

**От редакции.** Предлагаемая вашему вниманию статья затрагивает обширную проблематику, связанную с исследованиями гидравлических характеристик арматуры, в первую очередь, в приложении к арматуре для энергетики. В ней критически рассмотрены ряд предыдущих публикаций в нашем журнале и стандартов, касающихся данной тематики.

# О гидравлических характеристиках и гидрогазодинамических исследованиях трубопроводной арматуры

**В.И. Черноштан, д.т.н., Э.Е. Благоев, к.т.н.,** ЗАО «Центральный конструкторско-технологический институт арматуростроения» (ЦКТИА)

**Д**ля обеспечения надежной и длительной работы арматуры – в том числе, на электростанциях – ее эксплуатационные характеристики должны быть близкими к оптимальным, т.е. наилучшим образом соответствовать конкретным рабочим условиям. Поэтому любая публикация с материалами в направлении научно-технического совершенствования арматуры вызывает интерес. Важность выполнения указанного требования нашла отражение, в частности, в серии статей сотрудников ЗАО «НПФ «ЦКБА» [1, 2], а также новых стандартах на трубопроводную арматуру.

Для проверки на соответствие каждый головной образец арматуры должен быть подвергнут испытаниям по подтверждению требуемых проектных показателей. Например, для регулирующей арматуры ТЭС и АЭС в перечень таких показателей должны входить:

- пропускная способность при полном открытии  $K_{V100}$  и пропускная характеристика  $K_V = f(h)$ ;
- коэффициент критического перепада давления  $K_m$ ;
- коэффициент расхода  $\mu$  или коэффициент сопротивления  $\zeta$  при полном открытии;
- герметичность затвора; репродуцируемый уровень шума  $L$ ; фактическая силовая характеристика; ресурс до первого отказа при работе на среде с натурными параметрами и т.д.

Остановимся на гидравлических характеристиках. Особого внимания заслуживает величина коэффициента расхода  $\mu$  и его связь с коэффициентом гидравлического сопротивления  $\zeta$ . В практике расчетов по определению максимальной площади  $F_{\max}$  регулируемого проходного сечения регулирующего органа (РО) обычно принимают некоторое среднее значение коэффициента расхода  $\mu$  при полном открытии, полученное экспериментально для однотипных РО с разными значениями DN. Ошибка в оценке величины  $\mu$  может привести либо к недостаточной величине  $F_{\max}$ , т.е. к занижению фактического расхода среды через арматуру, либо к избыточной величине  $F_{\max}$ , т.е. к чрезмерному завышению расхода по сравнению с требуемым значением. Применительно, например, к регулятору питания котла (РПК) в первом случае не достигается проектная величина паропроизводительности котла, а во втором случае будет иметь место огру-

бление регулировочных свойств РПК за счет сужения диапазона регулирования по расходу, т.е. наличие прямой экономической ущерб.

Согласно [2] для определения  $\mu$  следует использовать зависимость вида

$$\mu = \frac{FN}{f\sqrt{\zeta}} = \frac{1}{n\sqrt{\zeta}}, \quad (1)$$

где  $f$  – площадь прохода в затворе;  $FN$  – площадь сечения патрубка, соответствующая номинальному диаметру DN;  $n = f/FN$  – степень сужения проходного сечения. Формула (1) получена для частных условий, о чем уже прочно забыто, а именно – для разности статических давлений и одинаковых значений DN на входе и выходе РО. Поэтому формула (1) не вполне корректна с точки зрения физики, так как из нее следует, что при  $\zeta \rightarrow 0$ ,  $\mu \rightarrow \infty$ . Реально необходимо рассматривать поток на входе в РО при начальной скорости, равной нулю, т.е. как при истечении среды из большого объема при параметрах торможения на входе. Тогда в подкоренное выражение формулы (1) добавляется единица. При этом величина  $\zeta$  относится к скорости в выходном сечении. Тогда при  $\zeta \rightarrow 0$  значение  $\mu$  стремится к максимальному конечному значению. Например, для коноидального сопла при  $\zeta \rightarrow 0$  ( $n = 1$ ) предельное максимальное значение  $\mu_{\text{пред}} = 1,0$ . Погрешность не сказывается на точности расчетов по формуле (1) при значениях  $\zeta$  много больше единицы. Однако при значениях  $\zeta$ , соизмеримых с единицей и меньше, погрешность возрастает и может стать весьма существенной. Опытные значения  $\mu$  для некоторых типов арматуры, применяемой в энергетике, приведены в [3].

На **рис. 1 (рис. 4 статьи [2])** дана графическая зависимость  $\mu = \varphi(\mu f/FN)$ , которая авторами названа универсальной. Если бы это было так, многие проблемы расчетов были бы сняты. Законы гидравлики одинаковы как для простых сужающих устройств (сопл, насадок, диафрагм), так и для сложных, к которым относится арматура. Ошибочность обобщения согласно **рис. 1** видна по частным случаям сужающих устройств. На оси ординат не нашлось места для значений  $\mu \geq 1$ , что характерно, например, для РО шиберного и игольчатого типа, а также

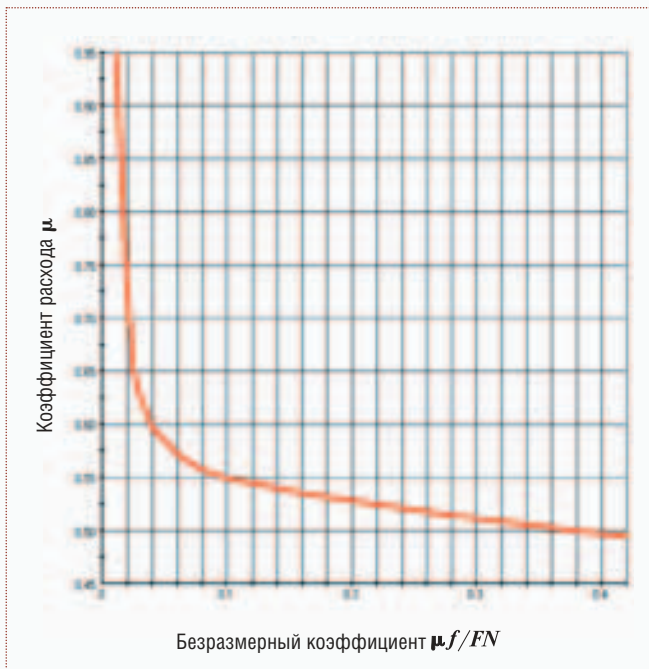


Рис. 1. Универсальная зависимость  $\varphi(\mu f/FN)$

для сопел и трубы Вентури. При  $n = 1$  на осях универсальной зависимости не нашли отражения значения коэффициента расхода сопла  $\mu \approx 1$  и насадки Вентури  $\mu = 0,82$ . Для полноты картины расшифруем функциональный комплекс на оси абсцисс:

$$\mu \cdot \frac{f}{FN} = \mu \cdot n = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \quad (2)$$

Таким образом, на рис. 1 величина коэффициента  $\mu$  фактически представлена в виде обратной функции  $\zeta$ , т.е. однопараметрической гиперболической зависимостью. Интересен факт двойного влияния на величину  $\mu$  степени сужения проходного сечения  $n$ : сначала в скрытом виде, так как значение  $\zeta$  определяется при дискретном положении РО, соответствующем конкретному значению  $n$ ; затем еще раз  $n$  входит в явном виде в расчетную формулу (1). Поэтому в общем случае функции  $\mu = f(\zeta)$  различных РО для дискретных степеней открытия должны быть сугубо индивидуальны. К сожалению, авторами не указаны типоразмеры РО, типы корпусов, направления пропуска среды и другие данные, которые принимались ими во внимание при универсализации коэффициентов.

Наряду с номинальным диаметром DN и номинальным давлением PN важной характеристикой РО является величина максимальной пропускной способности  $K_{V_{\max}}$ , определяемая по соответствующим формулам для заданных рабочих условий. С учетом коэффициента запаса для арматуры в энергетике используется величина  $K_{V_{100}}$ , соответствующая полному ходу 100%. В общем случае она может не совпадать с величиной условной пропускной способности  $K_{V_y}$ , использование которой типично лишь для арматуры общепромышленного назначения. Перед расчетом значения  $K_{V_{\max}}$  необходимо оценить режим работы РО – критический или докритический. Значение критического перепада давления – как для жидкости, так и для газообразной среды – устанавливаются с помощью коэффициента критического

перепада давления  $K_m$ , значение которого как критерия критического расхода определяется экспериментально. Его величина зависит только от геометрии проточной части РО конкретного типа с учетом степени открытия затвора, т.е. уже на стадии определения  $K_{V_{\max}}$  необходимо выбрать один или несколько подходящих типов РО. Важность показателя  $K_m$  подтверждена тем, что он введен в международные стандарты серии ИЕС 534 и использован в РТМ [4].

Однако в работе [2] коэффициент  $K_m$  почему-то проигнорирован. Зато в перечень характеристик включен коэффициент кавитации  $K_c$  и соответственно кавитационная характеристика  $K_c = f(h)$ . Очевиден частный характер этого показателя, так как его применение ограничено жидкостью. Ранее в литературе этот показатель назывался коэффициентом начала кавитации, но после того как экспериментально было выяснено, что он соотносится с режимом развитой кавитации [5], его вывели из употребления и не включили в стандарты ИЕС 534. Некоторые зарубежные фирмы трансформировали  $K_c$  в показатель  $K_d$ , в котором индекс соответствует слову *damage* (повреждение). Другими словами, с помощью  $K_d$  оценивают тот перепад давления, при достижении которого можно прогнозировать возможное кавитационно-эрозионное повреждение элементов проточной части. В РТМ [4] коэффициент  $K_c$  приведен, но следует учитывать, что это материал 1979 года, т.е. на сегодняшний день в отношении  $K_c$  он устарел. Тем не менее, согласно [6] коэффициент  $K_c$  по-прежнему входит в число обязательных подлежащих определению характеристик РО.

Таким образом, НПФ «ЦКБА» рекомендует использовать  $K_c$  с некорректной целевой формулировкой «Зависимость коэффициентов кавитации  $K_c$  от хода нужна для того, чтобы рассчитать допустимый перепад давления  $\Delta p_{\text{кав}}$ , при котором наступает кавитация...» (см. [2] с. 62). Реально кавитация при таком перепаде уже давно наступила. Кстати, на рис. 2 (рис. 3 статьи [2]) приведена кавитационная характеристика как функция

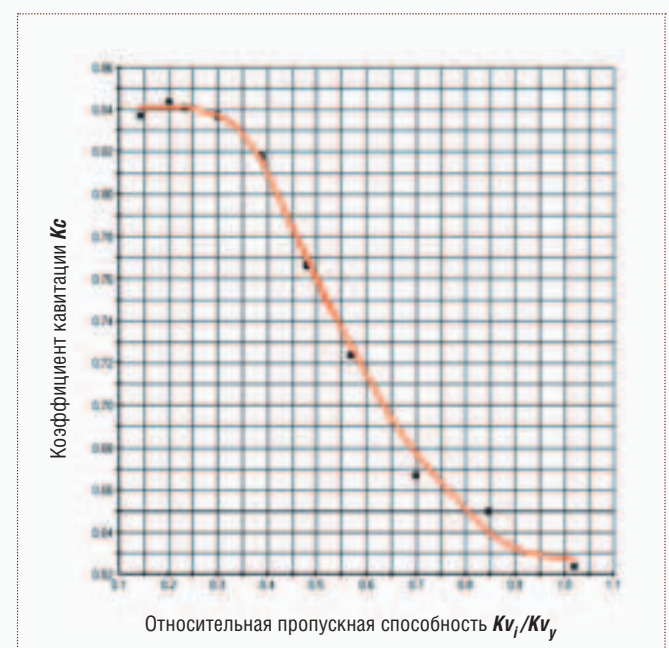


Рис. 2. Кавитационная характеристика

$K_c = f(K_{V_i} / K_{V_j})$ , которая вызывает вопросы. Неясно, предложена ли опять универсальная (обобщенная) зависимость или это частная кривая применительно к какому-то конкретному типоразмеру РО, взятому в качестве примера, но о котором забыли упомянуть? Те же вопросы возникают при рассмотрении рис. 3 (рис. 5 статьи [2]). Если оценивать работу [2] в целом, не учитывая выявленные неточности и рекламный тон, приходится констатировать, что она не содержит ничего нового.<sup>1</sup>

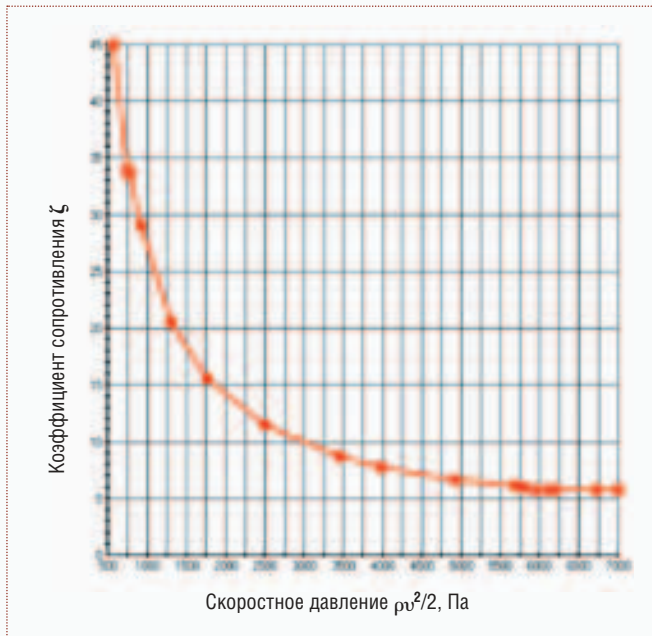


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления от скоростного давления  $\zeta = f(\rho v^2/2)$

За последние годы для разработчиков и потребителей арматуры были введены в действие ряд ГОСТов — новых и взамен устаревших. Не ставя под сомнение необходимость разработки таких стандартов в соответствии с требованиями времени и их пользу для практики, хотелось бы отметить некоторые негативные моменты, которые снижают уважение и доверие к ним как обязательной нормативной документации. К ним следует отнести неряшливость при оформлении текстовых документов и откровенно ошибочные методики с рекомендациями по расчетам. Так, в ГОСТ Р 52720-2007 [7] в п.6.14 условная пропускная способность  $K_{V_j}$ , м³/ч, определяется как пропускная способность при *условном* ходе, хотя это определение не включено в терминологический перечень, так как уже в п.6.16 дается определение *номинального* хода  $h_y$ . Кавитационная характеристика (п.6.51) определяется как зависимость коэффициента *начала кавитации*  $K_c$  от относительной пропускной способности, что в действительности соответствует не началу, а уже развитой кавитации. Такая характеристика содержит ложную информацию. В стандарте ГОСТ 12893-2005 [8] в п.3.1.74 дано определение условного прохода  $h_y$  как номинального значения полного хода плунжера. Затем условный ход  $h_y$  упомянут в п.п. 3.1.72, 6.5.4. Расхождения, по-видимому, обусловлены повторением одних и тех же терминов в

<sup>1</sup> Справедливости ради следует уточнить, что, по договоренности с редакцией, статья [2] не претендовала на научную новизну, а носила обзорный характер (прим. ред.).

разных ГОСТах, что делает их бумагоемкими, хотя достаточно дать ссылку на соответствующий ГОСТ.

К негативам расчетно-методического характера следует отнести, например, приложенную к ГОСТ 31294-2005 [9] в ранге обязательной «Методику расчета и выбора диаметров клапана и отводящего трубопровода». Методика содержит ошибки принципиального характера, делающие ее сомнительной для использования. Так, в пункте Г.3.1.6 с опечаткой (мм² вместо м/с) критическая скорость  $v_{кр}$  определяется по скорости звука в паре с температурой перед клапаном  $T_j$ , тогда как она должна определяться либо по критической температуре  $T_{кр} = 2 \cdot T^*/(k+1)$ , либо по температуре торможения  $T^*$  [10]:

$$v_{кр} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{кр}} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T^*}. \quad (3)$$

Согласно п. Г.3.1.7 плотность пара на выходе из клапана  $\rho_{вых}$  следует рассчитывать по формуле  $\rho_{вых} = 10^5 / (R \cdot T_1)$ . Это означает, что температура рабочей среды до клапана остается постоянной вплоть до выхода, тогда как это относится только к температуре торможения  $T^*$ . И здесь же: давление на выходе из клапана, т.е. на срезе выходного патрубка, принимается равным атмосферному давлению ( $0,1 \cdot 10^6 = 10^5$  Па = 1 бар). При наличии отводящего трубопровода давление на выходе  $p_{2mp}$  и температура  $T_{2mp}$  почему-то считаются известными, т.е. входят в исходные данные. Неправильно расставлены приоритеты. Вместо определения коэффициента сопротивления трубы проектной длины и конфигурации целью расчета является определение ожидаемого значения коэффициента. И что с ним потом делать? Подгонять под него проект выпускной трубы? Из п. Г.3.2.15 следует, что величина критической скорости  $v_{кр}$  остается постоянной вдоль трубы, тогда как это возможно только теоретически при сопротивлении тракта, равном нулю.

Упомянутые огрехи подобного рода недопустимы в национальных стандартах, тем более с межгосударственным статусом.

Основным источником получения информации о гидравлических свойствах арматуры с любой, самой сложной геометрией проточной части до сих пор остаются их испытания, проводимые на специальных установках (стендах) с использованием воды комнатной температуры в качестве испытательной среды. Целью таких испытаний является определение интегральных гидравлических показателей арматуры. К ним в первую очередь относятся коэффициенты гидравлического сопротивления  $\zeta$  и расхода  $\mu$ , величина пропускной способности  $K_V$ , а также коэффициенты  $K_c$  и  $K_m$ . Суть испытаний заключается в снятии гидравлических характеристик объекта испытания в виде зависимости  $\Delta p = f(Q)$ , для чего при постоянных или дискретных открытиях лимитирующего проходного сечения измеряют расход воды  $Q$  и перепад давления на объекте  $\Delta p$ .

Имеющаяся информация свидетельствует, что несколько стендов находятся в распоряжении предприятий и организаций, имевших отношение к выпуску трубопроводной арматуры во времена СССР. Предприятия, перешедшие на изготовление арматуры за последние

10-15 лет, вообще не располагают достаточно серьезной экспериментальной базой. Недостаток данных, необходимых для совершенствования арматуры, и невозможность получения необходимой информации на основе имеющегося испытательного оборудования заставляет разработчика и изготовителя арматуры при согласии потребителя (станции и т.п.) организовывать недостающие испытания головного образца арматуры непосредственно на месте его установки. Такой подход нельзя признать рациональным, так как проведение испытаний арматуры на различных режимах работы действующей установки влечет за собой снижение ее безопасности и возможное создание аварийной ситуации. Нормальным путем получения информации о качестве работы изделия в реальных условиях, необходимой в виде обратной связи с изготовителем, является подконтрольная эксплуатация в виде наблюдения за арматурой, записи режимных параметров и т.п. без вмешательства в ее работу.

Недостатком стендовых испытаний является ограниченность получаемой информации, которая усугубляется пробелами в теории. Согласно общепринятой методологии, при испытании сужающих устройств с известной геометрией проточной части для дискретной степени открытия обычно измеряют давление и температуру воды перед объектом испытания, перепад давления на нем (или давление на выходе) и расход среды. На основе этих измерений определяют только значения коэффициентов сопротивления и расхода, а также пропускной способности, относящиеся к изделию в целом, т.е. такие испытания обладают низкой информативностью. С учетом того, что сами стенды, как правило, требуют значительных капитальных вложений на изготовление, монтаж и обслуживание, их использование нельзя признать рентабельным. При этом значения коэффициентов псевдоначала кавитации  $K_c$  и критического перепада давления  $K_m$  могут быть определены только при возможности реализации на стенде критических режимов течения (как правило, соответствующих газовой кавитации), когда достигнутая величина расхода не зависит от противодействия. Это требует применения для стенда источника давления (насоса) повышенных параметров.

Коэффициенты  $\zeta$ ,  $\mu$ ,  $K_c$ ,  $K_m$  и пропускную способность  $K_v$  можно отнести к первичным показателям, рассчитываемым непосредственно по результатам измерений на испытательном стенде. Рекомендации по определению ряда гидродинамических показателей, не устанавливаемых на основе прямых замеров, приведены в [11]. Другими словами, имеется возможность получения дополнительной информации на основе проведения тех же стандартных испытаний.

Наиболее простыми считаются испытательные стенды типа гидропетли в виде замкнутого циркуляционного контура. Практика показала, что при кажущейся простоте гидростенда с открытым баком надлежащая его работа требует соблюдения ряда условий, невыполнение которых ставит под вопрос достоверность результатов проведенных экспериментов. В первую очередь эта проблема связана с наличием в воде воздуха.

Несмотря на устоявшуюся репутацию методологии проведения гидравлических испытаний арматуры на гидростендах, необходимо иметь в виду, что последние относятся к дорогостоящему оборудованию. Для изготовления элементов стенда, как правило, из нержавеющей стали, монтажа и обслуживания необходимы значительные капитальные затраты. Такими стендами обычно располагают лишь мощные предприятия-изготовители арматуры. Практика показала, что создание гидростендов, даже с пониженными параметрами испытательной среды для арматуры DN 300-400, становится сложной проблемой, как в экономическом, так и инженерно-техническом плане, что переводит эти стенды в разряд уникального оборудования.

При необходимости оценки гидравлических характеристик арматуры, которая из-за больших номинальных диаметров не может быть испытана на гидростенде, проблема обычно решается путем испытания уменьшенной по сравнению с натурным образцом модели. Модель разрабатывается с максимальным соблюдением требований теории моделирования. Погрешность результатов таких испытаний, естественно, возрастает, хотя бы в силу проявления масштабного эффекта.

Еще хуже обстоит с возможностью проведения ресурсных испытаний арматуры на натуральных параметрах, для которых необходимы автономные энергетические установки соответствующих параметров воды и пара. Такие установки являются уникальными и известны наперечет. Сложившееся положение с реальными испытательными средами в определенной степени объясняет также слабость экспериментальной базы по испытанию предохранительных устройств, которая имеет свою специфику.

Необходимость создания Единого сертификационного центра испытания арматуры основана на оценке состояния, сложившегося в арматуростроительной отрасли:

1. Предприятия-изготовители арматуры и даже сертификационные центры не располагают в настоящее время комплексом оборудования для всестороннего испытания арматуры различных типоразмеров. Некоторые виды испытаний, проводимые за рубежом, например, на огнестойкость арматуры, вообще не предусматриваются.
2. Отсутствует унификация методик проведения испытаний и обработки экспериментальных данных. В качестве последних обычно используются устаревшие отраслевые стандарты и руководящие документы, не увязанные с международными стандартами, например, серии ИЕС 534.
3. Стендовое оборудование, включая приборное обеспечение, морально и физически устарело и не соответствует современным требованиям. За редким исключением, работа стендов не автоматизирована; компьютерная обработка экспериментальных данных не предусмотрена.
4. Оптимальным местом для испытательного полигона следует считать привязку его к тепловой электростанции, располагающей средами (паром и водой) сверхвысоких и закритических параметров, что особенно важно для проведения ресурсных испытаний.

Наряду со стендовыми испытаниями все более важную роль, в чем-то уже главенствующую, начинает играть компьютерное моделирование (КМ). Средства проведения компьютерного моделирования с использованием специального программного обеспечения требуют неизмеримо меньше финансовых затрат по сравнению с расходами на создание и содержание стенда. При этом сами исследования уже соответствуют уровню высоких технологий. Методика КМ, основанная на математических уравнениях механики жидкости и газа, не стеснена рамками номинальных диаметров и параметров среды.

Для испытаний на гидростенде необходимо предварительно изготовить в материале объект испытания в натуре или его модель. Ошибки в конструкции выявляются лишь в процессе и после испытаний, т.е. дорогостоящие испытания не гарантируют получения ожидаемых результатов. Компьютерная методика позволяет оценивать гидродинамические характеристики арматуры уже на стадии ее конструирования с выявлением влияния на характеристики тех или иных факторов. Другими словами, КМ позволяет целенаправленно разрабатывать конструкцию с оптимальными гидродинамическими характеристиками с параллельной их численной оценкой.

Время, отводимое на гидравлическое испытание арматуры и включающее цикл ее монтажа с подключением соответствующих приборов, наладочного тестирования и собственно результативных испытаний, неизмеримо больше, чем требуется для компьютерного расчета. В тех случаях, когда возникает проблема экспресс-оценки гидродинамических свойств арматуры, преимущества КМ становятся вне конкуренции.

Испытания на гидростенде дают усредненные значения измеряемых параметров (давления и перепадов давления), обусловленные интегральным эффектом изменения указанных параметров зависимости от режима течения и геометрии обтекаемой потоком проточной части арматуры. При этом картина течения недоступна наблюдателю, т.е. исследование носит по своей сути поверхностный характер, обладая низкой информативностью. В отличие от «слепого» исследования на гидростенде использование КМ позволяет получить картограммы полей скоростей, давлений, скоростных напоров и других гидродинамических показателей. При необходимости могут быть определены локальные значения измеряемых параметров в любой точке потока. Анализ картограмм расширяет и уточняет представление об особенностях течения среды в объекте исследования и подсказывает направления рационализации геометрии его проточной части.

Использование для измерений на стенде первичных датчиков и вторичных показывающих и регистрирующих приборов требует определения погрешности измерений. В конечном счете, погрешности измерений будут определять погрешность расчета искомой величины коэффициента гидравлического сопротивления. Компьютерный метод, будучи чисто математическим, позволяет обеспечить любую, приемлемую для практики погрешность за счет изменения числа расчетных точек (конечных элементов) с локальными значениями параметров и полноты учета физических свойств рабочей среды.

Метод компьютерного пролива может во многих случаях успешно заменить натурные и стендовые испытания по определению гидравлических характеристик сужающих устройств, обеспечивая при этом весьма небольшую погрешность искомых величин. При возможности КМ банк данных, полученных только на основе стендовых испытаний, в определенной степени обеспечивается и отходит на второй план. Это происходит по следующим причинам:

1. Даже при длительном накоплении опытного материала невозможно охватить огромное разнообразие конструктивных исполнений трубопроводных сужающих устройств и, прежде всего, арматуры. Так, многие типы арматуры, используемой в энергетике, по конфигурации корпуса и типу затвора существенно отличаются от арматуры общепромышленного назначения.

2. Скорости получения требуемой информации при использовании банка данных и КМ почти несоизмеримы. И если в первом случае по геометрии проточной части можно дать только прогноз возможной величины коэффициента сопротивления, то во втором случае — быстро получить его точное значение с минимальной погрешностью.

3. Стендовые испытания позволяют получать только интегральные характеристики. Таким образом, стендовые испытания становятся и остаются пока некоторым дополнением к КМ. При этом банк данных стендовых испытаний позволяет подобрать наиболее подходящий прототип, закладываемый в основу новой разработки. При заданной величине коэффициента сопротивления процесс формирования проточной части существенно видоизменяется, и здесь решение проблемы может ускорить КМ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пинаева Е.Г., Лавреженкова В.П. Методика настройки предохранительных клапанов по российским и европейским стандартам // Арматуростроение. 2010. №2. С. 11-13.
2. Пинаева Е.Г., Силивина М.И. Гидравлические характеристики трубопроводной арматуры и управление // Арматуростроение. 2010. №4. С. 60-62.
3. Благов Э.Е. Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем // Арматуростроение. 2007. №2. С. 57-63.
4. РТМ 108.711.02-79. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики.
5. Благов Э.Е. Формы и фундаментальные точки расходной характеристики гидравлического сужающего устройства // Арматуростроение. 2007. №6. С. 30-37.
6. СТ ЦКБА 029-2006. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик.
7. ГОСТ Р 52720-2007. Термины и определения.
8. ГОСТ 12893-2005. Клапаны регулирующие односедельные, двухседельные и клеточные. Общие технические условия.
9. ГОСТ 31294-2005. Клапаны предохранительные прямого действия. Общие технические условия.
10. Сергель О.С. Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов. — М.: Машиностроение. 1981. 374 с.
11. Благов Э.Е. Расчет интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств // Арматуростроение. 2006. №6. С. 44-49.