2$ уменьшается величина касательных напряжений на границе раздела фаз, что способствует уменьшению гидравлических потерь потока на участке между сечениями 22 и 33. Одновременно такое давление, проникая к вихревой зоне, поджимает ее, уменьшая длину зоны $L_{pi} < L_{p0}$ и коэффициент сопротивления трения, т. е. уменьшаются потери на трение между газожидкостной и жидкой фазами [8].

Под действием увеличивающегося давления p_2 формируется и несколько укрепляется поверхность выходящей из отверстия струи вследствие увеличения общего усилия, действующего на поверхность струи вместе с силами поверхностного натяжения. Это уменьшает срыв частиц с поверхности струи, потери на трение по границе вихревой зоны и струи, уменьшает полный коэффициент потерь, являющийся составной частью коэффициента расхода, уменьшает потери энергии потока рабочей жидкости, увеличивая μ . В итоге это приводит к увеличению зоны устойчивого течения и коэффициента расхода, процесс вихреобразования становится менее интенсивным [7].

Предложенное рассмотрение поведения потока в состоянии, близком к агрегатному «жидкость + газ», позволяет допустимым в переходном режиме течения считать рабочую среду сжимаемой, а коэффициенты истечения — зависящими от противодействия (давления на выходе потока).

В литературе и на практике вопросу влияния противодействия на параметры коэффициентов истечения уделяется мало внимания, считается, что объем имеющихся сведений по истечению свободных струй достаточен для расчета струй в закрытом канале.

Для определения зависимости коэффициентов истечения дросселирующего элемента от противодействия $p_{\text{вых}}$ и числа Re при тении рабочей жидкости по закрытому каналу были проведены экспериментальные и аналитические исследования. При турбулентном тении форма сечения струи практически мало меняется и не влияет на коэффициент изменения площади сечения струи по сравнению с общепринятой круглой (до 1 %), $\varepsilon \rightarrow 0$ и $\alpha = 1$. Основным параметром для расчета дросселирующих элементов гидравлических устройств принят коэффициент расхода μ .

Анализ поведения коэффициента расхода от противодействия $\mu = f(p_{\text{вых}})$ позволяет предположить, что градиент изменения коэффициента расхода в диапазоне

$3000...4000 < Re < 16\ 000$ от давления подпора должен зависеть от модуля упругости (сжимаемости) рабочей жидкости, зависящего от содержания газов в рабочей жидкости, при давлении, соответствующем давлению подпора [5]. Считается, что при $Re \approx 16\ 000$ переходная зона режима течения жидкости заканчивается.

При достаточно больших числах $Re \geq 16\ 000$ (зона турбулентного движения) коэффициент местного сопротивления ζ практически перестает зависеть от числа Re (квадратичная или автомодельная область сопротивления), образование вихрей прекращается, коэффициент местного сопротивления имеет закон сопротивления $\zeta = B + C/\sqrt[6]{Re}$, близкий к прямой линии [1]. Коэффициент расхода при $Re \geq 16\ 000$ будет определяться исходной величиной коэффициента μ_{16} , при $Re = 16\ 000$ и соответствующем давлением подпора $p_{\text{вых}}$.

Определение расхода или перепада давления на местном гидравлическом сопротивлении проводится по общепринятым формулам, в которых используется коэффициент расхода, найденный в условиях истечения свободной струи, т. е. не зависящий от условий течения рабочей жидкости по закрытому каналу и величины противодействия (давления на выходе из дросселирующего элемента) в местном гидравлическом сопротивлении. Некоторые исследователи [9, 10], проводившие ранее эксперименты по течению жидкости через дросселирующие элементы, только отмечали наличие этого влияния без конкретного анализа и рекомендаций по расчету. Анализ применения дросселирующих элементов в элементах гидроавтоматики показывает, что в подавляющем большинстве случаев расходная характеристика $Q = f(\Delta p)$ дросселирующего элемента находится в переходной зоне режимов течения $4000 < Re < 16\ 000$ рабочей жидкости.

Рассматривая вопросы течения рабочей жидкости через дросселирующий элемент расход Q или перепад давления Δp на входе и выходе дросселирующего элемента определяют по общепринятой формуле $Q = \mu S_{\text{др}} \sqrt{2\Delta p / \rho}$, где μ — коэффициент расхода; $S_{\text{др}} = \pi d_{\text{др. отв}}^2 / 4$ — площадь проходного сечения дросселирующего элемента; Δp — перепад давления на дросселирующем элементе; ρ — плотность рабочей жидкости. Коэффициент расхода μ , определенный исследователями в условиях истечения свободной струи при $Re > 12\ 000$, величина которого принимается постоянной, чаще всего составляет $\mu = 0,61...0,64$ [11, 12]. Эти цифры получены исследователями по экспериментальным проливкам дросселирующих элементов с истечением свободной струи в атмосферу.

Число Рейнольдса Re — параметр, по величине которого судят о режиме течения рабочей жидкости в исследуемый момент течения, подсчитывают по формуле $Re = V d_{\text{гид}} / \nu$, где $V = 4Q / \pi d_{\text{др. отв}}^2$ — скорость жидкости в дросселирующем элементе (Q — расход жидкости, $d_{\text{др. отв}}$ — диаметр дросселирующего отверстия); $d_{\text{гид}} = d_{\text{др. отв}}$, $d_{\text{гид}} = 4S / \chi$ — гидравлический радиус (S — площадь сечения струи, χ — периметр сечения струи); ν — кинематическая вязкость.

При изменении расхода, входящего в состав общепринятой формулы, от нуля до установленной величины для гидравлических устройства можно наблюдать все режимы течения — ламинарный, переходный и турбулентный, и изменение коэффициента расхода μ .

Для выяснения причин и характера влияния давления на выходе из дросселирующего элемента экспериментально получены проливочные характеристики $Q = f(\Delta p)$ при различных давлениях на выходе из дросселирующего элемента.

На рис. 2 приведены полученные расходные характеристики $Q = f(\Delta p)$ при давлениях на выходе $p_{\text{вых}} = 0,2; 0,5; 1,0$ и $1,5$ МПа, рабочая жидкость МГЕ-10А, температура 20°C , давления на входе $p_{\text{вх}}$ и выходе $p_{\text{вых}}$ до 12 и 1,5 МПа. Диапазон изменения расхода определялся режимами течения в диапазоне $2000 < Re < 16\ 000$.

Для лучшего анализа характера поведения полученных расходных характеристик на рис. 2 приведены штрихпунктиром три рассчитанные характеристики при постоянных в значениях коэффициента расхода $\mu = 0,61; 0,68$ и $0,74$ по формуле $Q = \mu S_{\text{др}} \sqrt{2\Delta p / \rho}$, где за исходный дросселирующий элемент принято отверстие — диафрагма диаметром $d_{\text{др. отв}} = 2,4$ мм, имеющееся в гидравлическом устройстве, прототип которого показан на рис. 1; $\Delta p = p_1 - p_3$ — перепад на участке 11...33. Давления p_1 и p_3 замерялись в сечениях 11 и 33.

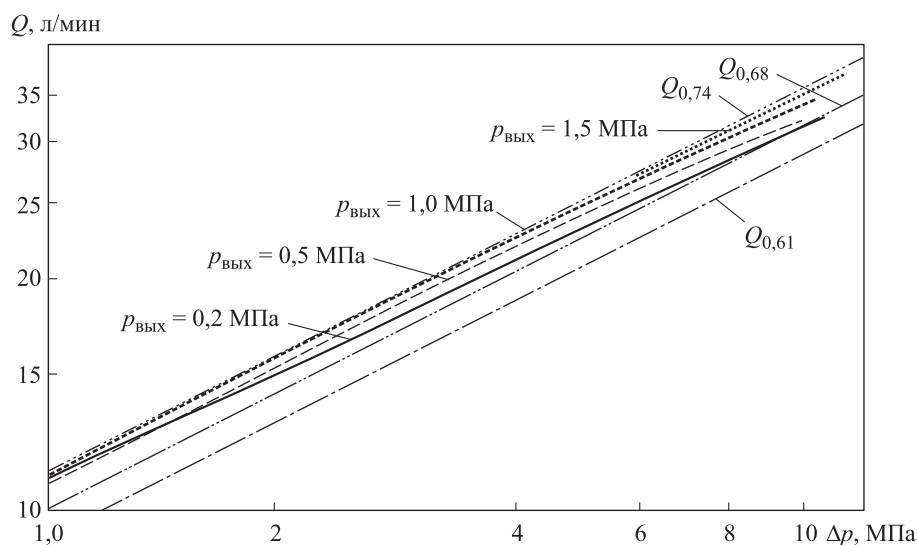


Рис. 2. Экспериментально полученные расходные характеристики $Q = f(\Delta p)$ при $p_{\text{вых}} = 0,2; 0,5; 1,0$ и $1,5$ МПа

На этих характеристиках, построенных для лучшей наглядности в логарифмической системе координат, позволяющей получить графическое изображение в координатах Q и Δp кривой $Q = f(\Delta p)$, близкой по виду к прямой линии при остальных постоянных коэффициентах, можно отметить:

- поведение характеристик близко к линейной характеристике;
- положение характеристик зависит от давления на выходе из дросселирующего элемента;
- непрерывность характеристик без зон срыва потока;
- некоторое перемещение рабочих точек и увеличение протяженности участка сложного поведения кривых при изменении давления на выходе $p_{\text{вых}}$ из дросселирующего элемента.

При сравнительном анализе поведения расходных экспериментальных характеристик в зоне, ограниченной рассчитанными характеристиками при $\mu = 0,68$ и $0,74$, выявлено, что переменная кривизна экспериментально полученных характеристик подтверждает предположение о переменном характере коэффициента расхода $\mu = \text{var}$ и его увеличении при одновременном уменьшении перепада давления на дросселирующем элементе. На рис. 3 видно, что при перепаде давления на дросселе 10 МПа расход увеличивается от 29,5 до 31,1 л/мин.

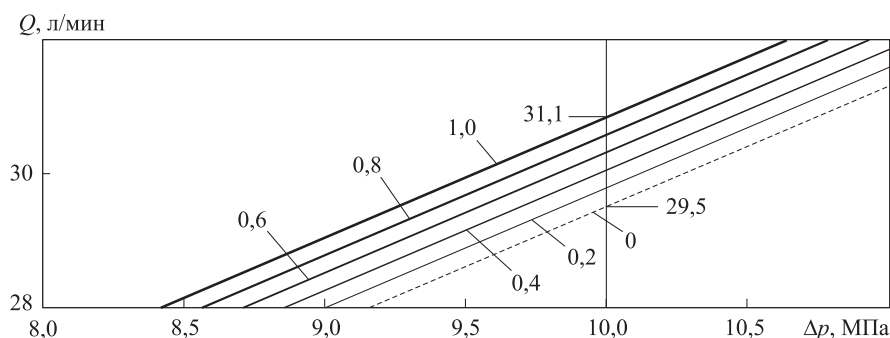


Рис. 3. Расходные характеристики $Q = f(\Delta p)$ дросселирующего элемента гидравлического устройства при величинах подпора 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 и 1,0 МПа соответственно

Аналитически из экспериментальных проливочных характеристик (см. рис. 2) получены зависимости коэффициента расхода μ от числа Re для цилиндрического отверстия при различных величинах давления на выходе исследуемого дросселя (0,2; 0,5; 1,0 и 1,5 МПа) в диапазоне $2000 \leq Re \leq 16\ 000$ (рис. 4)

Анализ представленных характеристик показывает:

- влияния давления на выходе $p_{\text{вых}}$ на коэффициент расхода μ в диапазоне режима течения $40 < Re < 4000$, близкого к ламинарному режиму, не обнаружено; ранее это же явление отметил В.М. Фомичёв [2];
- влияние давления на выходе потока из дросселирующего элемента наблюдается в диапазоне $4000 \leq Re \leq 16\ 000$;
- с увеличением противодействия $p_{\text{вых}} = p_i$ экспериментально определенная характеристика в диапазоне $4000 \leq Re \leq 16\ 000$ — зависимость коэффициента расхода — перемещается к характеристике с максимально возможным коэффициентом расхода ($\mu \approx 0,74$) при противодействиях соответственно 0,2; 0,5; 1,0 и 1,5 МПа; наличие увеличивающейся протяженности полочки ($\mu = 0,74 = \text{const}$) с повышением давления подпора, что наглядно видно в зоне $Re = 4000 \dots 8000$ (см. рис. 4).

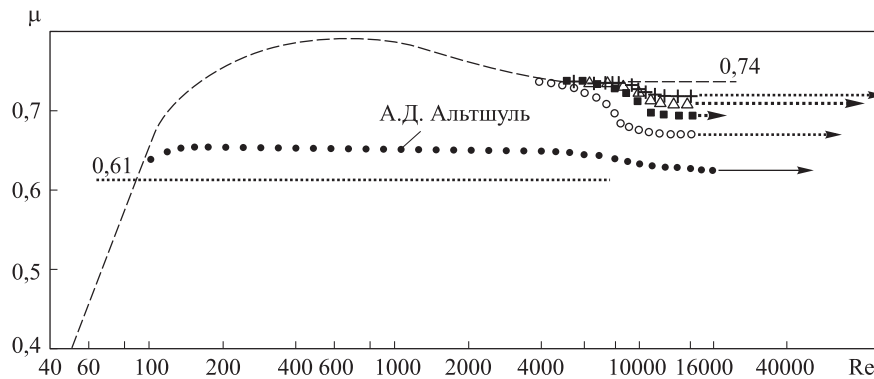


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода μ от числа Re для цилиндрического отверстия при разных давлениях на выходе исследуемого дросселя:

- — 0,2; ■ — 0,5; Δ — 1,0 и × — 1,5 МПа — давление на выходе;
- — по данным А.Д. Альтшуля; - - - — по данным В.М. Фомичёва

Для сравнения полученных зависимостей коэффициентов расхода нанесена экспериментальная характеристика $\mu = f(Re)$ (линия жирных точек) при истечении свободной струи через отверстие, построенная по данным А.Д. Альтшуля [1] и считаемая в инженерной практике «классикой».

Участок характеристики в диапазоне $50 \leq Re \leq 4000$ построен штрихпунктиром по осредненным величинам коэффициентов расхода, представленным в работе В.М. Фомичёва [2].

Коэффициент расхода дросселирующего элемента зависит от ряда факторов — геометрических особенностей каналов, по которым протекает рабочая жидкость, вязкости жидкости, содержания газов, режимов течения. Все это представляет большие сложности при описании процесса течения рабочей жидкости.

Поведение полученных экспериментальных данных (см. рис. 2) дает возможность провести аппроксимацию в числовых выражениях зависимостей коэффициента расхода от числа Re и давления подпора (давления на выходе из дросселирующего элемента) в виде функции

$$\mu = f\left(A; \frac{B}{Re}; \frac{C}{Re^2}; p_{\text{вых}}\right), \quad (1)$$

где A , B и C — множители, содержащие параметры давления подпора, числа Re и особенности геометрии дросселирующего элемента.

Для зоны ламинарного движения жидкости $50 \leq Re \leq 4000$ по данным В.М. Фомичёва [2] получены числовые выражения в виде

$$\mu_{50-400} = 0,52 + \sqrt{-6,4 \cdot 10^{-7} Re^2 + 4,8 \cdot 10^{-4} Re - 0,022}$$

в диапазоне $50 \leq Re \leq 400$ и

$$\mu_{400-4000} = (0,73 Re^2 + 40,5 Re - 2000) / Re^2$$

в диапазоне $400 \leq Re \leq 4000$.

Для переходного участка режимов течения жидкости $4000 \leq Re \leq 16\ 000$ получены четыре числовых выражения $\mu_{0,2}$; $\mu_{0,5}$; $\mu_{1,0}$ и $\mu_{1,5}$ — по числу серий опытов с величинами давления подпора 0,2; 0,5; 1,0 и 1,5 МПа. Объединение числовых выражений позволяет найти одно числовое выражение в виде (1). Но такие выражения имеют сложную форму, что создает трудности при использовании суммарного итогового выражения даже в компьютерных расчетах.

Для получения суммарного аналитического выражения построена трехординатная диаграмма поведения экспериментально определенного коэффициента расхода $\mu = f(p_{\text{вых}}; Re)$ в диапазоне $4000 \leq Re \leq 16\ 000$ и жирными точками показана кривая, построенная по данным А.Д. Альтшуля [1].

Анализ срезов диаграммы рис. 5 (жирная кривая) при Re_i показывает, что закономерность зависимости коэффициента расхода дросселирующего элемента от противодавления в каждом срезе можно представить в виде

$$\mu_i = \mu_A + k_i p_{\text{вых}}^{n_i}, \quad (2)$$

где i — индекс среза по величине числа Re (индекс $i = 4$ соответствует числу $Re = 4000$, $i = 16$ и $Re = 16\ 000$); k_i — коэффициент, характеризующий влияние давления подпора в i -м срезе; n_i — показатель изменения давления подпора в i -м срезе в зависимости от Re .

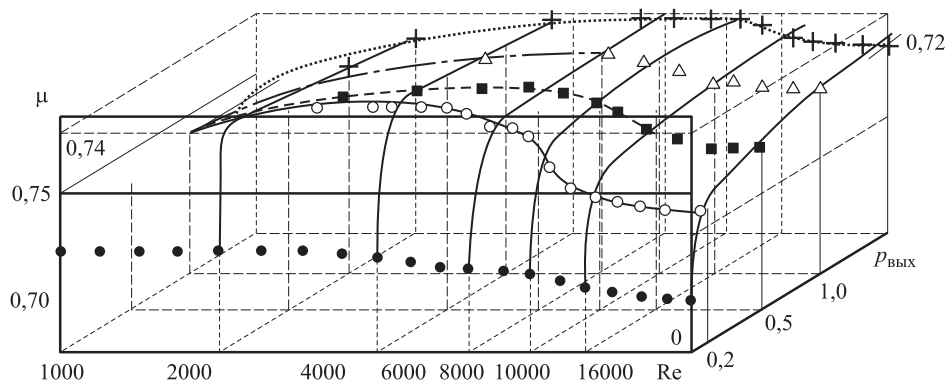


Рис. 5. Зависимость коэффициента расхода μ от числа Re для цилиндрического отверстия при разных давлениях на выходе дросселя:

○ — 0,2; ■ — 0,5; Δ — 1,0 и × — 1,5 МПа — давление на выходе;
●●● — по данным А.Д. Альтшуля

На рис. 6 графически показаны зависимости коэффициента расхода μ_i дросселирующего элемента от противодавления $p_{\text{вых}}$ в каждом i -м срезе. Результаты цифровой аппроксимации по каждому срезе приведены на рис. 6.

В результате анализа выявлено, что:

– характер изменения коэффициента расхода в диапазоне 0...0,5 МПа соответствует характеру изменения модуля объемной упругости жидкости, насыщенной газом, зависящего от соотношения объемов газа и газожидкостной смеси и от величины противодавления [5, 6];

– наибольшая величина коэффициента расхода при дальнейшем увеличении давления на выходе дросселирующего элемента (давления подпора) не превысит 0,74; давление подпора будет зависеть от исходного количественного содержания газовых пузырьков в рабочей жидкости.

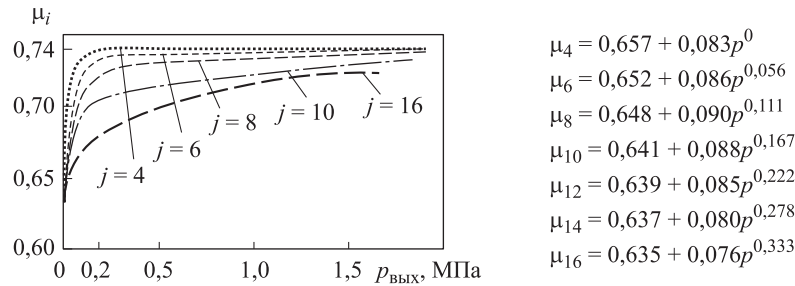


Рис. 6. Зависимость коэффициента расхода μ_i дросселирующего элемента от противодавления $p_{\text{вых}}$ в каждом i -м срезе и результаты цифровой аппроксимации по каждому срезу

Проведенный анализ результатов аппроксимации экспериментальных данных показывает, что в общем виде итоговая зависимость коэффициента расхода дросселирующего элемента может быть представлена в виде

$$\mu = \mu_A + \mu_{\text{экс}}(p_{\text{вых}}; \text{Re}). \quad (3)$$

Здесь μ_A — аппроксимированное числовое выражение зависимости коэффициента расхода μ_A , полученной А.Д. Альтшулем экспериментально при истечении свободной струи через отверстие [1], приведено в виде функции

$$\mu_A = A + B/\text{Re} + C/\text{Re}^2 = 0,616 + 340/\text{Re} - 720\,000/\text{Re}^2, \quad (4)$$

где A , B и C — множители, учитывающие влияние числа Re и содержащие параметр давления подпора; $\mu_{\text{экс}}(p_{\text{вых}}; \text{Re})$ определено с учетом ранее полученных сведений по $k_i p_{\text{вых}}^{n_i}$ из выражения

$$\mu_{\text{экс } 4000-16000} = \frac{\text{Re}}{0,000422 \text{Re}^2 + 5,1 \text{Re} + 21000} p_{\text{вых}}^k, \quad (5)$$

где $k = 0,0278 (\text{Re} \cdot 10^{-3} - 4)$, учитывающего влияние параметров Re (расхода, скорости, вязкости), рабочей жидкости, особенностей геометрии дросселирующего элемента и давления на выходе дросселирующего элемента.

Итоговое полученное после ряда математических операций числовое выражение для определения коэффициента расхода в диапазоне $4000 < \text{Re} < 16\,000$ имеет вид

$$\mu_{4000-16000} = 0,616 + \frac{340}{\text{Re}} - \frac{720\,000}{\text{Re}^2} + \frac{\text{Re}}{0,000422 \text{Re}^2 + 5,1 \text{Re} + 21000} p_{\text{вых}}^k, \quad (6)$$

где k — см. (5).

Сравнение экспериментальных и рассчитанных по (6) величин коэффициентов расхода, имеющих расхождение в третьем числовом знаке в ноль–две единицы, позволяет судить о правомерности и сходимости результатов аппроксимации.

Проведенные исследования показали, что поведение и величина коэффициента расхода зависят от режима течения и давления на выходе струи из дросселирующего элемента местного сопротивления. Предельная величина коэффициента расхода μ_{4-16} в переходной зоне $4000 \leq Re \leq 16\ 000$ и при противодавлении менее 1,5 МПа находится в пределах 0,74–0,68, а предельная величина коэффициента расхода μ_{16} при противодавлении $p_{\text{вых}} \geq 1,5$ МПа в режиме течения при $Re = 16\ 000$ не может превышать 0,74. Следует отметить, что при увеличении коэффициента расхода от 0,61–0,64 до 0,74 расход через дросселирующий элемент увеличивается на 15...20 %.

В зоне турбулентного (квадратичного закона) течения жидкости при $Re \geq 16\ 000$ коэффициент расхода практически от роста числа Re не зависит и не изменяется от увеличения расхода рабочей жидкости, а определяется исходной величиной коэффициента μ_{16} при $Re = 16\ 000$ и соответствующим давлением подпора $p_{\text{вых}}$.

Отсюда следует еще одно заключение, что при практической проверке параметров отдельных точек рабочей характеристики дросселирующих элементов необходимо в технической документации на гидравлические устройства указывать и поддерживать оговоренное давление подпора.

Выводы. 1. Для гидравлических устройств, работающих в диапазоне $50 \leq Re \leq 4000$ в ламинарном режиме течения рабочей жидкости в местных сопротивлениях, коэффициент расхода — величина переменная $\mu = f(Re)$, но от давления на выходе дросселирующего элемента не зависит [2].

2. Для гидравлических устройств, работающих в диапазоне $4000 \leq Re \leq 16\ 000$ в переходном режиме течения рабочей жидкости в местных сопротивлениях, коэффициент расхода — величина переменная $\mu_{4-16} = f(Re, p_{\text{вых}})$.

3. Для гидравлических устройств, работающих в диапазоне $Re > 16\ 000$ в турбулентном режиме течения рабочей жидкости в местных сопротивлениях, коэффициент расхода — величина, исходно зависящая от давления на выходе, но очень мало изменяющаяся от числа Re [6].

4. Полученное аналитическое выражение $\mu = f(Re, p_{\text{вых}})$ можно использовать для практических расчетов динамических процессов гидравлических устройств, работающих в диапазоне $4000 < Re < 16\ 000$ с ожидаемой ошибкой до $\pm 0,5$ %;

5. Построение в логарифмических координатах расходных характеристик и сравнение практических проливочных расходных характеристик и характеристик, полученных расчетом при постоянных коэффициентах расхода, позволяет выявить переменность коэффициента расхода.

6. При практической проверке параметров отдельных точек рабочей характеристики дросселирующих элементов необходимо в технической документа-

ции гидравлических устройств указывать и поддерживать оговоренную величину давления подпора.

7. При предварительных практических расчетах гидравлических устройств с дросселирующим элементом при возможном наличии давления на выходе дросселирующего элемента коэффициент расхода следует выбирать равным 0,72–0,74 с последующей корректировкой по результатам обработки практических расходных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альтишуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982. 224 с.
2. Фомичёв В.М. Проектирование характеристик золотниковых распределителей в области «нуля» // Гидравлика и пневматика. 2007. № 20. С. 49–54.
3. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. М.: Изд-во МЭИ, 2000. 374 с.
4. Александров А.А., Орлов К.А., Очков В.С. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики. М.: ИД «МЭИ». 2009. 224 с.
5. Прокофьев В.Н., ред. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение, 1969. 496 с.
6. Никитин О.Ф. Рабочие жидкости и уплотнительные устройства гидроприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 284 с.
7. Никитин О.Ф. Влияние противодавления на коэффициент расхода дросселирующего элемента // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 4 (16). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-4-691
8. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 430 с.
9. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
10. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 368 с.
11. Хохлов В.А. Гидравлические усилители мощности. М.: Изд-во АН СССР. 1961. 104 с.
12. Блекборн Дж., Ритхоф Г., Шефер Дж.Л. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. М.: Изд-во иностранной литературы, 1962. 615 с.

Никитин Олег Филиппович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Никитин О.Ф. Влияние давления на выходе из дросселирующего элемента на коэффициенты истечения // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 6. С. 125–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-125-138

EFFECT OF THROTTLE OUTPUT PRESSURE ON DISCHARGE COEFFICIENTS

O.F. Nikitin

nof1936@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

We conducted experimental and analytical studies of fluid flow through throttles and plotted the throttle discharge coefficient as functions of back pressure and the Reynolds number Re for the case of the operating fluid flowing through a closed duct. The investigation shows that the fluid behaviour and discharge coefficient depend on the flow pattern and the pressure at the point where the flow exits the local friction throttle. It is possible to use the resulting analytical expression $\mu = f(Re, p_{out})$ in practice to compute parameters of dynamic processes for hydraulic devices operating in the range of $4000 < Re < 16\,000$, when the expected error is up to $\pm 0,5\%$. We show that a technical specification for hydraulic devices should include and support the stipulated boost pressure, which is required for validating parameters at specific points on the throttle operation characteristic

Keywords

Discharge coefficient, discharge, pressure differential, throttle, discharge characteristic, hydraulic device

Received 03.10.2017

© BMSTU, 2018

REFERENCES


- [1] Al'tshul' A.D. *Gidravlicheskie soprotivleniya* [Hydraulic resistance]. Moscow, Nedra Publ., 1982. 224 p.
- [2] Fomichev V.M. Engineering characteristics of control valve in "zero" region. *Gidravlika i pnevmatika*, 2005, no. 20, pp. 49–54 (in Russ.).
- [3] Labuntsov D.A., Yagov V.V. *Mekhanika dvukhfaznykh system* [Mechanics of two-phase systems]. Moscow, Izd-vo MEI, 2000. 374 p.
- [4] Aleksandrov A.A., Orlov K.A., Ochkov V.S. *Teplofizicheskie svoystva rabochikh veshchestv teploenergetiki* [Thermophysical properties of working medium for heat power engineering]. Moscow, Izd-vo MEI Publ., 2009. 224 p.
- [5] Prokof'ev V.N., ed. *Aksial'no-porshnevoy reguliruemyy gidroprivod* [Axial-piston hydraulic adjustable drive]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 496 p.
- [6] Nikitin O.F. *Rabochie zhidkosti i uplotnitel'nye ustroystva gidroprivodov* [Working fluids and sealing devices of hydro drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2013. 284 p.
- [7] Nikitin O.F. Behavior of the flow with backpressure. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2013, no. 4 (16) (in Russ.). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-4-691
- [8] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and hydraulic drive]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2012. 430 p.
- [9] Chuprakov Yu.I. *Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki* [Hydraulic drive and hydro-automatiks]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 232 p.

- [10] Nekrasov B.B. *Gidravlika i ee primeneniye na letatel'nykh apparatakh* [Hydraulics and its application in aircraft]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 368 p.
- [11] Khokhlov V.A. *Gidravlicheskie usiliteli moshchnosti* [Hydraulic power amplifier]. Moscow, Izd-vo AN SSSR Publ., 1961. 104 p.
- [12] Blackburn J.F., Reethof G., Shearer J.L., eds. *Fluid power control*. MIT Press, 1960, 710 p.

Nikitin O.F. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Hydromechanics, Hydro-machines and Hydro-Pneumautomatics, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Nikitin O.F. Effect of Throttle Output Pressure on Discharge Coefficients. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinotr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2018, no. 6, pp. 125–138 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-125-138



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышла в свет монография авторов
В.М. Кашина, В.Д. Свечарника, В.Л. Солунина, А.Б. Шаповалова

«Исследование процессов в приводе наведения установки в упрежденную точку на траектории»

Рассмотрены особенности работы приводов наведения установки в режиме слежения за упрежденной точкой на траектории. Исследованы статистические характеристики сигналов в системе наведения по результатам математического моделирования и по данным экспериментальных работ. Для инженеров и научных работников, занимающихся проектированием систем управления.

По вопросам приобретения обращайтесь:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-60-45
press@bmstu.ru
www.baumanpress.ru