

УДК 536.71:621.592.2

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДХОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИРОДНОГО ГАЗА В РЕГУЛЯТОРЕ ДАВЛЕНИЯ

О. М. Соковнин, Н. В. Загоскина, С. Н. Загоскин

Общество с ограниченной ответственностью "ОЛНИ", 610050 Киров, Россия
E-mails: osokovnin@mail.ru, deadlyc@mail.ru, diss01@mail.ru

Разработана математическая модель процесса редуцирования давления природного газа в регуляторе давления прямого действия. Показано, что при типичном для практики отношении давлений на выходе и входе, меньшем критического значения, процесс редуцирования давления состоит из двух этапов: частичного расширения газа при дросселировании в сужающем устройстве регулятора давления и последующего расширения в его корпусе. Численно определены значения температуры газа в характерных сечениях регулятора давления. Установлено, что температура уменьшается на первом этапе редуцирования давления, а при расширении и торможении потока в корпусе регулятора давления температура газа увеличивается. Предложен метод уменьшения возможности образования газовых гидратов в регуляторе давления.

Ключевые слова: природный газ, регулятор давления, математическая модель, предотвращение гидратообразования.

DOI: 10.15372/PMTF20190306

Введение. Редуцирование давления природного газа обусловлено тем, что его транспортировка по магистральным газопроводам экономически целесообразна при максимально высоком давлении (7,5 МПа и более), а в технологических установках конечных потребителей (промышленные предприятия, предприятия жилищно-коммунального хозяйства и др.) используется газ при значительно меньших давлениях. В настоящее время основным методом редуцирования давления природного газа на газораспределительных станциях (ГРС) является дросселирование, осуществляемое регуляторами давления, представляющими собой сужающее устройство с регулируемым проходным сечением, что обеспечивает поддержание величины давления на выходе в заданных пределах независимо от изменения входного давления и расхода газа [1].

Принцип работы регулятора давления прямого действия (рис. 1) основан на автоматическом поддержании баланса сил, приложенных к мембране со стороны задающего устройства (пружины) и давления газа на выходе p_2 (управляющего сигнала), поступающего в подмембранную камеру из выходного газопровода по импульсной трубке. При увеличении давления p_2 мембрана и связанный с ней дроссельный клапан перемещаются вверх, уменьшая проходное сечение седла и увеличивая его сопротивление, вследствие чего уменьшается давление на выходе. При уменьшении давления p_2 клапан перемещается

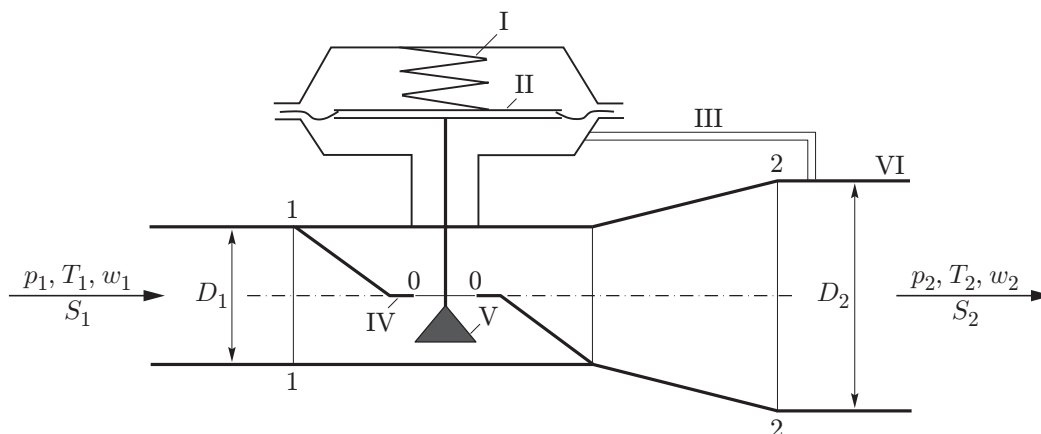


Рис. 1. Схема регулятора давления прямого действия:

I — задающее устройство, II — мембрана, III — импульсная трубка, IV — седло, V — дроссельный клапан, VI — выходной газопровод; 0-0, 1-1, 2-2 — характерные сечения регулятора давления

вниз, вследствие чего увеличивается проходное сечение седла, уменьшается его сопротивление и повышается давление газа на выходе.

В процессе редуцирования давления газа на ГРС отношение абсолютных давлений p_2/p_1 значительно меньше критического отношения давлений β_c (при коэффициенте адиабаты метана $k = 1,35$ $\beta_c = [2/(k + 1)]^{k/(k-1)} = 0,54$). Так, при редуцировании газа из магистрального газопровода от значения $p_1 = 4,6$ МПа даже до наибольшей величины давления газопровода первой категории $p_2 = 1,3$ МПа отношение $p_2/p_1 = 0,28$. Однако давление p_0 газа за дроссельным сечением регулятора давления (сечение 0-0 на рис. 1) не может быть меньше критического значения

$$p_0 \geq \beta_c p_1 = 0,54 p_1,$$

при котором происходит “запирание” сужающего устройства и скорость истечения газа w_0 становится равной локальной скорости звука [2, 3].

Таким образом, применяемое на большинстве ГРС одноступенчатое редуцирование давления природного газа не обеспечивается только путем дросселирования. Уменьшение давления происходит также в корпусе регулятора, где выходящий после дросселирования с околосвуковой скоростью газ продолжает расширяться и давление достигает значения p_2 . При этом, как показывают результаты экспериментов и численных расчетов, перехода к сверхзвуковой скорости газа не происходит, так как в регуляторе давления отсутствует какой-либо направляющий аппарат, подобный соплу Лавалья [4, 5].

Определение параметров состояния редуцируемого газа (в первую очередь, температуры) в характерных сечениях регулятора давления представляет теоретический и практический интерес, поскольку значения этих параметров оказывают непосредственное влияние на эффективность и возможность процесса транспортировки природного газа. Так, интенсивное охлаждение природного газа при дросселировании в регуляторе давления инициирует образование газовых гидратов внутри запорно-регулирующей и трубопроводной арматуры, что может привести к нарушениям в работе ГРС и заблокировать процесс транспортировки газа [6, 7]. Однако работ по теории дросселирования газа при значении отношения давлений на выходе-входе p_2/p_1 меньше критического, по-видимому, очень мало. На практике для расчетов конечной температуры редуцируемого газа T_2 используется формула [1, 8]

$$T_2 = T_1 - \alpha_{JT}(p_1 - p_2). \tag{1}$$

Формула (1) получена путем интегрирования отношения $\alpha_{JT} = (\partial T / \partial p)|_h$, характеризующего изменение температуры газа при бесконечно малом падении давления в процессе адиабатного дросселирования [2]. Поскольку коэффициент α_{JT} является функцией температуры и давления газа, замена при интегрировании бесконечно малой величины ∂p достаточно большой разностью давлений Δp на входе и выходе регулятора давления вносит существенную погрешность в расчет конечной температуры редуцируемого газа. Очевидно, поэтому диапазон значений коэффициента α_{JT} при расчетах по формуле (1) достаточно широк. Так, в [6] указано, что $\alpha_{JT} = 1 \div 3$ °С/МПа; в [9] приводится значение коэффициента α_{JT} для метана (основного компонента природного газа) 2,8 °С/МПа; в методике расчета подогревателей природного газа для ГРС [8] коэффициент α_{JT} рекомендуется считать равным 5 К/МПа и т. д.

Целью настоящей работы является создание математической модели двухэтапного редуцирования давления природного газа в регуляторе давления при значении отношения давлений на выходе-входе меньше критического (первый этап — дросселирование газа в сужающем устройстве регулятора давления, второй этап — расширение и торможение газа в его корпусе).

1. Постановка задачи. Будем полагать, что регулятор давления работает в стационарном режиме с давлением на входе p_1 и выходе p_2 и массовым расходом G_m редуцируемого газа. Поскольку процесс редуцирования давления происходит в течение малого времени, будем считать, что теплообмен с внешней средой отсутствует, т. е. процесс близок к адиабатическому. При значениях давлений p_1 и p_2 природного газа порядка нескольких мегапаскалей используем уравнение состояния реального газа

$$pv = zRT. \quad (2)$$

Давление p_0 в сечении 0–0 регулятора давления (см. рис. 1) не может быть меньше критического, поэтому при расчете минимальной температуры редуцируемого газа перепад давления на дроссельном клапане принимается равным критическому $p_0/p_1 = \beta_c$, при котором значение скорости газа w_0 в дроссельном сечении достигает значения локальной скорости звука c_0 (критической скорости):

$$w_0 = c_0 = (k_0 z_0 RT_0)^{0,5}. \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение сохранения энергии дросселируемого потока газа, не совершающего работы, имеет вид [2]

$$dh + dw^2/2 = 0,$$

откуда для сечений 1–1, 0–0 и 0–0, 2–2 регулятора давления находим

$$h_0 - h_1 + w_0^2/2 - w_1^2/2 = 0; \quad (4)$$

$$h_2 - h_0 + w_2^2/2 - w_0^2/2 = 0. \quad (5)$$

Уравнения (3)–(5) и уравнения неразрывности потока для соответствующих сечений, в которых плотность газа ρ_i определена из уравнения (2):

$$w_1 p_1 S_1 / (z_1 T_1) = w_0 p_0 S_0 / (z_0 T_0); \quad (6)$$

$$w_0 p_0 S_0 / (z_0 T_0) = w_2 p_2 S_2 / (z_2 T_2), \quad (7)$$

образуют систему, откуда находятся искомые неизвестные T_0 , w_0 , S_0 , T_2 , w_2 . Входящая в (4), (6) скорость w_1 определяется по массовому расходу газа G_m :

$$w_1 = G_m / (\rho_1 S_1).$$

Задача решалась при следующих параметрах: температура газа на входе $T_1 = 280$ К, отношение абсолютных давлений на регуляторе $p_1/p_2 = 7,6$ МПа/1,3 МПа;

4,6 МПа/1,3 МПа при массовом расходе газа $G_m = 2,0 \div 6,0; 1,0 \div 4,0$ кг/с соответственно, отношение диаметров входа-выхода регулятора $D_1/D_2 = 80$ мм/125 мм (отношение площадей сечения входа-выхода регулятора $S_1/S_2 = 5,03 \cdot 10^{-3}$ м²/12,27 · 10⁻³ м²). В качестве физических характеристик природного газа принимались характеристики метана [10], доля которого в природном газе составляет до 98 % [1].

Алгоритм решения системы уравнений (3)–(7) состоит из следующих этапов.

С использованием давления p_1 и температуры T_1 газа на входе в регулятор давления находятся плотность ρ_1 , энтальпия h_1 , показатель адиабаты k_1 и коэффициент сжимаемости z_1 газа [10], затем рассчитывается критическое отношение давлений β_c и давление газа p_0 за дроссельным сечением $p_0 = \beta_c p_1$.

Для заданного диапазона значений массового расхода газа G_m выбираются тип и размер регулятора давления и по диаметрам его входа D_1 и выхода D_2 находятся площади S_1, S_2 соответствующих сечений.

Подставляя в уравнение (4) значение скорости w_0 из уравнения (3), имеем

$$T_0 = [2(h_1 - h_0) + w_1^2]/(k_0 z_0 R), \tag{8}$$

откуда с помощью численного метода определяется значение температуры T_0 .

При известной температуре T_0 с использованием уравнения (3) рассчитывается скорость газа w_0 , а с использованием уравнения (6) — отношение площадей S_0/S_1 , обеспечивающее заданный режим работы регулятора давления.

После подстановки из уравнения (7) выражения для скорости газа w_2 в выходном сечении регулятора давления и после преобразований уравнение (5) принимает вид

$$2(h_2 - h_0) = w_0^2 [1 - (p_0 S_0 z_2 T_2 / (p_2 S_2 z_0 T_0))^2]. \tag{9}$$

Из (9) с помощью численного метода находится значение температуры T_2 .

2. Обсуждение результатов. Результаты расчета температуры редуцируемого газа в характерных сечениях регулятора давления представлены на рис. 2. Из рис. 2 следует, что температура газа достигает минимума в дроссельном сечении регулятора давления,

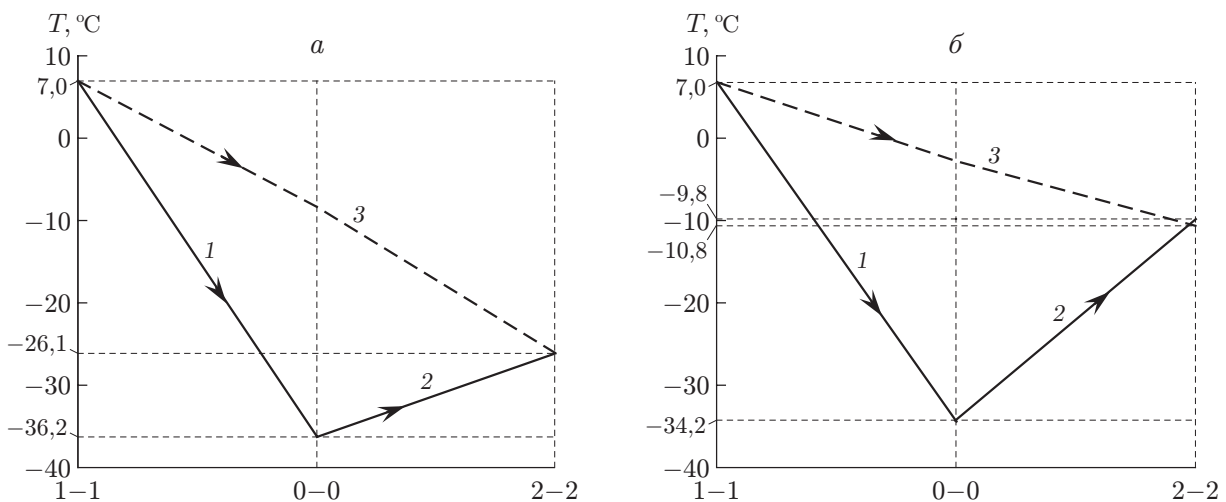


Рис. 2. Изменение температуры природного газа в характерных сечениях регулятора давления при различных отношениях давлений:
 а — $p_1/p_2 = 7,6$ МПа / 1,3 МПа, б — $p_1/p_2 = 4,6$ МПа / 1,3 МПа; 1, 2 — расчет дросселирования и последующего расширения газа (1 — по формуле (8), 2 — по формуле (9)), 3 — расчет по формуле (1)

после чего увеличивается. Такой характер изменения температуры газа обусловлен следующим.

В дроссельном сечении регулятора давления давление p_0 уменьшается до критического значения $\beta_c p_1$. Поскольку значение $\beta_c|_{p_1 = 7,6 \text{ МПа}} < \beta_c|_{p_1 = 4,6 \text{ МПа}}$, в первом случае температура уменьшается существеннее, чем во втором ($T_0|_{p_1 = 7,6 \text{ МПа}} = 236,7 \text{ К}$, $T_0|_{p_1 = 4,6 \text{ МПа}} = 238,8 \text{ К}$) (кривые 1 на рис. 2).

Изменение температуры газа за дроссельным сечением регулятора давления происходит вследствие воздействия двух факторов:

- 1) дальнейшего расширения газа, вызывающего уменьшение его температуры;
- 2) торможения газа, при котором его кинетическая энергия переходит в тепло.

Уменьшение температуры газа при его расширении за дроссельным сечением пропорционально разности давлений $p_0 - p_2$, поэтому при давлении на входе $p_1 = 7,6 \text{ МПа}$ оно существеннее, чем при $p_1 = 4,6 \text{ МПа}$. Так как вследствие торможения для обоих значений давления на входе увеличение температуры газа на этом участке $\Delta T \approx w_0^2 / (2c_{p0})$ [3] приблизительно одинаково, общее увеличение температуры газа при давлении $p_1 = 4,6 \text{ МПа}$ (24,4 К) больше, чем при $p_1 = 7,6 \text{ МПа}$ (10,1 К) (кривые 2 на рис. 2).

Расход газа оказывает незначительное влияние на его температуру в регуляторе давления, что соответствует практике работы ГРС [6].

Полученные результаты сравнивались с данными расчета температуры редуцируемого газа по формуле (1) (кривые 3 на рис. 2). Характер изменения температуры газа, определяемой двумя методами, качественно различается, так как формула (1) определяет лишь интегральное изменение температуры газа при редуцировании давления. В то же время конечные температуры газа оказались близки, поскольку экспериментальный коэффициент α_{JT} в формуле (1) косвенно учитывает нагрев газа за дроссельным сечением: при определении α_{JT} давление и температура газа измеряются перед и за дроссельным сечением, а не в самом сечении [11]. Кроме того, при расчете температуры газа T_2 по формуле (1) использовались найденные значения давления p_0 и температуры T_0 в дроссельном сечении регулятора давления:

$$T_{2JT} = T_1 - [\alpha_{JT1}(p_1 - p_0) + \alpha_{JT2}(p_0 - p_2)].$$

Это позволило учесть изменение величины коэффициента α_{JT} в процессе редуцирования давления и обеспечило более точный результат расчета.

Сопоставление полученных результатов с результатами экспериментов, очевидно, является более достоверным при использовании производственных или лабораторных данных других исследователей. Однако авторам данной работы не известны работы, в которых определялись температуры природного газа в характерных сечениях регулятора давления. Как правило, измеряются начальная и конечная температуры редуцируемого газа.

В частности, результаты расчета сравнивались с результатами экспериментальных исследований изменения температуры дросселируемого потока природного газа с влажностью 112,3 см³/м³ (см. рис. 1 в работе [12]). При качественном подобию изменения температуры количественное различие расчетных и экспериментальных значений уменьшения температуры с учетом поправки на наличие жидкости в исследуемом природном газе (см. рис. 3 в работе [12]) для расчетных значений давления на входе $p_1 = 7,6; 4,6 \text{ МПа}$, составившее 4,5 и 14,6 % соответственно, можно считать удовлетворительным.

Следует отметить, что в работах, посвященных исследованию редуцирования давления природного газа в регуляторах давления при отношении давлений на входе-выходе меньше критического, не рассматривается возможность установления за дроссельным сечением регулятора давления локального минимума температуры, которая может быть значительно меньше температуры газа на выходе регулятора давления.

Рассматриваемая задача имеет большое практическое значение, так как возникновение зоны установившейся минимальной температуры в корпусе регулятора давления с высокой теплопроводностью приводит к уменьшению температуры во всем регуляторе давления и дальнейшему охлаждению газа, способствуя образованию в нем газогидратов. Для предотвращения этого нежелательного явления целесообразно нанесение теплоизоляционного слоя на внутреннюю поверхность корпуса регулятора давления. Создание слоя с низкой теплопроводностью между потоком редуцируемого газа и корпусом регулятора давления способствует сохранению адиабатического течения газа, при наличии которого выделяющееся в ходе его торможения за дроссельным сечением тепло “усваивается” самим газом, увеличивая его температуру и уменьшая вероятность выпадения гидратов.

Заключение. С использованием термодинамического подхода разработана математическая модель редуцирования давления природного газа в регуляторе давления при характерном для практики значении отношения давлений на выходе-входе меньше критического. Результаты численного решения полученных уравнений показывают, что при данном режиме редуцирования давления минимальная температура газа в корпусе регулятора давления может быть существенно меньше температуры газа на выходе из него. Выполнен анализ полученных результатов, проведено их сравнение с известными расчетными и экспериментальными данными. Предложена модернизация регулятора давления, уменьшающая возможность образования в нем газогидратов при редуцировании давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Вяхирев Р. И.** Теория и опыт добычи газа / Р. И. Вяхирев, Ю. П. Коротаев, Н. И. Кабанов. М.: Недра, 1998.
2. **Нащокин В. В.** Техническая термодинамика. М.: Высш. шк., 1975.
3. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1991. Ч. 1.
4. **Правник Ю. И., Казаков В. А., Садыков Р. А.** Редуцирование давления газа в дистанционно управляемых редукторах больших расходов // Изв. Казан. гос. архитектурно-строит. ун-та. 2008. № 1. С. 152–158.
5. **Jin Z.-J., Wei L., Chen L.-L., et al.** Numerical simulation and structure improvement of double throttling in a high parameter pressure reducing valve // J. Zhejiang Univ. Sci. A. 2013. V. 14, N 2. P. 137–146.
6. **Капыш В. В., Кулемин Н. В., Истомина В. А.** Предупреждение гидратообразования в газопроводах-отводах и на газораспределительных станциях // Вести газовой науки. М.: Газпром-ВНИИГАЗ, 2013. № 4. С. 125–131.
7. **Etemadee N., Saedodin S., Gonabadi A. M.** Thermal energy losses in pressure reducer valve of city gate station // Proc. of the 1st Intern. conf. on dams and hydropower, Tehran (Iran), 8–9 Febr. 2012. Tehran: IRIB Intern. Conf. Center, 2012. Paper 7ZOVCHPEO4.
8. **Агабабян Р. Е., Соловьева Н. М., Хворостян П. В.** Рекомендации по подбору подогревателей газа для использования в составе ГРС, КС // Вестн. Газпромаша. 2007. Вып. 1. С. 28–45.
9. **Ng H. W., Ai G.** An experimental study on the Joule — Thomson cooling effect on metal temperatures in the vicinity of a leaking through-wall crack in a pressure vessel // Proc. of the conf. SMiRT-23, Manchester (UK), 10–14 Aug. 2015. Red Hook: Curran Assoc. Inc., 2015. Paper 664.
10. **Сычев В. В.** Термодинамические свойства метана / В. В. Сычев, А. А. Вассерман, В. А. Загорученко, А. Д. Козлов, Г. А. Спиридонов, В. А. Цымарный. М.: Изд-во стандартов, 1979.

11. **Marić I.** A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule — Thomson coefficient // Flow Meas. Instrum. 2007. V. 18. P. 18–26.
12. **Bahadori A., Vuthaluru H. B.** Prediction of temperature drop accompanying a given pressure drop for natural gas wellstreams // Nafta. 2010. V. 61, N 7/8. P. 347–351.

*Поступила в редакцию 10/X 2018 г.,
после доработки — 10/X 2018 г.
Принята к публикации 29/X 2018 г.*
