

РАСЧЕТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ В ПРОЕКТЕ НОВОГО ГОСТА

Расчет температур и учет термодинамической неравновесности

Корельштейн Л. Б.,

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

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОДУКТА И СТЕНОК КЛАПАНА И ТРУБ В ПРОЦЕССЕ СБРОСА

Изменение температуры продукта в процессе сброса может быть достаточно существенным, в особенности при сбросе газов. При этом в данном вопросе некоторые проектировщики делают прямо-таки «детские» ошибки, поэтому в проект ГОСТ было включено отдельное приложение с соответствующими формулами.

Для наглядности рассмотрим простой пример. Пусть предохранительный клапан сбрасывает азот с комнатной температурой $T_1 = 20^\circ\text{C}$ (293,15 K) из защищаемой системы с давлением сброса $P_1 = 4$ МПа в атмосферу ($P_2 = 0,1$ МПа). Как меняется при этом температура продукта и насколько сильно она может упасть?

Некоторые проектировщики рассуждают следующим образом. Поскольку расчет пропускной способности клапана ведется на основе модели идеального сопла, т. е. в приближении изоэнтропного течения, надо просто применить соответствующие формулы для изоэнтропного расширения идеального газа. Коэффициент адиабаты азота $k = c_p/c_v = 1,4$, и, следовательно, температура азота на выходе из системы сброса $T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 293,15 \times \left(\frac{0,1}{4}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 102,16 \text{ K}$ или $-170,97^\circ\text{C}$.

Получили заведомо абсурдный результат – разумеется, подобных температур при сбросе в данном случае быть не может.

Ошибка в том, что процесс сброса можно считать приближенно изоэнтропным только до седла клапана! За седлом (в теле клапана, в выходном патрубке клапана и в отводящем трубопроводе) он вовсе не изоэнтропен. Поэтому и формулу для температуры изоэнтропного процесса можно применять только до седла клапана. В частности, в идеально-газовом приближении

критическое отношение давлений $\left(\frac{P_t}{P_1}\right) = \beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$, и при критическом истечении $\left(\frac{P_t}{P_1}\right) = \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} = \frac{2}{k+1}$, откуда температура продукта в седле:

$$T_t = \frac{2}{k+1} T_1. \quad (1)$$

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 (ТПА № 1 (88) за 2017 г., с. 72–74) рассказано о том, как учесть существенные отклонения реального течения в клапане от модели идеального сопла (штуцера).

В последней части статьи сосредоточимся на том, как правильно рассчитать температуру продукта и стенок клапана и труб в процессе сброса, а также каким образом можно учесть эффект термодинамической неравновесности.

В нашем случае $T_t = \frac{2}{k+1} T_1 = \frac{2}{2,4} \times 293,15 = 244,29 \text{ K}$ или $-28,86^\circ\text{C}$.

На самом деле изоэнтропность процесса не имеет значения и формула (1) является следствием уравнения сохранения энергии и адиабатичности течения (то есть практически отсутствующего теплообмена с окружающей средой). В самом деле, уравнение сохранения энергии (в пренебрежении гидростатическим членом, который для газов обычно весьма мал) имеет вид:

$$h + \frac{v^2}{2} = h_1, \quad (2)$$

где h и v – удельная энтальпия и скорость продукта.

Для идеального газа $h - h_1 = c_p (T - T_1)$ и $v = M \sqrt{kRT}$ (где M – число Маха, R – газовая постоянная). Учтывая, что $R = c_p - c_v = c_p (1 - 1/k) = c_p (k-1)/k$, из (2) получаем:

$$T = \frac{2}{2 + (k-1)M^2} T_1. \quad (3)$$

Уравнение (1) является частным случаем (3) при $M = 1$.

Как видно из уравнения (3), в идеально-газовом приближении температура зависит только от числа Маха. Температура продукта падает до (одинакового!) минимума во всех местах критического течения – как в седле клапана, так и (возможно) в отводящем трубопроводе или на выходе из него, и полностью восстанавливается при остановке продукта в системе сброса ($T_2 = T_1$).

Для неидеального газа ситуация усложняется. В этом случае $v = M \sqrt{nZR/T}$ (где n – коэффициент изоэнтропы, Z – коэффициент сжимаемости), а удельная энтальпия зависит не только от температуры, но и от давления: $dh = c_p dT - c_p \mu_{JT} dP$, где μ_{JT} – коэффициент Джоуля – Томсона. При этом величины коэффициентов в этих соотношениях сами меняются в зависимости и от температуры, и от давления. Тем не менее, учитывая термодинамическое соотношение $nZR/c_p = (k-1)\beta^{-2}$ (где $\beta = (\partial \ln u / \partial \ln T)_p$ – безразмерный коэффициент объемного расширения) и используя осредненные значения c_p и μ_{JT} , из (2) получим:

$$T = \frac{2}{2 + (k-1)\beta^{-2} M^2} [T_1 - \mu_{JT}(P_1 - P)]. \quad (4)$$

Для нашего случая $\beta \approx 1$ (азот достаточно далеко от критической точки и ведет себя почти как идеальный газ), а вот эффект Джоуля – Томсона (эффект дросселирования) оказывает заметное влияние – $\mu_{JT} \approx 2,2$ град/МПа. Отсюда получаем $T_2 = T_1 - \mu_{JT}(P_1 - P) = 293,15 - 2,2 \times 3,9 = 293,15 - 8,58 = 284,57$ К или 11,42 °С. При критическом течении на выходе из отводящего трубопровода с давлением, близким к P_2 , температура будет равна

$T = \frac{2}{2,4} \times 284,57 = 237,14$ К или –36 °С. В седле клапана давление можно

определить по формуле $P_t = \beta_{xp} P_1 = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}} P_1$, при этом показатель изоэнтропы азота перед клапаном $n = 1,47$, откуда $\beta_{xp} = 0,5168$ и $P_t = 2,067$ МПа. При этих параметрах для азота $k = 1,46$ и согласно формуле (4) температура продукта в седле клапана

$T_t = \frac{2}{2,46} \times (293,15 - 2,2 \times 1,933) = 234,88$ К или –38,27 °С.

Точный расчет по уравнению (2) с использованием термодинамического пакета NIST REFPROP дает $T_2 = 11,64$ °С и $T_t = -30,69$ °С. При критическом течении на выходе из отводящего трубопровода с давлением, близким к P_2 , температура продукта $T = -35,71$ °С.

Как видим, температура продукта при любых вариантах не падает ниже –40 °С, что позволяет использовать клапан и трубы из углеродистой стали.

Второе типичное заблуждение касается температуры стенок T_{cm} самого клапана и труб в процессе сброса. Это температура вовсе не обязательно равна температуре продукта! Дело в том, что в процессе течения у стенок образуется пограничный слой с «заторможенным» течением продукта, и их температура определяется условиями именно в этом пограничном слое. Температура стенок может быть рассчитана по формуле:

$$T_{cm} = r \cdot T_{торм} + (1-r) \cdot T, \quad (5)$$

где так называемая «температура торможения» потока рассчитывается из условия постоянства энтропии (то есть с учетом только эффекта Джоуля – Томсона), а коэффициент восстановления r для турбулентного течения может быть рассчитан по числу Прандтля продукта по формуле $r = Pr^{1/3}$.

Для нашего примера число Прандтля азота меняется в диапазоне от 0,74 до 0,75, и коэффициент восстановления $r = 0,9$. Для течения в сопле клапана $T_{торм} = 16,07$ °С, и $T_{cm} = 11,39$ °С. Аналогичным образом при критическом течении на выходе из отводящего трубопровода $T_{cm} = 6,9$ °С. Таким образом, никакой опасности «отморозить руки» при ручном закрытии клапана в данном случае нет.

Однако это не всегда так. Есть случаи, когда температура продукта в процессе сброса действительно очень сильно падает, но не столько за счет ускорения продукта, сколько за счет очень большой величины эффекта Джоуля – Томсона. Это продукты, для которых термодинамические параметры в процессе сброса находятся в зоне критических температур и давлений. Классический пример – сброс этилена высокого давления, для которого температура в процессе сброса может падать до величин порядка –90 °С. И тут уже никакой пограничный слой не спасет – температура стенок клапана и труб в этом случае также будет очень низкой. В этих случаях необходим тщательный подбор материалов и конструкции клапана для работы системы сброса в данных условиях.

УЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ НЕРАВНОВЕСНОСТИ

Как уже говорилось в первой части статьи, в некоторых случаях модель однородного равновесного течения оказывается слишком консервативной при расчете пропускной способности предохранительных клапанов. Наиболее важный и частый из таких случаев – сброс вскипающих жидкостей (насыщенных или переохлажденных) и двухфазных смесей с малым (до 0,05) массовым газосодержанием через клапаны с короткими (до 100 мм) штуцерами. Среди предохранительных клапанов российских изготовителей к таким относятся клапаны с DN 25 и менее.

В настоящее время отсутствует универсальная методика учета неравновесности. Тем не менее, в проект ГОСТ включено описание 3-х полуэмпирических методов учета неравновесности для описанного выше наиболее важного случая. Это метод прямого интегрирования с учетом неравновесности, предложенный Дарби (Darby), и 2 модификации омега-метода для учета неравновесности – модификация, предложенная Диенером (Diener) и Шмидтом (Schmidt) и закрепленная в ISO 4126-10; и модификация, недавно разработанная основоположником омега-метода Леунгом (Leung).

Метод прямого интегрирования с учетом неравновесности является наиболее универсальным и отличается от обычного метода прямого интегрирования только использованием при расчете плотности двухфазной смеси неравновесного газосодержания, рассчитываемого по простой эмпирической формуле по равновесному.

Метод стандарта ISO 4126-10 и его обобщения вызвали серьезную полемику среди специалистов, поскольку основываются на экспериментальных данных, которые до сих пор не были опубликованы. Кроме того, метод не содержит такого параметра, как экспериментально подтвержденная длина штуцера (порядка 100 мм), на которой устанавливается равновесное течение, что вызывает вопросы.

Для случая вскипания насыщенной или переохлажденной однокомпонентной жидкости наиболее простым для применения автору представляется модификация Леунга, который дал свое разрешение для включения в ГОСТ своих последних разработок.

В заключение приведем пример, демонстрирующий, как влияет неравновесность течения на пропускную способность клапана. Рассмотрим сброс воды при давлении 1,6 МПа на линии насыщения через клапан DN25 с длиной штуцера 75 мм (как у соответствующих клапанов производства БАЗ). Расчет по омега-методу без учета неравновесности в этом случае дает величину безразмерной массовой скорости через клапан, равную 0,251. Учет неравновесности по модификации Леунга дает величину 0,574 – различие более чем вдвое!