

Проанализированы причины и особенности многообразия режимов течения жидкости, включая критические, в сужающих устройствах (СУ) при истечении в жидкую или газообразную среду. Предложена диаграмма характеристик кризисных сечений проточной части СУ, позволяющая прогнозировать возможные режимы течения в них.

Прогнозирование режимов течения жидкости в гидравлических сужающих устройствах

Э.Е. Благов, к. т. н., ЗАО «Фирма «Союз-01»

В технологических системах гидротранспорта, используемых в различных отраслях промышленности, широко применяются трубопроводные гидравлические сужающие устройства (СУ) – как простые, так и сложные.

К простым СУ относятся диафрагма $L/d \approx 0$ (или – отверстие в тонкой стенке); внешняя цилиндрическая насадка $L/d = 3 \div 4$ (или – насадка Вентури; отверстие в толстой стенке); внутренняя цилиндрическая насадка $L/d = 3 \div 4$ (или – насадка Борда); цилиндрические насадки $L/d > 4$ с острой или скруглённой входной кромкой; диффузорная насадка (или – конусная расширяющаяся насадка); конфузорная насадка (или – конусная сужающаяся насадка); коноидальная насадка (или – профилированное сужающееся сопло).

К сложным СУ можно отнести трубопроводную дроссельно-регулирующую арматуру (клапаны, задвижки, краны и т.д.); трубу Вентури или сопло Лаваля; насадку цилиндроконическую; насадку конусно-цилиндрическую, а также другие каналы в виде комбинаций простых СУ.

Сужающие устройства, устанавливаемые в трубопроводных системах, часто работают в условиях высоких давлений и перепадов давлений. От правильности выбора СУ, от степени соответствия их характеристик заданным рабочим условиям во многом зависит надлежащая работа оборудования, связанного трубопроводами.

Известны результаты многочисленных отечественных и зарубежных исследований течения жидкости в каналах различной геометрии, в том числе, в режимах возникновения двухфазного критического потока. Обзоры по этому вопросу приведены, например, в работах [1-4]. Согласно литературным данным [1, 2] применительно к простым СУ принято различать четыре вида форм каналов: шайбы (диафрагмы), сопла, короткие и длинные трубы. Термин «шайба» относится к трубам в пределе, не имеющим длины, и на практике, – к трубам с отношением $L/d < 0,25$. Сопла, относящиеся к коротким каналам, характеризуются переменным сечением, например, расширением – сужением или сужением – расширением. Короткие каналы могут также иметь цилиндрическую или кольцевую

форму с $0,25 < L/d < 40$. Длинные каналы имеют такую же форму, как короткие, но с $L/d > 40$.

Соответственно на практике обычно различают два основных случая двухфазного критического течения: 1) в коротких трубах и через отверстия; 2) в длинных трубах. Принято считать, что механизмы этих течений различны. При течении через короткие трубы или диафрагмы жидкость, как правило, находится в метастабильном состоянии, тогда как течение двухфазной смеси в длинной трубе обычно приближается к равновесному. Высокие значения градиентов давления и скорости, являющиеся характерной особенностью критических течений, реализуются в узких сечениях сопел (насадок) или на выходе труб.

В ряде работ, например, [5] высказано мнение, что употребление в инженерной практике и научной литературе понятий «короткие и длинные каналы» не корректно. С этим можно согласиться хотя бы потому, что систематизация по длинам носит достаточно субъективный характер, поскольку в стороне остаются многие другие важные характеристики каналов. В той же работе [5] предложено систематизировать СУ на основе возможности реализации в них двух характерных критических режимов истечения, однако критерии оценки не были указаны.

В работе [6] предложена иная физическая модель формирования кризисных явлений при течении насыщенной и недогретой до насыщения жидкости в СУ в режимах возникновения критического двухфазного потока. В частности, показано [6, 7], что механизм проявления метастабильности потока во многом обусловлен величиной гидравлического сопротивления проточной части СУ. Оно – в отличие от указанного выше разделения каналов по длинам, по режимам – является объективным критерием, обуславливающим меру диссипативных и других необратимых потерь полного давления в тракте СУ на участке от входа до лимитирующего (кризисного) сечения.

Практическое применение сужающих устройств показало, что при истечении жидкости в среду с противодействием в одном и том же интервале давлений можно наблюдать множество расходных характеристик в зависимости от геометрии СУ, параметров среды на входе в СУ и пере-

пада давлений на нем. Установлено также, что известное разнообразие режимов истечения, в том числе кризисных с запираанием расхода и давления, во многом обусловлены видом среды, в которую происходит истечение (затопленное – в жидкость с начальными параметрами противодействия, примерно равными параметрам среды на входе, и свободное – в газообразную среду, обычно воздух).

Истечение в газовую среду во многом отличается от истечения в жидкость и по своим закономерностям является более сложным. Так, согласно [8] для насадки Вентури в одном и том же интервале перепадов давлений при разных условиях истечения может быть получена не одна, а несколько различных расходных характеристик с точками излома и разрыва функциональной зависимости. Наблюдалось также несовпадение характеристик, полученных в прямом и обратном процессах изменения перепада давления. Использование в качестве испытательной среды воды комнатной температуры в работе [8] исключило из рассмотрения критические течения с изменением агрегатного состояния и не позволило привлечь для сравнения соответствующие результаты отечественных и зарубежных исследований. Например, было высказано предположение о скачкообразном характере разрушения кольцевой полости в канале с острыми входными кромками, и, соответственно, скачкообразном изменении перепада давлений на СУ в этом случае. Однако в работе [9] отмечено, что падение давления в полости с последующим ее разрушением требует некоторого увеличения перепада давлений на СУ, т.е. процесс разрушения растянут во времени. В работе [10] приводится описание уже трех критических режимов истечения метастабильной жидкости при истечении через короткие каналы в среду с противодействием от атмосферного до p_{0r} . При этом наиболее четко выявлено существование двух критических отношений давлений и, следовательно, двух критических режимов течения.

Установлено, что многорежимность характерна, прежде всего, для СУ, в тракте которых имеется либо геометрическое (фиксированное) сужение канала (например, горло в сопле Лавая), либо возникает гидравлическое сужение, например, при отрывном обтекании острых кромок на входе в цилиндрическую насадку. Более того, величина падения давления жидкости на входе в канал в зависимости от величины недогрева ее до насыщения определяет положение сечения, в котором начинается парообразование и, следовательно, влияет на критическое паросодержание. Можно считать установленным, что многообразие режимов обусловлено как параметрами среды при истечении в жидкую или газообразную среду, так и тесно связанными с режимными факторами сменами лимитирующих сечений.

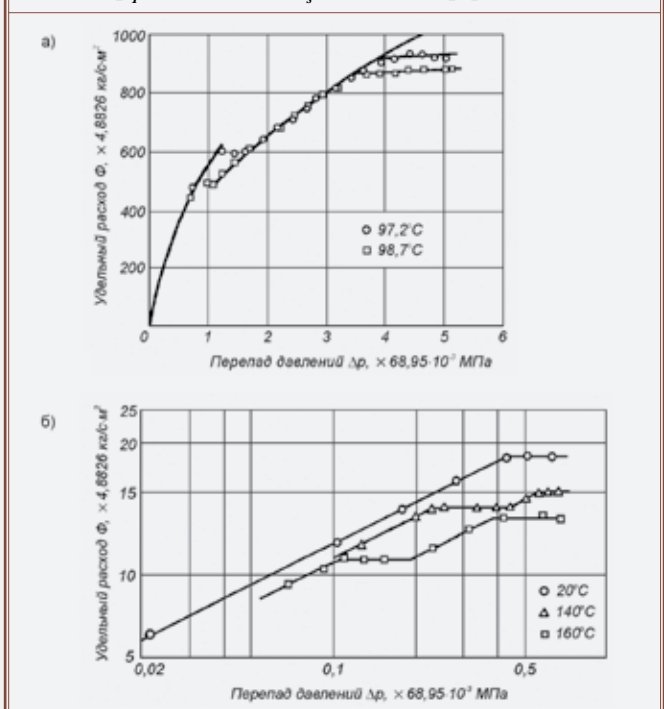
Так, при истечении воды в затопленное пространство после возможного срыва потока профиль полностью заполненного сечения восстанавливается, и цикл повторяется. Истечение же воды в газообразную среду (воздух) с постоянным давлением существенно отличается от истечения в воду. В процессе возрастания перепада давлений характеристика сначала точно совпадает с аналогичной

характеристикой при истечении в воду. Однако при некотором значении перепада давлений расход через канал довольно резко снижается. При дальнейшем возрастании перепада давлений расход опять начинает возрастать, однако расходная зависимость может располагаться даже ниже зависимости, полученной при истечении в воду.

Кроме того, возникновение различных режимов течения зависит от пути осуществления процесса – понижения или повышения противодействия с учетом вида среды, в которую происходит истечение. Установлено [8], что характеристики истечения жидкости из отверстий, имеющих протяженность, на одних и тех же режимах, полученных в процессе возрастания и снижения перепада давлений при определенных условиях, могут не совпадать друг с другом. Опыты показывают, что при истечении воды в воду из таких отверстий, например, при $L/d = 4$, направление изменения перепада давлений не сказывается на виде расходных характеристик. Расхождение расходных характеристик имеет место, если обратный процесс снижения давления начался за точкой разрушения полости. Иначе, характеристики совпадают, если подъем и снижение давления осуществляются в условиях до точки разрушения полости.

Остановимся более подробно на анализе особенностей гидродинамики потока нагретой жидкости, отмеченных в работах [11] и [12]. Результаты их исследований приведены в качестве примеров с комментариями. Согласно [11, 1, 2] наблюдалось метастабильное состояние при течении горячей (близкой к насыщению) воды через короткие трубы (насад-

Рис. 1. Типичные зависимости удельного расхода воды от перепада давлений для цилиндрических насадок с острыми входными кромками:
а) $d = 6,4 \text{ мм}$; $L = 63,5 \text{ мм}$; $L/d = 10$;
 $p_1 = 0,1006 \text{ МПа}$; $t_s = 99,8 \text{ }^\circ\text{C}$ [11]
б) $d = 12,7 \text{ мм}$; $L = 38,1 \text{ мм}$; $L/d = 3$;
 $p_1 = 0,795 \text{ МПа}$; $t_s = 170,15 \text{ }^\circ\text{C}$ [2]



ки) с входными участками разной формы при истечении в паровую, т.е. газообразную, среду с противодавлением. Испытания проводились при поддержании на входе постоянного давления 0,0961 МПа. На *рис. 1а* показана типичная зависимость удельного расхода воды Φ от перепада давлений Δp . Из графика $\Phi = f(\Delta p)$ видно, что с возрастанием перепада давлений последовательно проявляются четыре режимных участка с двумя участками запирания (постоянства) расхода соответственно каждому значению температуры среды.

На *рис. 1б* в логарифмических координатах приведены результаты более поздних исследований течения нагретой жидкости через насадки с острыми входными кромками [12, 1, 2]. Для значений температуры 140 и 160 °С течение недогретой до насыщения жидкости качественно аналогично результатам, приведенным в [11] (те же четыре участка). Однако при температуре 20 °С реализован только один участок стабилизированного расхода, т.е. получено только одно запираение. Описанные в [12] исследования проводились на прозрачных образцах с целью визуализации картин течения в них, которые во многом совпали с результатами работы [11]. При течении горячей воды через короткие трубы (насадки) $L/d < 6$ с острыми входными кромками ($d = 6,35 \div 15,87$ мм) согласно [12, 1] визуально наблюдались два механизма запирания потока (*рис. 2*).

Режим *AB* соответствует нормальному режиму течения, который характеризуется образованием замкнутой кольцевой полости в месте сжатия струи (*рис. 2а*). Первое запираение, проявляемое в постоянной величине удельно-

го расхода Φ , наступает в точке *B*, где давление в сжатом сечении потока вблизи входа в насадку приближается к критическому, т.е. падает ниже давления насыщения воды. В этой точке наблюдалось интенсивное локальное парообразование в кольцевой полости между сужением потока и твердой стенкой (*рис. 2б*). Считается, что в этом случае в кольцевом зазоре между максимальным сужением струи и стенкой канала происходит кавитация без распространения (прорыва) пара вниз по течению. С повышением Δp паровое кольцо теряет устойчивость и распространяется на всю струю метастабильной жидкости вниз по потоку. При достижении критического режима течения с установлением постоянного массового расхода через насадку в струе вблизи выхода из канала появляются пузырьки пара. Этот режим соответствует прямой *BC*.

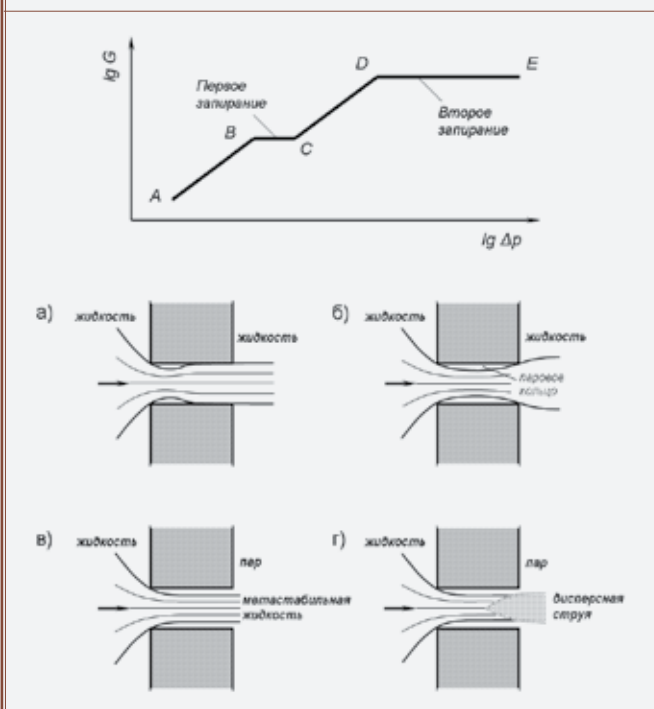
Когда разность давлений достигает значения, соответствующего точке *C*, происходит коренное изменение режима течения. При возрастании перепада давления полость деформируется в направлении увеличения ее длины, и с достижением выходного сечения среда с противодавлением p_2 проникает внутрь насадки. В связи с разрушением кольцевой изолированной полости начинается режим свободного истечения метастабильной насыщенной жидкости, как это показано на *рис. 2в*. Давление на протяжении всей насадки почти равно давлению среды на выходе *СУ*, и расход снова зависит от разности давлений (режим течения *CD*). В точке *D* жидкость бурно испаряется в выходном сечении насадки и вызывает запираение в этом сечении, как показано на *рис. 2г*. Это явление называется вторым запираением. Расход, при котором наступает это явление, сохраняется постоянным при дальнейшем увеличении разности давлений. Второе запираение напоминает явление, наблюдаемое в критическом потоке сжимаемого однофазного газа (пара), однако двухфазные критические течения, наблюдаемые в реальных условиях, гораздо сложнее. Так, весьма важным моментом, который необходимо отметить, является изменение агрегатного состояния среды на выходе – от жидкости до влажного пара, поскольку при поддержании постоянного давления на входе возрастание перепада давления на *СУ*, сопровождаемое упомянутыми выше явлениями, обеспечивалось за счет понижения противодавления.

Отсутствие достаточно надежных методов расчета, а также сложность процессов истечения вскипающей жидкости через *СУ* в значительной мере вынуждают уделять большое внимание экспериментальным методам определения гидравлических характеристик. Поэтому проблема прогнозирования режимов течения через любой канал с известной геометрией при конкретных рабочих условиях представляется актуальной.

Естественно, что особый интерес представляют так называемые кризисные сечения струи или канала *СУ*, в которых при определенных условиях можно ожидать проявления кризисных явлений (запираение по расходу и давлению). К ним относятся сужения прохода (конструктивные или гидравлические), выходные сечения и реже входные.

Рис. 2. Схемы течения жидкости в короткой трубе в критических режимах [1]:

- а) режим AB (сжатие струи жидкости),**
- б) режим BC (первое запираение),**
- в) режим CD (свободное истечение метастабильной жидкости),**
- г) режим DE (второе запираение)**



При этом первым потенциально кризисным сечением будет то сечение струи, в котором имеет место наиболее низкое падение давления. Таким сечением является сжатое сечение струи («vena contracta»), которое, как правило, возникает за лимитирующим (минимальным) проходным сечением тракта СУ. В этом случае поток через СУ определяется соотношением гидравлических сопротивлений входного участка от входа до критического сечения и выходного — от критического до выходного сечения. Измеряемый обычными методами перепад давлений на СУ будет меньше действительного перепада на величину давления, восстановленного при течении среды от минимального (сжатого) сечения к выходному сечению. Это явление получило в литературе название эффекта восстановления давления. Хотя этот эффект известен, он нередко игнорируется исследователями, тогда как многие выявленные режимные особенности течения жидкости через СУ могут быть объяснены именно с позиций учета степени восстановления давления.

В качестве параметра, характеризующего степень восстановления давления в СУ по отношению к сжатому сечению [13], может быть использован коэффициент $K_{R,c}$, представленный в следующем виде:

$$K_{R,c} = \frac{p_{01} - p_2}{p_{01} - p_c} = \frac{\Delta p_{01-2} / p_{01}}{\Delta p_{01-c} / p_{01}} = \frac{\overline{\Delta p_{01-2}}}{\overline{\Delta p_{01-c}}} \quad (1)$$

Любое i -тое сечение канала СУ может быть охарактеризовано своим коэффициентом $K_{R,i}$:

$$K_{R,i} = (p_{01} - p_2)_i / (p_{01} - p_i) \quad (2)$$

где p_{01} — полное давление на входе в СУ; p_2 и p_i — соответственно противодавление и давление в рассматриваемом сечении струи в канале, $(p_{01} - p_2)_i$ — разность полного давления на входе p_{01} и противодавления p_2 при установлении в i -том сечении давления p_i .

Таким образом, коэффициент $K_{R,i}$ представляет собой отношение общего перепада давления на СУ (иногда называемом также видимым, измеряемым) к падению давления от входа до рассматриваемого сечения, которое обычно является латентным (скрытым) и трудно измеряемым. При этом безразмерный коэффициент $K_{R,i}$ особенно удобен для использования при переменном противодавлении p_2 и постоянном входном давлении p_{01} . С целью обобщения характера изменения давления в тракте СУ представляется более корректным коэффициент $K_{R,i}$ именовать коэффициентом падения давления [13]. Общность заключается в относительной глубине понижения статического давления в каждом сечении тракта СУ по сравнению с измеряемой величиной падения давления в выходном сечении. При этом верхним пределом, относительно которого происходит сравнение, является величина полного давления p_{01} на входе в СУ.

Коэффициент $K_{R,i}$ может быть также представлен выражением

$$K_{R,i} = \frac{(\omega_i / \omega_2)^2 + \zeta_{12,i}}{1 + \zeta_{1c,i}} \quad (3)$$

где ω_i и ω_2 — соответственно площади расчетного i -того сечения и выходного сечения СУ; $\zeta_{12,i}$ — коэффициент гидравлического сопротивления СУ, отнесенный к скорости в i -том сечении; $\zeta_{1c,i}$ — коэффициент гидравлического сопротивления участка канала СУ от входного сечения до i -того сечения, отнесенный к скорости в i -том сечении. В свою очередь коэффициент $\zeta_{12,i}$ в общем виде определяется как

$$\zeta_{12,i} = \frac{p_{01} - p_2}{\rho W_i^2 / 2} - \left(\frac{\omega_i}{\omega_2} \right) \quad (4)$$

В частном, но важном случае, для минимального (сжатого) сечения струи, т.е. при $i=c$, выражения (3) и (4) согласно [13, 14] принимают вид:

$$K_{R,c} = \frac{(\epsilon_c n)^2 + \zeta_{12,c}}{1 + \zeta_{1c,c}} = \frac{(\epsilon_c n) \cdot (1 + \zeta_{12,2})}{1 + \zeta_{1c,c}} \quad (5)$$

$$\zeta_{12,2} = \frac{p_{01} - p_2}{\rho W_2^2 / 2} - 1 \quad (6)$$

Методика экспериментально-расчетного определения коэффициента гидравлического сопротивления $\zeta_{1c,c}$ приведена в работе [13].

С использованием уравнения Бернулли можно также получить в общем виде соотношение между падениями давления в сжатом сечении струи (в первом потенциально кризисном сечении канала) и любом другом сечении тракта СУ:

$$\frac{p_{01} - p_i}{p_{01} - p_c} = \frac{K_{R,c}}{K_{R,i}} \quad (7)$$

Как правило, представляет практический интерес определение характеристики проходного сечения ω_{np} , связанного с площадью минимального сечения струи ω_c соотношением $\epsilon = \omega_c / \omega_{np}$. Это связано с тем, что при достижении при определенном перепаде давлений в сжатом сечении струи якобы лимитирующих условий по истечению расход продолжает возрастать вплоть до установления кризисных условий в проходном сечении. Это условие характеризуется установлением постоянного расхода через СУ (запирание) и критического давления в проходном сечении. Такой эффект типичен для отверстий и насадок с острой входной кромкой, каналов с фиксированным пережимом (горлом), а также для многих СУ в зоне выходного сечения. Опытные данные показывают, что кризисных сечений в тракте СУ в зависимости от геометрии СУ, параметров среды и величины перепада давлений может быть несколько — от одного до трех.

Для вывода расчетного выражения типа (7) полагаем, что потерями полного давления на сжатие на участке $np-c$ можно пренебречь ввиду их малости, т.е. тогда $p_{0np} \approx p_{0c}$. Из уравнения Бернулли с потерями на участках $1-c$ и $1-np$ следует:

$$\frac{p_{01} - p_{np}}{p_{01} - p_c} \approx \frac{\epsilon_c^2 + \zeta_{1c,c}}{1 + \zeta_{1c,c}} \approx \frac{K_{R,c}}{K_{R,np}} \quad (8)$$

Тогда

$$\begin{aligned} K_{R,np} &\approx K_{R,c} \frac{1 + \zeta_{1c,c}}{\epsilon_c^2 + \zeta_{1c,c}} \approx K_{R,c} \left[1 - \phi_c^2 (1 - \epsilon_c^2) \right] \approx \\ &\approx K_{R,c} (1 - \phi_c^2 + \mu_{1c,np}^2), \end{aligned} \quad (9)$$

нии его вокруг центра O линейно перемещается в пределах FB . Величина K_R изменяется по диаграмме в пределах от K_{min} до 1,0. Значения $K_R > 1$ являются отражением факта существования тех редких сечений тракта СУ, кризисные условия в которых реализуются в последнюю очередь.

Отрезок OB является характеристикой выходного сечения СУ, т.е. занимает постоянное место на диаграмме с вершиной в точке B . Отрезок OC является характеристикой входного сечения. Расположение точки C вне квадрата показывает, что при условиях за его пределами кризис течения невозможен. Поэтому реальной характеристикой будет отрезок OH . Такая характеристика типична в первую очередь для диафрагмы, проходное сечение которой совпадает с отверстием в ней, но предположительно может быть существенна и для насадок. Особо важная роль отводится отрезку AG , точнее – его части AD , который представляет собой границу существования кольцевой изолированной полости в СУ с острой входной кромкой.

Таким образом, на диаграмме располагаются три треугольника на общем основании OG :

- ΔOAG с вершиной A , располагающейся от F до B в соответствии с конкретными значениями характеристик минимального проходного сечения;
- неизменяемый по форме ΔOBG с вершиной B ;
- и ΔOCG с перемещающейся в определенных пределах вершиной C .

Уравнение каждой характеристики имеет вид $\Delta p_{01-i} = \Delta p_{01-2} / K_R$. Координаты точки D определяются как $\Delta p_{01-2} = \Delta p_{01-i} = 1 / (2 - K_{R,c})$. Отрезок HG , отсекаемый на ординате при значении $\Delta p_{01-2} = 1$, находят как $1/K_{R,np}$.

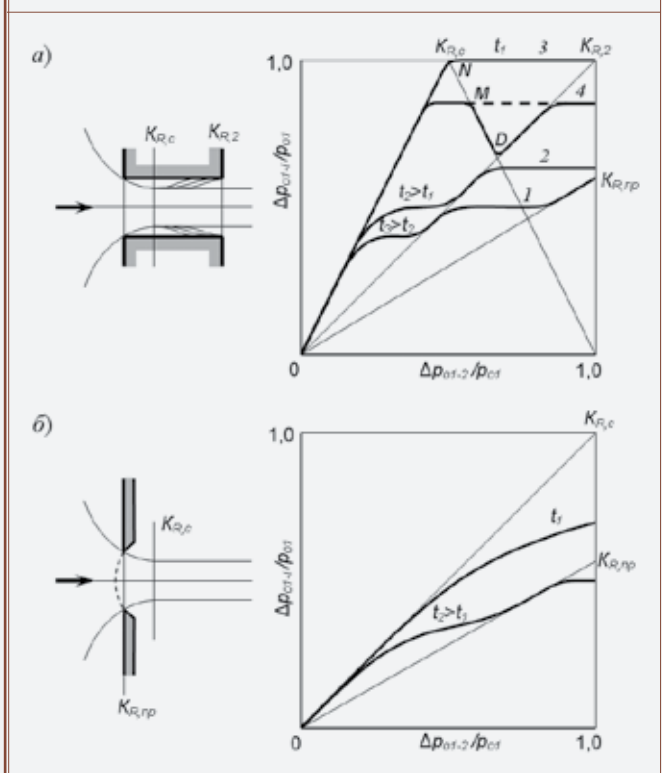
Рассмотрим применение диаграммы на примере некоторых типов СУ. Упрощенно можно считать, что изменение расхода среды через СУ примерно соответствует характеру изменения падения давления в возможных кризисных сечениях. Согласно [15] для насадки Вентури коэффициент падения давления в гидравлическом суженном сечении $K_{R,c} = 0,738$, т.е. точка A находится на расстоянии 0,738 от точки E . Для выходного сечения $K_{R,2} = 1,0$, т.е. его характеристика соответствует точке B . Вследствие отрыва потока при обтекании кромок, сопровождаемого сужением струи, и последующего ее расширения с присоединением к стенкам и заполнением канала образуется кольцевая полость, изолированная от входного давления и противодействия. Наиболее сжатое сечение струи, обычно находится от входного на расстоянии около $L/d = 0,4 \div 0,5$ и окружено полостью с давлением среды $p_c < p_2$.

В случае истечения жидкости в газовую среду при разрушении изолированной полости среда с противодействием p_2 входит внутрь насадки, вследствие чего перепад давления снижается со значения $p_{01} - p_{мин}$ до $p_{01} - p_2$, что ведет к снижению расхода жидкости. Характерной особенностью цилиндрического канала с острой входной кромкой является то, что местное сопротивление (острые кромки) интенсифицирует процесс парообразования и создает условия, благоприятные для гомогенизации потока двухфазной смеси уже на входе в канал.

При реализации кольцевой изолированной полости для каналов, имеющих протяженность, особенности их характеристик согласно [8] зависят от законов возникновения, существования и разрушения кольцевой изолированной полости. Такая полость в протяженном канале образуется не всегда. Было высказано предположение, что с ростом скорости потока полость неизбежно должна деформироваться по направлению к выходному сечению. Именно при достижении границей полости выходного сечения канала газообразная среда с противодействием p_2 входит внутрь и окружает по периферии сжатую струю, что ведет иногда к резкому снижению расхода жидкости. В этих же условиях жидкая среда с противодействием p_2 не проникает внутрь канала. Полость в этом случае сохраняется в сильно деформированном виде. Кольцевая изолированная полость не образуется в каналах, имеющих незначительную протяженность ($L/d < 0,5$), а также в тех каналах, в которых плавный вход до наименьшего сечения и последующая форма канала исключает возможность образования кольцевой изолированной полости. К таким СУ относятся, например, цилиндрические каналы с конoidalным или коническим входом при угле конусности до 30° .

Примем для насадки Вентури значения коэффициентов гидравлического сопротивления входного участка до сжатого сечения $\xi_{Ic,c} = 0,06$, сжатия струи $\epsilon = 0,722$ и расхода $\mu_{I2,np} = 0,816$ [15]. Значения коэффициентов скорости и расхода соответственно составят $\varphi_c = (1 + 0,06)^{-1/2} = 0,97$ и $\mu_{Ic,np} = 0,722 \cdot 0,97 = 0,70$. Значение коэффициента падения давления будет равно $K_{R,c} = (0,70/0,816)^2 = 0,736$. Тогда координаты точки D (см. рис. 3 и 4а) определяются как $\Delta p_{01-c} = \Delta p_{01-2} = (2 - K_{R,c})^{-1} = (2 - 0,736)^{-1} = 0,791$. Расчет по фор-

Рис. 4. Характер изменения перепадов давлений и расхода при ротации кризисных сечений на примере цилиндрической насадки (а) и диафрагмы (б)



муле (9) характеристики входного сечения дает значение $K_{R,np} = 1,343$, т.е. ее предельная ордината будет равна $1/K_{R,np} = 1/1,343 = 0,745$.

Для наглядности представим на диаграмме приведенные выше результаты исследований [12] (см. рис. 1, 2). Ломаная кривая 1 на рис. 4а соответствует течению воды с самой высокой температурой $t_3 = 160^\circ\text{C}$. Запирание начинается в сжатом сечении с характеристикой $K_{R,c}$. После срыва потока, т.е. после разрушения изолированной полости, потенциально кризисным сечением становится выходное сечение с характеристикой $K_{R,2}$. Увеличение перепада давления на СУ сопровождается возрастанием расхода среды через СУ вплоть до наступления второго запирания. Аналогичный характер изменения перепадов давлений и ротации кризисных сечений (ломаная кривая 2) будет иметь место при течении воды с более низкой температурой $t_2 = 140^\circ\text{C}$. Следует сразу подчеркнуть, что обе кривые с двумя расходными «полками» реализуются в зоне ниже точки D, где состояние среды при величине противодавления может быть только газообразным (влажный пар). В зоне ниже точки D находится характеристика входного сечения. Вероятно, что при глубоком падении давления будет происходить интенсификация процесса вскипания жидкости с перемещением фронта закипания в сторону входного сечения. В порядке гипотезы можно предположить, что при условии пересечения «полки» постоянного расхода с характеристикой $K_{R,np}$ ротация сечений приведет к некоторому возрастанию расхода среды через насадку (как это показано на кривой 1 рис. 4а).

Основанием для такого предположения служат результаты исследований в ВТИ критических режимов истечения насыщенной и недогретой до насыщения воды через цилиндрические каналы $L/d = 0,5 \div 30$ с острыми входными кромками. Испытания проводились при давлениях на входе $2,0 \div 22$ МПа и недогревах до температуры насыщения $\Delta t_s = (0 \div 90)^\circ\text{C}$ в паровоздушную среду в расширителе с противодавлением около 0,15 МПа [16]. Установлено, что для опытных каналов с предельной относительной длиной $L/d \leq 9$ в диапазоне давлений $20 \div 22$ МПа удельный расход, во-первых, имеет тенденцию к возрастанию и, во-вторых, практически инвариантен к длине каналов.

Теперь, что касается характера изменения характеристик при течении через насадку холодной воды с температурой $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ($p_s = 2,33 \cdot 10^{-3}$ МПа). Согласно [12, 2] исследования проводились на затопленных струях воды при понижении противодавления. Поэтому характер изменения перепада в кризисном (сжатом) сечении будет соответствовать кривой 3 только с одним запиранием (см. также рис. 3). Так как $p_c = p_s \approx 0$, излом произойдет в точке N.

В случае истечения свободной струи, недогретой до насыщения более 20°C [3], характер изменения перепадов давлений в зоне выше точки D будет соответствовать ломаной кривой 4. При реализации как у кривых 1 и 2 двух запираний кривая 4 отличается наличием участка постепенного разрушения кольцевой полости, начинающегося в точке M и заканчивающегося в точке D. Ротация кризисных сечений, сопровождаемая падением давления на участ-

тке от сжатого сечения до выходного при одновременном возрастании общего перепада давлений на насадке, приводит к уменьшению расхода среды через СУ. Только после достижения точки D начинается его возрастание вплоть до второго запирания. В случае же истечения воды в воду (затопленная струя) процесс продолжился бы из точки M с одним запиранием (показан пунктирной линией).

В отличие от короткой насадки типа насадки Вентури, имеющей три кризисных сечения, для отверстия в тонкой стенке (диафрагме) характерны два кризисных сечения. Особенностью отверстия в тонкой стенке является совпадение гидравлического сжатого сечения с выходным, т.е. $K_{R,c} = K_{R,2} = 1,0$. В этом заключается единственное и существенное различие цилиндрического канала и отверстия в тонкой стенке, которое обуславливает неодинаковость давлений в сжатых сечениях струй. Примем для определения характеристик кризисных сечений диафрагмы значения $\zeta_{1,c} = \zeta_{1,2} = 0,06$ и $\epsilon = 0,63$. По формуле (9) значение коэффициента падения давления для проходного сечения составит $K_{R,np} = 2,32$. Тогда предельная ордината будет равна $1/K_{R,np} = 1/2,32 = 0,431$. Рис. 4б показывает различие в изменении перепадов давлений для потоков горячей жидкости через отверстие в тонкой стенке для двух значений температур. Для струи жидкости пониженной температуры t_1 изменение давлений относительно выходного (сжатого) сечения с характеристикой $K_{R,c}$ и расположением зависимости выше участка характеристики проходного сечения $K_{R,np}$ будет отличаться монотонным возрастанием перепада давлений и расхода. В этом случае критические условия (запирание по расходу и давлению) не достигаются.

Для более нагретой жидкости $t_2 > t_1$ также характерно отклонение кривой перепадов относительно характеристики $K_{R,c}$ с монотонным возрастанием. В случае осуществления ротации кризисных сечений, связанной с пересечением с характеристикой проходного сечения в тонкой стенке $K_{R,np}$, перепад давлений по отношению к проходному сечению и, соответственно, расход начнут возрастать. При совпадении фронта закипания с проходным сечением происходит запирание по давлению и расходу, что обычно соответствует низким значениям отношения давлений. Процесс истечения из отверстия сопровождается изменением структуры потока от однофазного состояния (нагретая жидкость) через пузырьковую структуру до смешанной и капельной структуры. Пузырьковая структура возникает в сжатом сечении за отверстием с достижением в нем скорости, равной скорости звука, не влияющей на расход. Пузырьковая структура возникает перед отверстием, а переход к капельному двухфазному потоку происходит в свободной струе. В режиме запирания перед отверстием фиксируется парокапельная структура с соответствующей скоростью звука.

Таким образом, использование диаграмм характеристик кризисных сечений позволяет достоверно с физической точки зрения прогнозировать возможные режимы течения вскипающей жидкости, обусловленные особенностями геометрии проточной части сужающих устройств, параметрами жидкости, величинами перепа-

дов давлений, а также видом среды, в которую происходит истечение. Значения критических расходов высоковлажной пароводяной смеси с начальными условиями в однофазной и двухфазной областях («первое закипание») могут быть рассчитаны с использованием рекомендаций работ [6, 7, 17]. Определение значений критических расходов влажного пара («второе закипание») при сухости пара более 70% также не представляет особых трудностей.

Эксперименты показали, что критерии восстановления давления, к которым относятся коэффициенты критического расхода K_p , K_m , C_p , F_L , являются практически одинаковыми для жидкостей и газообразных сред, что обусловило широкое использование этих показателей при расчете режимных факторов. В этой связи предложенная диаграмма в принципе пригодна также для прогнозирования режимов течения газообразных сред в СУ, включая критические.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тонг Л. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. – Пер. с англ./ М.: Мир. 1969.
2. Делайе Дж., Гио М., Ритмюллер М. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков в атомной и тепловой энергетике. – Пер. с англ./ М.: Энергоатомиздат. 1984.
3. Вскипающие адиабатные потоки /Авт.: Зысин В.А., Баранов Г.А., Барилевич В.А., Парфенова Т.Н./ М.: Атомиздат. 1976.
4. Фисенко В.В. Критические двухфазные течения. М.: Атомиздат. 1978.
5. Хлесткин Д.А., Зырянов В.Н. Влияние масштабного фактора на удельный расход самоиспаряющейся жидкости //Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. 1988. №1. С.86-94.
6. Благов Э.Е. Критическое отношение давлений и критическая скорость при течении однокомпонентной вскипающей жидкости через сужающие устройства //Теплоэнергетика. 2005. №6. С.56–66.
7. Благов Э.Е. Определение температуры критического двухфазного потока метастабильной жидкости //Арматуростроение. 2006. №2 (41). С.35-40.
8. Сиов Б.Н. Истечение жидкости через насадки в среды с противодавлением. М.: Машиностроение. 1968.
9. Хлесткин Д.А., Канищев В.П. Экспериментальное исследование истинного объемного паросодержания по длине канала при истечении метастабильной жидкости //Теплоэнергетика. 1978. №2. С.47-50.
10. Виноградов А.В., Хлесткин Д.А., Усанов В.В. Критические режимы истечения вскипающей жидкости //Теплоэнергетика. 2005. №1. С. 77-80.
11. Bailey J.F. Metastable flow of saturated water //Transactions of the ASME. 1951. Vol. 73. №8. Pp.1109-1116.
12. Zaloudek F.R. The critical flow of hot water through short tubes. HW-77594/TID-4500. 21st edition. May 1963.
13. Благов Э.Е. Расчет интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств //Арматуростроение. 2006. №6 (45). С.44-49.
14. Благов Э.Е. Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем //Арматуростроение. 2007. №2 (47). С.51-57.
15. Благов Э.Е. Определение гидродинамических показателей сужающих устройств. //Теплоэнергетика. 2002. №4. С.30-35.
16. Мальцев Б.К., Хлесткин Д.А., Келлер В.Д. Экспериментальное исследование истечения насыщенной и недогретой воды при высоких давлениях //Теплоэнергетика. 1972. №6. С.61-63.
17. Благов Э.Е. Критическое течение пузырьковой двухфазной смеси однокомпонентной жидкости в сужающих устройствах //Арматуростроение. 2006. №4.(43). С.55-59.