

РАСЧЕТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ В ПРОЕКТЕ НОВОГО ГОСТА

Поправочные коэффициенты к модели идеального штуцера

Корельштейн Л. Б.,

к. ф.-м. н., зам. директора по научной работе
НТП «Трубопровод», Москва

В первой части данной статьи (ТПА № 5 (86) за 2016 г., с. 40–43) были рассмотрены основные принципы работы над проектом нового ГОСТа, заложенные в проекте базовые принципы расчета пропускной способности (модель идеального сопла и модель двухфазного однородного равновесного течения), пределы их применимости, а также классификация течений в клапане на основе фазовых диаграмм. Во второй части статьи (ТПА № 6 (87) за 2016 г., с. 40–43) описаны основные методы расчета течения в идеальном штуцере – метод прямого интегрирования и упрощенные аналитические методы (в том числе омега-метод) – и даны рекомендации по их применению. В третьей части статьи сосредоточимся на том, как учесть существенные отклонения реального течения в клапане от модели идеального сопла (штуцера) и как эта проблема решается в проекте нового ГОСТа.

Как уже объяснялось в первой части статьи, в соответствии с моделью идеального сопла (штуцера), расчет пропускной способности клапана сводится к расчету массовой скорости (т. е. массовому расходу на единицу площади) G_{ideal}^* для идеального штуцера, с последующей корректировкой на поправочные коэффициенты. В качестве поправочных коэффициентов, в соответствии с общемировой практикой, в проекте ГОСТа использованы коэффициент расхода α и дополнительные поправочные коэффициенты K_σ , K_v и K_w . Последние учитывают такие дополнительные эффекты, как (соответственно) потери на предохранительных мембранных устройствах до и/или после клапана, дополнительные гидравлические потери для высоковязких сред и эффект неполного открытия разгруженных предохранительных клапанов из-за противодействия вследствие воздействия последнего на сильфон. Рассмотрим, как определяется или рассчитывается каждый из этих коэффициентов.

КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА

Коэффициент расхода α – наиболее важный поправочный коэффициент, который всегда необходимо учитывать при расчете пропускной способности предохранительных клапанов. Он показывает, как влияет на расход через клапан отличие реального течения в клапане от течения в модели идеального штуцера. Этот коэффициент главным образом учитывает влияние потерь на трение и местные сопротивления при турбулентном квадратичном течении среды через клапан. Как же определить его величину?

Величина коэффициента расхода зависит от характера течения в клапане, которое характеризуется в первую очередь двумя основными параметрами – степенью «сжимаемости» сбрасываемого продукта в самом клапане и тем, является ли течение критическим или докритическим (и насколько оно далеко от критического в последнем случае).

Степень сжимаемости продукта можно охарактеризовать величиной коэффициента изэнтропии $n = (\partial \ln P / \partial \ln p)$, или обратным к ней параметром $\omega = 1/n$. Чем меньше величина n (и больше ω), тем выше сжимаемость продукта. Для газов при обычных условиях величина n , как известно, имеет порядок единицы,

для жидкостей очень велика (практическая несжимаемость), для двухфазных вскипающих или конденсирующихся смесей n может быть существенно меньше единицы (и $\omega \gg 1$ – очень высокая степень сжимаемости). Для двухфазного течения без массообмена между фазами величина ω имеет порядок величины объемного газосодержания (то есть лежит между значениями для газа и жидкости). В этой же области ($0 < \omega < 1$) лежат значения для продуктов при давлениях и температурах выше критических (сверхкритическая жидкость).

Степень «критичности» или «докритичности» течения зависит (помимо характера сбрасываемого продукта) от противодействия, то есть от соотношения давлений до и после клапана P_2/P_1 . На рисунке 1 показаны области, характерные для различных продуктов и типов течения.

В реальности большинство как отечественных, так и зарубежных изготовителей предохранительных клапанов обеспечивают нас только двумя значениями коэффициента α – так называемыми коэффициентами расхода для газа α_1 и жидкости α_2 ([1], [2]). Что же это за значения? Методика их определения нормирована в отечественном стандарте [3], стандарте ISO [4] и разделах I и VIII норм ASME [5]. Как следует из этих документов, α_1 и α_2 – это значения коэффициента расхода, замеренные при критическом течении газа (обычно воздуха) и при развитом турбулентном докритическом течении практически несжимаемой жидкости (обычно воды). Тем самым значения α_1 и α_2 дают нам две опорные точки для значения α как функции двух параметров – ω и P_2/P_1 : одна (α_1) соответствует $\omega \sim 1$ и $P_2/P_1 < 1$, другая (α_2) – $\omega = 0$ и не зависит от P_2/P_1 . Возникает вопрос: а каким принимать значение α при докритическом течении сжимаемых сред (когда противодействие велико), а также критическом течении двухфазных сред – как вскипающих или конденсирующихся ($\omega \gg 1$), так и течении без массообмена ($0 < \omega < 1$)? Это проблема, которая до сих пор остается не до конца исследованной.

Для выработки правильного подхода к нему надо прежде всего ответить на вопрос: почему значения α_1 и α_2 обычно значительно отличаются? Для большинства полноподъемных клапанов с хорошими характеристиками основная причина очевидна.



Коэффициент a_1 соответствует критическому течению, при котором расход не зависит от противодействия и вообще от того, что происходит за скачком уплотнения, которое, как предполагается, формируется в самом узком месте – в седле клапана. Поэтому коэффициент a_1 учитывает только потери до седла клапана (на входе и в штуцере клапана), которые обычно малы. В то же время коэффициент a_2 соответствует докритическому течению и учитывает дополнительно и потери за седлом в теле клапана, которые значительно больше. Поэтому величина a_1 у таких клапанов близка к 1 (лежит обычно в диапазоне 0,8–0,975), а величина a_2 порядка 0,5–0,7. Заметим, что это фактически замеренные величины, вместо них зарубежные изготовители часто сообщают (как того требуют стандарты) так называемый *rated* (или *certified*) *coefficient of discharge*, умноженный дополнительно на коэффициент запаса 0,9.

Для большинства как зарубежных, так и новых отечественных полноподъемных предохранительных клапанов (в частности, клапанов 6-го поколения и большинства клапанов 5-го и 4-го поколений Благовещенского арматурного завода, большинства клапанов, выпускаемых компаниями ООО «Арматурный завод» и АО «Арматур») величины a_1 и a_2 лежат в указанных выше пределах или близки к ним, что указывает на то, что главным фактором, определяющим значение величины a для этих клапанов, является именно характер течения (критическое или докритическое).

Однако среди выпускаемых перечисленными выше отечественными изготовителями имеются и клапаны (или исполнения клапанов) со значениями a_1 и a_2 , явно не укладывающимися в общее правило. Для таких клапанов величина a_1 может быть 0,6 и даже 0,4, а a_2 – от 0,3 до 0,1. Скорее всего, это означает, что величина a для них определяется и другими факторами, например, величина расхода определяется не площадью седла, а проходом между седлом и запирающим элементом; возможно также, что степень подъема запирающего элемента в этих клапанах отличается при сбросе жидкости и газа. В любом случае, без понимания физического механизма, управляющего величиной a для этих клапанов, невозможно предложить для них обоснованный метод ее оценки для двухфазных течений и докритического течения сжимаемой среды.

Уважаемые российские изготовители, тут нужна ваша помощь и содействие – помогите прояснить этот вопрос!

Вернемся к клапанам со «стандартными» величинами a_1 и a_2 . Для расчета значения a при двухфазном течении через клапан Чисхолмом, Фриделем, Моррисом и другими признанными исследователями были предложены различные формулы «взвешенного усреднения» значений a_1 и a_2 в зависимости от объемных долей газовой и жидкой фаз в седле клапана. Ни одна из этих формул, однако, не получила достаточного обоснования и подтверждения экспериментами.

Наиболее простым и логичным на сегодня представляется подход, предложенный Дарби [6], получивший достаточно широкое распространение и рекомендованный в проекте ГОСТ – исходить из природы течения в клапане, т. е. принимать в качестве значения a значение a_1 в случае критического истечения в клапане, и a_2 в случае докритического (независимо от продукта и величины ω). Экспериментальные данные показывают, что для наиболее часто и практически важного случая вскипающего или конденсиру-

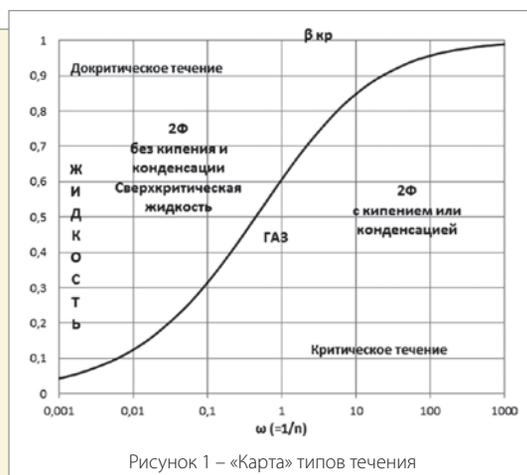


Рисунок 1 – «Карта» типов течения

ющегося двухфазного потока через клапан течение почти всегда критическое, и величина a в этом случае находится в интервале $a_1 < a < 1$, то есть предложенный метод дает умеренно консервативную оценку, что и требуется. (Заметим, что это относится и к случаю вскипания сбрасываемой жидкости в седле клапана, при этом следует применять именно коэффициент расхода для газа, а не для жидкости!) Для гораздо более редкого случая критического течения двухфазного потока без вскипания/конденсации, либо течения сверхкритической жидкости a обычно несколько меньше a_1 , но отличие, как правило, укладывается в пределах

точности расчета и определения самих значений коэффициента расхода и становится значительным лишь при очень малых величинах ω ($\omega < 0,25$), когда критическое течение маловероятно.

Остается случай докритического течения сжимаемых сред – достаточно важный, хотя и не слишком часто встречающийся на практике. В этом случае рекомендация Дарби использовать значение коэффициента расхода для жидкости a_2 гарантированно консервативна, но, к сожалению (особенно для отечественных клапанов с их обычно довольно низким a_2), зачастую слишком консервативна и противоречит уже сложившейся практике использовать коэффициент расхода для газа a_1 . Можно ли тут найти какой-то разумный подход – ведь ясно, что переход от критического к докритическому течению по мере роста противодействия происходит плавно, величина расхода снижается достаточно медленно?

Один из вариантов – использовать алгоритм и графики, разработанные Леунгом [7], который моделировал течение через клапан аналогичным течением через тонкую диафрагму. Они позволяют получить плавно меняющееся значение a по мере перехода от критического к докритическому течению при различных значениях ω и качественно соответствуют ожидаемому поведению. Не ясно, однако, насколько допустимо применять численные значения, полученные для течения через диафрагму, к геометрически не вполне аналогичному течению через клапан. Поскольку мнения на этот счет разнятся, автор не решил включать данный метод в проект ГОСТ.

Другой вариант – применять в случае докритического течения модель идеального сопла (штуцера) не к клапану в целом, а только к его части до седла клапана. Ясно, что в этом случае применение коэффициента a_1 будет достаточно обосновано, но при этом требуется знать давление в седле клапана P_s . Именно такому подходу следует, например, фирма Pentair [8], которая указывает в своем руководстве формулы для расчета P_s по P_1 и P_2 для различных клапанов. **Призываю всех изготовителей последовать ее примеру!** А пока – можно ли как-то (хотя бы грубо) оценить величину P_s ?

Для этого попробуем оценить величину коэффициента гидравлического сопротивления клапана и вклад в него частей до и после седла, пренебрегая эффектами сжимаемого течения (то есть изменения плотности продукта). Поскольку a_1 характеризует сопротивление части клапана до седла, легко показать, что соответствующий коэффициент гидравлического сопротивления (по отношению к динамическому напору в седле $v_s^2/2$) можно оценить как $\zeta_1 = a_1^2 - 1$, а коэффициент сопротивления всего клапана как a_2^2 , следовательно, коэффициент сопротивления части клапана после седла примерно равен $\zeta_2 = a_2^2 - a_1^2 + 1$. Отсюда:

$$P_1 = P_s + \frac{\rho_1 v_s^2}{2} + \zeta_1 \frac{\rho_1 v_s^2}{2} = P_s + a_1^2 \frac{\rho_1 v_s^2}{2} \quad (1)$$

$$P_2 = P_s + \frac{\rho_2 v_s^2}{2} - \zeta_2 \frac{\rho_2 v_s^2}{2} = P_s - (a_2^2 - a_1^2) \frac{\rho_2 v_s^2}{2} \quad (2)$$

Из (1) и (2) получаем простую формулу:

$$P_t = [1 - (\alpha_2/\alpha_1)^2] P_1 + (\alpha_2/\alpha_1)^2 P_2 \quad (3)$$

Разумеется, формула (3) весьма приближенная, но позволяет с некоторым запасом оценить P_t по имеющимся данным, неплохо согласуется с рекомендациями Pentair [8] и дает возможность применить при расчете докритического течения модель идеального штуцера с коэффициентом расхода α_1 , что и реализовано в проекте ГОСТа.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОТЕРЬ НА МЕМБРАННЫХ УСТРОЙСТВАХ

Коэффициент K_c учитывает возможное дополнительное сопротивление мембранных предохранительных устройств в случае их установки до и/или после клапана. Установка предохранительных мембран позволяет предотвратить постоянное воздействие на предохранительный клапан агрессивной среды со стороны защищаемой системы и/или системы сброса. Кроме того, установка предохранительной мембраны за неразгруженным клапаном позволяет избежать колебаний статического противодавления за клапаном и тем самым неправильного срабатывания клапана. API 520 [9] предлагает принимать значение этого коэффициента равным 0,9. ISO 4126-3 [10] рекомендует проводить соответствующее тестирование – но как альтернативу разрешает применять величину 0,9. С учетом данных стандартов в проекте ГОСТа значение данного коэффициента принято равным 0,9.

ПОПРАВКА НА ВЯЗКОСТЬ

Коэффициенты расхода α_1 и α_2 определяются для условий турбулентного квадратичного течения. При течении высоковязких жидкостей или двухфазных смесей в клапане может устанавливаться режим переходного или даже ламинарного течения, что ведет к увеличению потерь в клапане и дополнительному уменьшению расхода по сравнению с моделью идеального штуцера. Данный эффект учитывается в коэффициенте K_w .

В мировой практике наиболее популярны две методики расчета K_w . Одна из них, традиционно используемая в API 520 [9] и перенесенная оттуда в ISO 4126-7 [11], основана на данных Стайлса [12] для регулирующих клапанов. Методика определяет зависимость K_w только от числа Рейнольдса Re в седле клапана в диапазоне значений от 35 до 100 000 на основе графика или аппроксимирующего его уравнения. Другая методика, разработанная Дарби и Малави [13], основана на моделировании с помощью систем вычислительной термодинамики (CFD) течения именно в предохранительных клапанах и учитывает наряду с Re отношение диаметра седла к диа-

метру входного патрубка клапана. В [13] также предложено и упрощенное уравнение для K_w , основанное на традиционном способе учета зависимости коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса (так называемый «Метод 2x К₁»). Последнее практически совпадает с методом API при числах Рейнольдса, соответствующих области переходного течения, но лучше работает в области ламинарного течения.

В связи с вышесказанным проект ГОСТа при расчете требуемой пропускной способности клапана предлагает рассчитывать величину K_w по уравнению API при $100\,000 \geq Re \geq 1000$ и по упрощенному уравнению Дарби – Малави при $Re < 1000$. При поверочном расчете уже выбранного клапана (когда геометрия клапана уже известна) рекомендуется использовать полную формулу метода Дарби – Малави. Кроме того, проект ГОСТа уточняет, как рассчитывать (для расчета Re) вязкость двухфазных сред по вязкостям фаз и объемному газосодержанию – для этого рекомендуется формула Битти – Уэлли [14], применимая для различных режимов двухфазного течения и восходящая еще к работе Эйнштейна [15].

Наконец, заметим, что расчет коэффициента K_w , вообще говоря, носит итерационный характер – ведь он зависит от числа Рейнольдса, которое само зависит от расхода через клапан, а последний снова зависит от значения K_w ! В связи с этим Приложение В проекта ГОСТа содержит специальный параграф, описывающий алгоритм итераций для различных расчетных случаев.

НЕПОЛНОЕ ОТКРЫТИЕ РАЗГРУЖЕННЫХ КЛАПАНОВ ИЗ-ЗА ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ

Коэффициент K_w учитывает эффект уменьшения пропускной способности уравновешенных клапанов с ростом противодавления из-за их неполного открытия вследствие распирающего усилия, действующего на сильфон. Данный эффект обычно возникает, когда противодавление превышает 30% давления начала открытия.

Значения данного коэффициента должны замерять и обеспечивать изготовители. К сожалению, пока что российские изготовители уравновешенных (сильфонных) клапанов таких данных не предоставляют. В связи с этим в проект ГОСТа были включены примерные графики значений K_w , рекомендуемые в таком случае API 520 [9]. Однако есть одна тонкость – при использовании данных графиков API 520 предлагает не учитывать переход к докритическому течению, предполагая, что этот эффект уже учтен в значениях K_w . В проект ГОСТа такое предположение не включено – учитывая почти полное отсутствие отечественных данных, лучше следовать более консервативному подходу.

Отсутствие данных от изготовителей по величине K_w – только часть более общей проблемы. Многие задачи эффективного проектирования систем аварийного сброса (в том числе устранение динамической неустойчивости клапана при сбросе) значительно упростились бы, если бы изготовители изучали и публиковали данные о зависимости пропускной способности клапанов от степени их открытия (высоты подъема запирающего элемента). Пока таких данных нет, можно уверенно рассчитывать работу клапанов только в полностью открытом состоянии, что часто налагает избыточные требования к трубопроводам и системе утилизации и ведет к неоправданному расходу ресурсов. Призываем изготовителей к сотрудничеству в этом крайне важном вопросе!

Москва, февраль 2017 года. Окончание следует

Литература:

- ГОСТ 31294-2005. Клапаны предохранительные прямого действия. Общие технические условия.
- ГОСТ Р 52720-2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения.
- ГОСТ Р 55508-2013. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик.
- ISO 4126-1:2013. Safety devices for protection against excessive pressure. Part 1: Safety valves.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC).
- Ron Darby. On Two Phase Frozen and Flashing Flows in Safety Relief Valves. Recommended Calculation Method and The Proper Use of the Discharge Coefficient. Journal of Loss prevention in the Process Industries. – 2004. – Vol. 17. – P. 255–259.
- Joseph C. Leung. A theory on the discharge coefficient for safety relief valve. Journal of Loss prevention in the Process Industries. – 2004. – Vol. 17. – P. 301–313.
- Pentair Pressure Relief Valve Engineering Handbook. – 2012. – 233 p.
- API STD 520. Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries. Part 1. Sizing and Selection. 9th edition. July 2014.
- ISO 4126-3:2006. Safety devices for protection against excessive pressure. Part 3: Safety valves and bursting disc safety devices in combination.
- ISO 4126-7:2013. Safety devices for protection against excessive pressure. Part 7: Common data. 2nd edition.
- G.F. Stiles. Liquid Viscosity Effects on Control Valve Sizing. 19th Annual Symposium on Instrumentation for Process Industries. Texas A&M University, 1964.
- Ron Darby, Kamyar Malavi. Viscosity Correction Factor for Safety Relief Valves. Process Safety Progress. – 1997. – Vol. 16, N 2. – P. 80–82.
- D. R. H. Beattie, P. B. Whalley. A Simple two-phase frictional pressure drop calculation method. Int. J. Multiphase Flow. – 1982. – Vol. 8, N 1. – P. 83–87.
- A. Einstein. A new determination of molecular dimensions. Ann. Phys. 19, 289.