

УДК 621.6, 519.6

Потенциал использования турбодетандера на станциях понижения давления природного газа

А.М. Мохадмездзули, М.Р. Саффариан

Ахвазский университет им. Шахида Шамрана, Ахваз, Иран

E-mail: mr.saffarian@scu.ac.ir, m_r_saffarian@yahoo.com

Применение турбодетандерного агрегата вместо дросселя приводит к понижению выходной температуры. Если температура природного газа снижается ниже температуры замерзания воды, то это может привести к повреждению оборудования. В представленной работе проводится численное моделирование потока газа для реальных условий станций понижения давления и вычисляется ожидаемое падение температуры газа. Для этого с помощью программ вычислительной гидрогазодинамики решаются уравнения неразрывности, уравнения Навье–Стокса, сохранения энергии в совокупности с *k-ε*-моделью турбулентности. Выполнено моделирование для двенадцати реальных вариантов, определяемых сочетанием трех уровней входного давления газа, двух уровней выходного давления и двух уровней входной температуры газа. Результаты показывают, что уменьшение давления на каждые 9 psi (0,6 бар) сопровождается понижением температуры на 1 °C. Кроме того, установлено, что самое большое падение температуры наблюдается в средней части выходного канала. Отметим, что применение турбодетандера для понижающих станций с высоким входным давлением не рекомендуется из-за очень низкой температуры газа на выходе. Для случая станций с промежуточным давлением предлагается использовать турбодетандеры с нагревателем. Для станций с низким давлением, у которых температура в центральной выходной зоне ниже, чем в других точках, рекомендуется использование турбодетандера со смесителем потока, что может решить проблему замерзания воды.

Ключевые слова: вычислительная гидрогазодинамика, станция понижения давления, вычисление температуры потока, турбодетандер, природный газ.

Введение

Турбодетандеры — это газорасширительные турбины, которые используются для выработки энергии за счет снижения давления сжатых газов [1]. В большинстве стран природный газ доставляется промышленным и частным потребителям по газовым сетям, поэтому его транспортировка до места назначения проводится под высоким давлением [2]. Правила безопасного обращения с газом требуют понижения его давления в точке потребления до нужного уровня. Такой уровень обычно достигается с помощью регулирующих дросселей или регулирующих устройств, что приводит к существенной потере энергии [3–5]. Поэтому для станций понижения давления природного газа часто рассматривается альтернатива в виде турбодетандера. Еще в 1857 году немецкий инженер Карл

Вильгельм Сименс представил низкотемпературную турбину с изоэнтропическим процессом расширения газа [6]. В 1898 году лорд Рэлей попытался использовать турбодетандер в системе охлаждения, а первое успешное практическое применение этого принципа датируется 1930 годом [7]. В наши дни турбодетандеры широко применяются для рекуперации энергии, повышения эффективности и уменьшения потерь из-за понижения давления в различных системах [8]. В работе [9] было представлено моделирование рабочих условий для турбодетандера на станциях понижения давления в трубопроводах природного газа с использованием программного комплекса HYSYS. В этой вычислительной модели находилась изоэнтропическая эффективность турбодетандера для стационарной работы устройства при различных условиях на входе и выходе. Кроме того, вычислялись количество рекуперированной электрической мощности, количество тепла, потраченного на нагрев поданного газа, и тепловой КПД всей системы. В работе [10] рассматривался вопрос замены турбодетандера на станции понижения давления. Также изучался вопрос о попутном производстве электроэнергии и ее передаче в распределительную электросеть. Этот проект был реализован для муниципальной газовой сети города Лондон: наличие турбодетандера, питающего генератор энергии, позволило получать до 20 кВт электроэнергии. Оценка возможностей дополнительной генерации энергии и производства водорода на иранской транспортно-распределительной газовой сети была получена в работе [3]. Также авторами рассматривались вопросы оптимизации различных элементов транспортно-распределительной сети, оценки дополнительной энергии, полученной на станциях понижения давления, и экономии энергии на узлах повышения давления. В работе [4] на примере газотранспортной сети Румынии были проведены оценки потерь энергии на станциях технологического понижения давления и потери мощности для заданных условий. В аналогичном исследовании [5] для турецких газовых сетей изучались изменения энергии и эксергии, а также количество произведенной электроэнергии на узлах понижения давления. В работе [11] авторы выполнили сравнение термодинамической эффективности дросселирующих устройств и агрегатов детандер-генераторов, применяемых для технологического понижения давления транспортируемого газа на газораспределительных станциях. Было показано, что замена дросселирующих устройств на эти агрегаты позволяет повысить эксергетический КПД при технологическом понижении давления. Те же авторы в работе [12] изучили влияние параметров процессов на показатели термодинамической эффективности детандер-генераторных агрегатов, применяемых в качестве альтернативы дросселирующим устройствам для технологического уменьшения давления транспортируемого природного газа на станциях технологического уменьшения давления системы газоснабжения, газораспределительных станциях и газорегуляторных пунктах. Было показано, что установление адекватных параметров процесса позволяет повысить эксергетический КПД для широкого интервала рабочих параметров. В качестве таких параметров рассматривались температура наружного воздуха, отношение давлений транспортируемого газа на выходе и входе газораспределительной станции и газорегуляторного пункта, температура подогрева газа перед детандером.

В настоящей работе проводится численное моделирование трехмерного потока природного газа в канале турбодетандера на узлах технологического понижения давления для условий высокого, среднего и низкого давлений газа. Также для рассмотренных вариантов вычисляется перепад температуры, вызванный понижением давления в турбодетандере.

Физические условия

Станция технологического уменьшения давления

В Иране природный газ подается на станции технологического уменьшения давления под давлением в интервале от 27 до 73 бар в зависимости от станции, а выходное давление составляет 17 или 4 бар. Входное давление на станции можно распределить на три категории: высокое, среднее и низкое. Среднее давление для этих типов станций составляет 73, 48 и 27 бар [13, 14]. На рис. 1 схематически показана станция понижения давления в двух вариантах: с регулирующим дросселем и с турбодетандером.

При прохождении газа через турбодетандерный агрегат часть его внутренней энергии превращается в кинетическую энергию ротора устройства. Соответственно, энтальпия и температура газа понижаются. Исходя из факта, что температура природного газа, поставляемого потребителю, устанавливается в соответствии с предписанием и является стандартной величиной, и зная параметр снижения температуры в агрегате, можно вычислить необходимое количество тепла на предварительный нагрев газа. Кроме того, необходимо учитывать, что падение температуры газа до точки конденсации привнесенной воды способно вызвать замерзание и повреждение оборудования [15–17].

Турбодетандер и область численного моделирования

В состав турбодетандера входят вращающийся ротор и неподвижные части, включая сопло, диффузор и корпус. Как показано на рис. 2, газ высокого давления направляется через сопла и попадает на лопасти ротора, приводя его в движение, а затем выходит через диффузор с пониженным давлением и температурой. Устройство турбодетандера и картина течения внутри устройства приведены на рис. 2 и 3.

Основные уравнения

Вычисление выходной температуры для турбодетандера после падения давления требует решения трехмерных уравнений стационарного потока газа и уравнений теплопереноса. В качестве основных уравнений выбраны уравнения неразрывности, уравнения Навье–Стокса и уравнение сохранения энергии. Поскольку течение внутри турбодетандера является турбулентным, то необходимо применить подходящую турбулентную модель. Согласно выводам работ [19–23], следует использовать стандартную $k-\varepsilon$ -модель

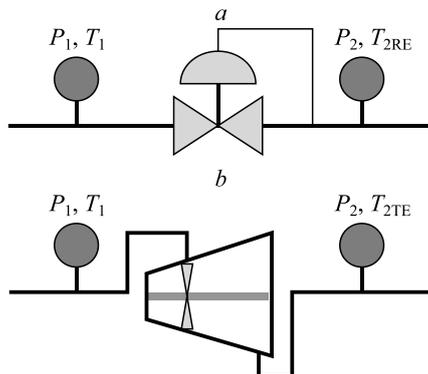


Рис. 1. Схема станций понижения давления с регулирующим дросселем (a) и с турбодетандером (b).

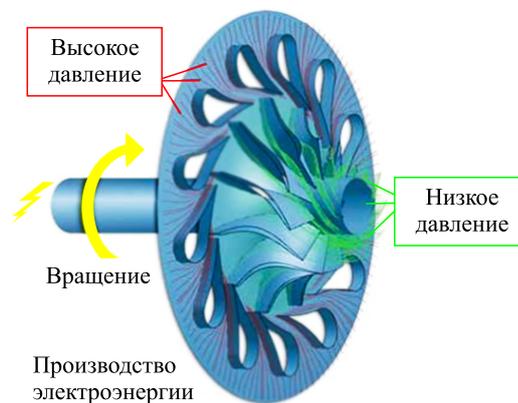


Рис. 2. Схема траектории движения потока для вращающихся компонентов турбодетандера [18].

турбулентности. Поэтому в основные уравнения добавлены уравнения кинетической энергии турбулентности и ее диссипации. Система основных уравнений для данной задачи имеет следующий вид [24, 25]:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

где u_i — усредненная по времени компонента скорости в направлении оси x_i , ρ — плотность газа;

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right], \quad (2)$$

где p — давление, μ_{eff} — эффективная динамическая вязкость;

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\kappa_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right), \quad (3)$$

где C_p — удельная теплоемкость, κ_{eff} — эффективная теплопроводность, T — температура;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + C_b - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

где k — скорость изменения кинетической энергии турбулентности, G_k — скорость изменения кинетической энергии турбулентности из-за градиента скорости, G_b — скорость изменения кинетической энергии турбулентности, вызванная плавучестью, a_k — число Прандтля для турбулентности;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{2\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (5)$$

где ε — скорость диссипации энергии турбулентности, α_ε — число Прандтля для диссипации турбулентности, $C_{1\varepsilon}$ и $C_{2\varepsilon}$ — константы. С помощью уравнений (4) и (5) можно вычислить эффективную вязкость по формуле

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \rho C_\mu \frac{\varepsilon^2}{\varepsilon}, \quad (6)$$

где $C_\mu = 0,09$ — константа. Природный газ является смесью нескольких газов, и его состав может отличаться для различных скважин. Он включает в себя метан, этан, пропан, бутан и другие более тяжелые углеводороды, пары воды, двуокись углерода, сернистый водород и другие примеси [26]. Как показывают полевые наблюдения, если температура природного газа достигает 0°C , то внутри оборудования образуются кристаллы льда и это ухудшает работу оборудования. В отдельных случаях лед может полностью заблокировать газопровод. Обычной мерой для борьбы с этим фактором является подогрев газа перед входом на участок понижения давления. Количество тепла для предварительного подогрева газа зависит от начальной температуры последнего и величины падения температуры, возникающей вследствие падения давления. Чтобы оптимизировать количество топлива, потребляемого на подогрев газа, важно определить величину падения температуры на станции понижения давления [27, 28].

Численное моделирование и граничные условия

Расчетная область включает пространство между соплами, пространство вокруг ротора и объем диффузора. Для целей численного моделирования выбран образец турбодетандера, показанный на рис. 3. На рис. 4 изображено расположение сопел и роторов такого турбодетандера. Для потока и стенок ротора используется вращающаяся система координат. Поток моделируется для условий стационарного течения. Для дискретизации уравнений применяется противопоточная разностная схема. Для решения разностных уравнений используется метод расщепления. Задача сформулирована для постоянного входного и выходного давлений и для трех величин входной температуры. Природный газ содержит большую долю метана, а остальные газовые компоненты имеют близкие свойства [29], поэтому в настоящей статье рассматривается случай прокачки чистого метана.

Для решения поставленной задачи применялось программное обеспечение моделирования решения гидродинамических задач. Численные алгоритмы основаны на методе конечных объемов. Для задачи использовались следующие граничные условия:

- задано полное давление и постоянная температура на входных границах;
- задан массовый расход на входе и направление потока, перпендикулярное входной плоскости;
- стенки ротора совпадают с началом координат, а скорость вращения ротора выбирается методом проб и ошибок;
- граничные условия на остальных стенках, включая сопла, диффузор и пр. аналогичны граничным условиям для неподвижных стенок;
- имеет место привязка координат к вращающейся системе координат с нулевой скоростью вращения относительно стенок.

Для нахождения скорости вращений ротора используется метод проб и ошибок. В качестве начального предположения скорость газа вычисляется из известного расхода потока и диаметра канала. Затем из полученной скорости потока газа и диаметра ротора вычисляется скорость вращения ротора. Задача решается для заданной начальной скорости вращения ротора, и при этом вычисляется крутящий момент ротора. С помощью величины крутящего момента находится выходная мощность, которая далее сравнивается с мощностью, полученной в работе [10]. В случае несовпадения этих величин вводится поправка на скорость вращения ротора и процедура повторяется.

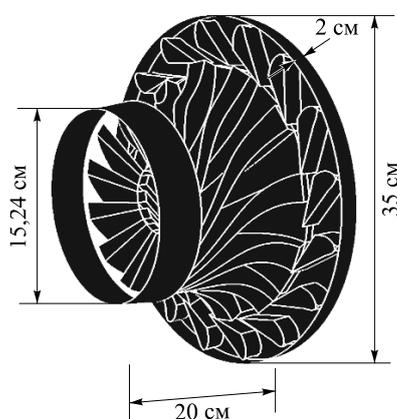


Рис. 3. Размеры расчетной области.

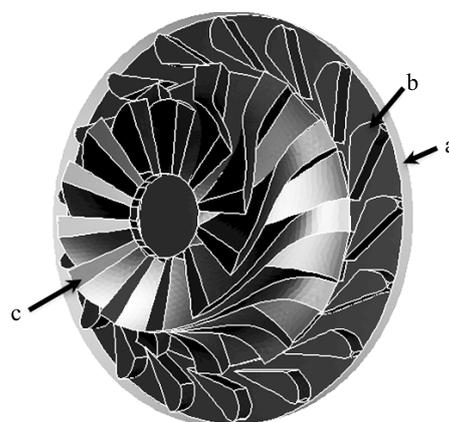


Рис. 4. Область сопла и турбины: входной поток (а), сопла (b), ротор (с).

Таблица 1
Анализ влияния расчетной сетки

Минимальная выходная температура	Число ячеек
-33,62	441734
-34,83	1103220
-35,19	1545953
-35,21	2167891
-35,22	2821546

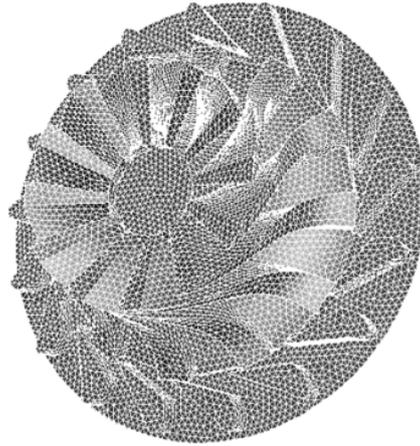


Рис. 5. Вид расчетной сетки для моделирования работы лопастей и сопел турбины.

Вычислительная область задачи разбивается на ячейки в виде тетраэдров. В целом для случаев сложной геометрии применение ячеек на основе треугольников или тетраэдров экономит время вычислений и компьютерные ресурсы по сравнению с сетками, построенными на основе гексагональных или квадратных элементов [30]. Одним из важных параметров рассматриваемой задачи является выходная температура газового потока. Поэтому именно выходная температура использовалась для анализа влияния расчетной сетки на результаты моделирования. В табл. 1 показаны результаты моделирования выходной температуры для пяти различных сеток. Согласно этим данным, сетка с 1545953 ячейками является самой подходящей для численного моделирования (см. рис. 5). Дальнейшее повышение числа ячеек не имеет существенного влияния на результаты моделирования.

Проверка

В работе [10] экспериментально определялось понижение температуры природного газа при прохождении через турбодетандер (для конкретных входных условий по температуре и давлению). Входными условиями для турбодетандера являлись температура газа и давление, которые составляли соответственно 10 °С и 80 бар. При этом падение давления на устройстве составило 20 бар, а выходная температура — 71 °С. В представленной работе для проверки точности численного моделирования были выбраны условия

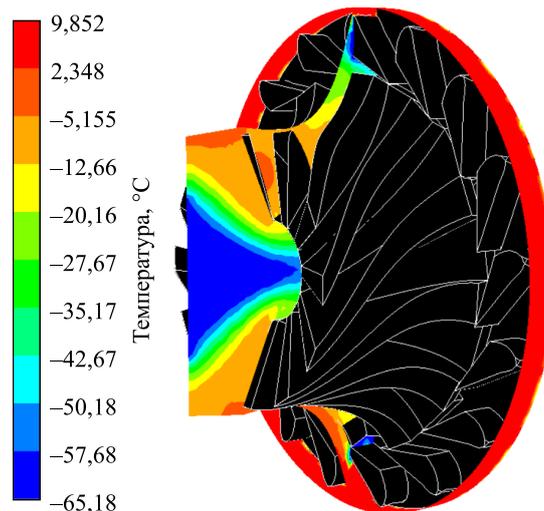


Рис. 6. Моделирование температурного поля для турбодетандера при условиях, аналогичных использованным в экспериментальной работе [10].

Рис. 7. Векторное поле скорости в области входа, сопел и турбины.

задачи из экспериментальной работы [10]. Результаты моделирования показаны на рис. 6. Как видно из диаграммы, выходная температура для центральной области моделирования равна $-5,18\text{ }^{\circ}\text{C}$, при этом разница с экспериментальными данными составляет $8,2\%$.

Результаты

Согласно вышеописанным условиям, моделирование потока проводилось для вариантов высокого, умеренного и низкого давлений, что соответствует входным давлениям 73, 48 и 27 бар. Согласно уровню выходного давления газа, станции понижения давления были разделены на две группы: городские входные станции (CGS, City Gate Station) и гибридные станции (Town Board Station) с выходным давлением газа на уровне 17 и 4,1 бар [31]. Для указанных значений давления и двух вариантов входной температуры газа (10 и $25\text{ }^{\circ}\text{C}$) были вычислены величины выходной температуры и давления.

Данные на рис. 7, 8 и 9 описывают случай устройства с входным давлением газа, равным 73 бар. При этом выходное давление составляло 4,1 бар, в входная температура потока — $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Векторы скорости для входного блока, сопел и турбины приведены на рис. 7. Поле давления для сопел и ротора показано на рис. 8. Температурное поле для выходного сечения диффузора изображено на рис. 9. Как видно из результатов моделирования, большая часть температурных изменений происходит в центральной области поверхности. Из-за небольшой длины диффузора и близости потока к ротору этот выходной поток имеет асимметричную картину.

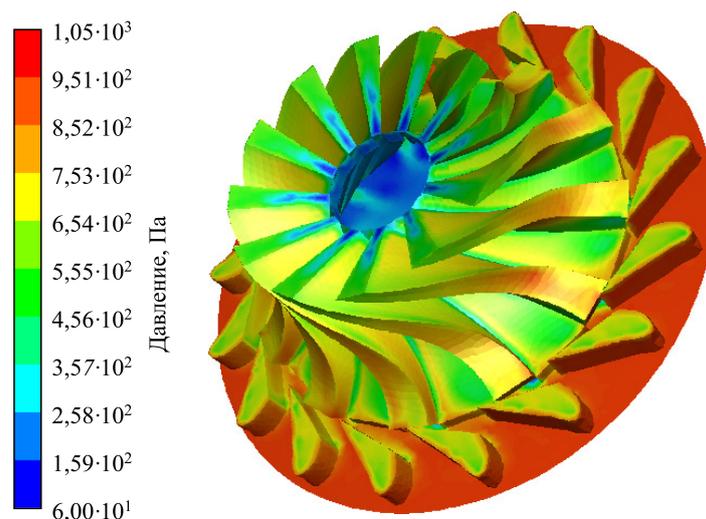


Рис. 8. Поле давления для областей моделирования сопел и ротора.

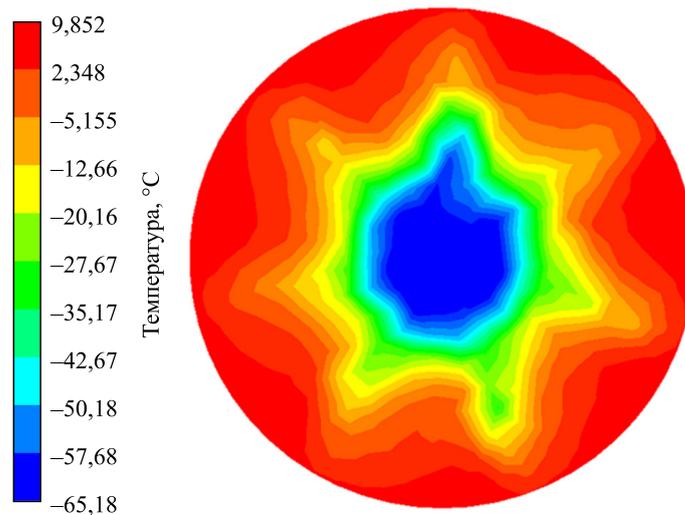


Рис. 9. Поле температуры для выходного сечения диффузора.

Нижняя температура выходящего газа из турбодетандера Станции с высоким давлением

Для станций высокого давления характерно давление выше 69 бар (1000 psi). В настоящей работе рассматривается номинальное давление, равное 72 бар (1050 psi). Отметим, что в данном исследовании изучаются станции с уровнями выходного давления, равными 17 и 4,1 бар, что характерно для обоих классов станций понижения давления: CGS и гибридных станций. При этом моделирование проводилось для входной температуры газа, равной 0 или 25 °C. Как видно из табл. 2, численное моделирование выполнялось для четырех рабочих режимов, для которых вычислялась температура газа на выходе. Падение температуры при прохождении турбодетандера больше, чем изменение температуры, вызванное падением давления на вентиле, что объясняется работой, производимой турбодетандером, а именно: часть энергии сжатого газа идет на генерацию работы, а энтальпия и температура газа понижаются. Согласно результатам из этой таблицы, для станций с высоким входным давлением характерна очень низкая выходная температура. Если использовать регулирующий дроссель, то температура газа упадет ниже 0 °C. Но в случае турбодетандера ситуация является более критичной и температура газа резко понижается. Таким образом, авторы не рекомендуют применять турбодетандер для таких станций.

Таблица 2
Выходная температура, вычисленная для станций высокого давления

Входное давление, бар	Выходное давление, бар	Входная температура, °C	Выходная температура после турбодетандера, °C	Выходная температура после дросселя, °C [32]
72	1,2	10	-77,51	-26,46
72	1,2	25	-67,51	-11,46
72	4,1	10	-97,14	-35,19
72	4,1	25	-89,96	-20,12

Таблица 3

**Результаты моделирования выходной температуры
для понижающих станций с умеренным давлением**

Входное давление, бар	Выходное давление, бар	Входная температура, °С	Выходная температура после турбодетандера, °С	Выходная температура после дросселя, °С [32]
48	17	10	-38,29	-10,51
48	17	25	-27,54	4,51
48	4,1	10	-59,83	-19,17
48	4,1	25	-49,31	-4,17

Станции с умеренным давлением

Для станций с умеренным давлением среднее давление составило 48 бар. Численное моделирование потока проводилось для выходных давлений 17 и 4,1 бар при двух уровнях входной температуры — 10 и 25 °С. Значения выходной температуры газа приведены в табл. 3. Для сравнения в таблице приводятся данные по понижению температуры из-за падения давления на регулирующем дросселе, полученные экспериментально. Видно, что выходная температура имеет низкое значение, но не настолько, насколько для станций с высоким исходным давлением. Следовательно, можно использовать турбодетандер с нагревателем достаточной мощности.

Станции с низким давлением

Для класса станций с низким давлением среднее входное давление составило 27,6 бар. Как и в предыдущих примерах, проводилось моделирование потока для выходного давления на уровне 17 и 4,1 бар при входной температуре потока на уровне 10 и 25 °С. Результатом моделирования является выходная температура потока (см. табл. 4). Полученные данные показывают, что эта температура не является низкой и турбодетандер можно использовать без нагревателя (для ряда вариантов). Для газа с температурой на входе 25 °С и давлениями на выходе 17 и 4,1 бар температура после турбодетандера будет выше 0 °С, и это устройство можно использовать без дополнительных условий. Для варианта давления 17 бар и входной температуры, равной 10 °С, для решения проблемы достаточно использовать смеситель потока после турбодетандера.

Таблица 4

**Результаты моделирования выходной температуры
для понижающих станций с низким давлением**

Входное давление, бар	Выходное давление, бар	Входная температура, °С	Выходная температура после турбодетандера, °С	Выходная температура после дросселя, °С [32]
27,6	17	10	-6,03	3,16
48	17	25	7,64	18,16
48	4,1	10	-27,55	-5,49
48	4,1	25	14,03	1,87

Выводы

В статье представлены результаты численного моделирования потока природного газа через турбодетандер. Верификация с экспериментальными данными проводилась по выходной температуре газа. Результаты моделирования получены для понижающих станций с высоким, умеренным и низким давлениями. Для сравнения эффективности работы турбодетандера и понижающего дросселя рассматривались данные, полученные при применении дросселя (известные из литературных источников), и данные, полученные с использованием турбодетандерного агрегата для трех типов станций понижения давления. Как оказалось, падение температуры при расширении газа в турбодетандере сильно отличается от случая с применением понижающего дросселя. Турбодетандер при падении давления на 9 psi (0,6 бар) создает падение температуры на 1 °С. Для понижающего дросселя такое же падение температуры обеспечивается при понижении давления на 22 psi (1,5 бар). Моделирование распределения температуры на выходе турбодетандера показывает резкие изменения температуры потока. Таким образом, можно сформулировать следующие выводы. На понижающих станциях с высоким давлением не рекомендуется использовать турбодетандер. Для варианта станций с умеренным давлением возможно использовать турбодетандер в комбинации с нагревателем газа. В случае понижающих станций с низким давлением газ в центральной зоне выходного блока имеет более низкую температуру по сравнению с другими точками, поэтому для данных станций следует использовать устройство смешения газа, которое поможет уменьшить энергопотребление на повторный нагрев природного газа.

Список литературы

1. Bloch H.P., Soares C. Turboexpanders and process applications. Gulf Professional Pub., 2001. 709 p.
2. Bishoge O.K., Zhang L., Mushi W.G., Matomela N. A literature survey of community participation in the natural gas sector in developing countries // Intern. J. of Energy Sector Management. 2019. Vol. 13, No. 4. P. 765–786.
3. Safarian S., Saboohi Y., Kateb M. Evaluation of energy recovery and potential of hydrogen production in Iranian natural gas transmission network // Energy Policy. 2013. Vol. 61. P. 65–77.
4. Andrei I., Valentin T., Cristina T., Niculae T. Recovery of wasted mechanical energy from the reduction of natural gas pressure // Procedia Engng. 2014. Vol. 61, No. 1. P. 986–990.
5. Neseli M.A., Ozgener O., Ozgener L. Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations // Energy Conversion and Management. 2015. Vol. 93. P. 109–120.
6. Kerry F.G. Industrial gas handbook : gas separation and purification. New York: CRC Press, 2007. 550 p.
7. Kun L.C. Expansion turbines and Refrigeration for gas separation and liquefaction. Boston, MA: Springer, 1988. Vol. 33. P. 963–973.
8. McDonald C.F. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines // Applied Thermal Engng. 2003. Vol. 23, No. 12. P. 1463–1487.
9. Poživil J. Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations // Acta Montanistica Slovaca. 2004. Vol. 9, No. 3. P. 258–260.
10. Maddaloni J.D., Rowe A.M. Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production // Intern. J. of Hydrogen Energy. 2006. Vol. 32, No. 5. P. 557–566.
11. Клименко А.В., Агабабов В.С., Борисова П.Н., Петин С.Н. Термодинамическая эффективность использования детандер-генераторных агрегатов на станциях технологического уменьшения давления транспортируемого природного газа // Теплофизика и аэромеханика. 2017. Т. 24, № 6. С. 961–968.
12. Клименко А.В., Агабабов В.С., Борисова П.Н., Петин С.Н., Корягин А.В. Влияние параметров процессов на показатели термодинамической эффективности детандер-генераторных агрегатов на станциях технологического уменьшения давления транспортируемого природного газа // Теплофизика и аэромеханика. 2018. Т. 25, № 4. С. 821–832.
13. Fundamentals of Natural Gas Pressure Drop Stations Design, Iranian National Gas Company, 2005.
14. Arabkoohsar A., Farzaneh-Gord M., Deymi-Dashtebayaz M., Machado L., Koury R.N.N. A new design for natural gas pressure reduction points by employing aturbo expander and a solar heating set // Renewable Energy. 2015. Vol. 81. P. 239–250.

15. **Hosseini Nazhad S.H., Sasanipour J., Parsaei M.R., Javidan R., Baghban A.** Estimating water content of natural gas: A radial basis function neural network method // *Petroleum Sci. and Technology*. 2017. Vol. 35, No. 18. P. 1852–1858.
16. **Baghban A., Sasanipour J., Goodarzi A.M.** Evolving ANFIS model to estimate sweet natural gas water content // *Petroleum Sci. and Technology*. 2017. Vol. 35, No. 18. P. 1807–1813.
17. **Шаганов В.Ш., Чиглинцева А.С.** О нагнетании гидратообразующего газа в снежный массив, насыщенный тем же газом, при переходе через точку плавления льда // *Теплофизика и аэромеханика*. 2018. Т. 25, № 18. С. 89–104.
18. **Marcuccilli F., Mathiasin H.** Kalina and organic rankine cycles: How to choose the best expansion turbine, electricity generation from enhanced geothermal systems. Strasbourg, 2006. 24 p.
19. **Versteeg H.K., Malalasekera W.** An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method, Pearson Education Ltd. 2007. 520 p.
20. **Hameed Y.A., Tarteb H.** Validation of numerical computations and turbulence models combinations for gas turbine cascade blade flow // *Engng. and Technol. J.* 2011. Vol. 29, No. 14. P. 2880–2899.
21. **Yakhot V., Orszag S.A.** Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory // *J. of Scientific Computing*. 1986. Vol. 1, No. 1. P. 3–51.
22. **Вакилипур С., Хабибниа М., Сабур М.Х., Риази Р., Мохаммади М.** Численный расчет давления на поверхности сильно нагруженной лопатки турбины в расчетных и нерасчетных условиях // *Теплофизика и аэромеханика*. 2017. Т. 24, № 3. С. 483–497.
23. **Чирков Д.В., Щербаков П.К., Чёрный С.Г., Скороспелов В.А., Турук П.А.** Численное исследование влияния вдува воздуха на кавитационное течение в радиально-осевой гидротурбине // *Теплофизика и аэромеханика*. 2017. Т. 24, № 5. С. 711–723.
24. **White F.M.** Viscous fluid flow. New York: McGraw-Hill Higher Education, 1991. 616 p.
25. **Nazer-Nejad M., Saffarian M.R., Behbahani-Nejad M.** Investigating the possibility of using the underground tunnel for air-conditioning in Tehran // *J. of the Brazilian Society of Mechanical Sci. and Engng.* 2018. Vol. 40, Iss. 9. P. 473-1–473-10.
26. **Chhetri A.B., Islam M.R.** Problems associated with conventional natural gas processing and some innovative solutions // *Petroleum Sci. and Technology*. 2008. Vol. 26, No. 13. P. 1583–1595.
27. **Fish D.J.** Freeze protection for natural gas pipeline systems and measurements instrumentation // Welker Engng Company, Sugar Land, TX, 2005.
28. **Fay T.** Freeze protection for natural gas pipeline systems and measurements instrumentation // Welker Engng Company, Sugar Land, TX, 2005.
29. **Routledge** handbook of Russian foreign policy / ed. A.P. Tsygankov. Taylor & Francis, 2018. 440 p.
30. **Soltani M., Rahimi Asl R.** Computational fluid dynamic with Fluent software (In Persian). Tehran: Tarrah Publication, 2012.
31. **Gas souzan** manufacturer and exporter of gas pressure reducing station. Электронный ресурс: <http://www.gas-souzan.com/en/products-2/gas-pressure-reducing-station> (дата обращения: 8.06.2018).
32. **Preventing** freezing of gas in a suitable way and removing the heater from pressure reduction stations. Isfahan Scientific Research Town, 2007.

*Статья поступила в редакцию 29 марта 2019 г.,
после переработки — 31 января 2020 г.,
принята к публикации 5 августа 2020 г.*