

# РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

УДК 536.24+621.1.016.4+622.691.4

А.Х. Григорян, к.т.н., доцент, ЗАО «Газпром Армения»  
(Ереван, Республика Армения), ashot\_grigoryan@gazpromarmenia.am

Один из основных факторов, препятствующих широкому применению турбодетандеров на газораспределительных станциях, – чрезмерно большой перепад температур в результате необратимого процесса адиабатического расширения газа. В отличие от реализуемого в настоящее время дросселирования в узлах редуцирования, при адиабатическом расширении не только вырабатывается электроэнергия, но и значительно понижается температура газа, вплоть до криогенных значений. Например, при снижении давления от 2,0 до 0,3 МПа при начальной температуре 283,15 К (10 °С) газ может охладиться до 180,15 К (-93 °С).

В статье рассматриваются вопросы, связанные с использованием тепловых отходов (холода), выделяемых при адиабатическом расширении газа в турбодетандере, для понижения давления газа и организации автономного энергоснабжения установки. Полученный холод предлагается использовать для охлаждения компримированного газа на автогазонаполнительной компрессорной станции по следующей схеме. После расширения в турбодетандере охлажденный газ в качестве хладагента по криогенному газопроводу направляется в узел охлаждения построенной рядом автогазонаполнительной компрессорной станции, где в специально спроектированном аппарате происходит теплообмен. Затем компримированный охлажденный газ направляется в аккумуляторы газонаполнительной станции, а расширенный нагретый газ – потребителю.

Предлагаемый метод можно применить практически на всех газораспределительных станциях, тем самым обеспечить их полностью автономное энергоснабжение и эффективную эксплуатацию автогазонаполнительной компрессорной станции.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНАЯ СТАНЦИЯ, ТУРБОДЕТАНДЕР, РАСШИРЕНИЕ, АВТОГАЗОНАПОЛНИТЕЛЬНАЯ КОМПРЕССОРНАЯ СТАНЦИЯ, КОМПРИМОВАННЫЙ ГАЗ, ТЕПЛОБМЕННИК, ОХЛАЖДЕНИЕ, АВТОНОМНОЕ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ.

Возможность использования теплоты, выделяющейся в процессе превращения потенциальной энергии той или иной системы в работу, всегда представляла научный интерес. В промышленности существует много отраслей производства, где излишки теплоты рабочего тела нерационально гасятся, тогда как вовлечение этих ресурсов в функционирование технологической системы приведет к уменьшению себестоимости продукции.

Одна из систем с огромным энергетическим потенциалом – газотранспортная система. Для транспортировки газа на дальние расстояния на компрессорных станциях периодически повыша-

ют его давление, а при организации газоснабжения потребителей давление приходится снижать. На сегодняшний день это осуществляется в узлах редуцирования газораспределительных станций (ГРС) путем дросселирования.

Опубликовано много трудов (см., например, работы [1, 2]), посвященных применению на ГРС турбодетандерных установок. Здесь основную проблему представляют криогенные температуры, которые достигаются в результате адиабатического расширения газа. Однако это обстоятельство можно рассматривать как потенциал для проектирования мощных холодильных комплексов или перенаправления энергии на подогрев газа перед

его подачей в городскую сеть. Холод – это энергоресурс с высокой стоимостью, в том числе за счет тепловых отходов. Поиск практичного и эффективного способа использования производимого в турбодетандерах ГРС холода стал основной задачей настоящей работы.

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА

В статье разработан метод использования достигаемых на автогазонаполнительных компрессорных станциях (АГНКС) низких температур для охлаждения газа после очередной ступени сжатия в компрессоре. Предлагается создание единой системы «ГРС – АГНКС». Основная идея состоит

**A.Kh. Grigoryan**, PhD in engineering, Associate Professor, Gazprom Armenia CJSC (Yerevan, Republic of Armenia), ashot\_grigoryan@gazpromarmenia.am

### Development of the method for increasing the efficiency of gas distribution stations

One of the main obstacles for using turbo-expanders at gas distribution stations is the excessive temperature differential resulting from irreversible adiabatic expansion of gas. Unlike the throttling process that is well-used these days in the reduction units, adiabatic expansion not only produces electric power but also reduces the gas temperature down to cryogenic values. For example, using pressure reduction from 2.0 MPa to 0.3 MPa at the initial temperature of 283.15 K (10 °C), the gas can be cooled down to 180.15 K (-93 °C).

The article addresses the issues related to using heat waste (cold) released in turbo-expander during adiabatic expansion to reduce the gas pressure while at the same time arranging an autonomous energy supply. It is suggested to use the cold to cool compressed gas at a natural gas vehicle refueling compressor station. The idea is to supply the cooled gas as a coolant to the gas cooling unit of a natural gas vehicle refueling compressor station that is built next to the gas distribution station. Then, the heat exchange takes place in a specially designed exchanger. The cooled compressed gas is then delivered to the gas refueling station batteries, and the expanded heated gas is sent to the consumer.

The proposed method can be used almost in any gas distribution station, thereby ensuring its completely autonomous energy supply and, at the same time, the efficient operation of natural gas vehicle refueling compressor station.

**KEYWORDS:** GAS DISTRIBUTION STATION, TURBO-EXPANDER, EXPANSION, NATURAL GAS VEHICLE REFUELING COMPRESSOR STATION, COMPRESSED GAS, HEAT EXCHANGER, COOLING, AUTONOMOUS ENERGY SUPPLY.

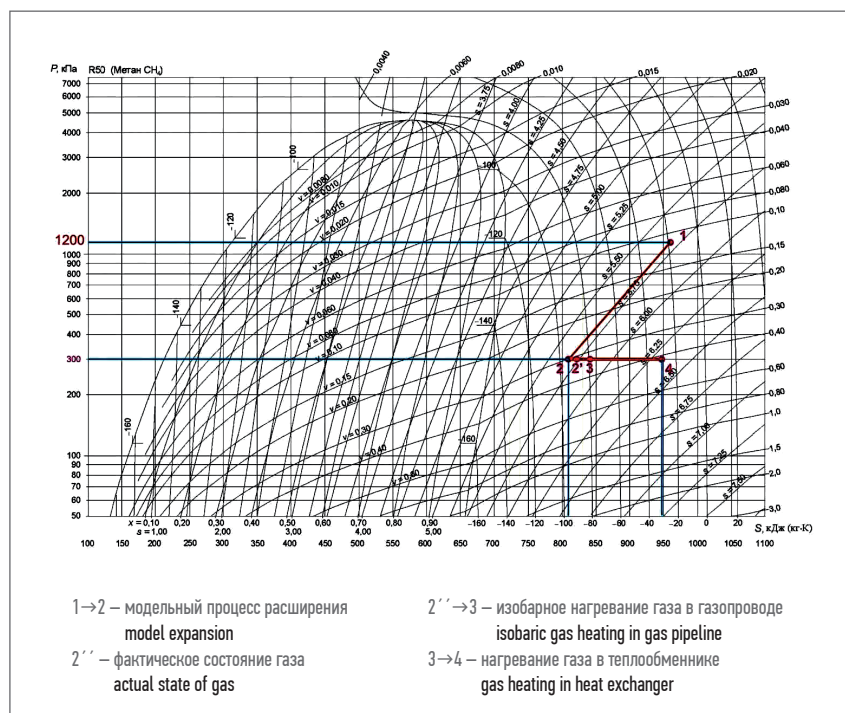


Диаграмма состояния метана в координатах энтальпия – давление  
Enthalpy – pressure state-transition diagram for methane

в следующем: рядом с действующей ГРС, где планируется установка турбодетандера, размещается АГНКС (при новом строительстве ее возведение закладывают в проект), в результате создается комплекс по производству электроэнергии и холода. Полученный в турбодетандере на ГРС охлажденный газ

в качестве хладагента по газопроводу с криогенной изоляцией направляется в узел охлаждения компримированного газа АГНКС. В газоохладителе происходит процесс теплообмена, затем компримированный охлажденный газ направляется в аккумуляторы и далее – на заправку автомо-

билей, а расширенный нагретый газ – в городскую сеть. При этом можно спроектировать АГНКС сравнительно малой мощности, чтобы выработанные количества электроэнергии и холода полностью покрывали ее нужды.

Реализация данной идеи также поможет решить ныне существующую проблему гидратообразования и исключить из технологической схемы узел подогрева газа ГРС.

### РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ПОЛУЧАЕМОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

В данной статье не приводится тепловой расчет АГНКС. Для расчета площади поверхностей теплообменника использованы значения, полученные в [3] для определенной станции по конкретному техническому заданию.

На энтальпийной диаграмме состояния метана [4] (см. рис.) схематично изображен процесс адиабатического расширения газа в диапазоне давления от 1,2 до 0,3 МПа с начальной температурой 280 К. По условным исходным данным показаны характеристики процессов изобарного нагревания газа в газопроводе (в результате тепловых поступлений), нагревания газа в теплообменнике и охлаждения компримированного газа.

Количество вырабатываемой электроэнергии можно рассчитать с помощью полученного автором эмпирического уравнения определения теоретического количества работы  $L_T$  (кДж/кг) 1 кг газа в процессе его адиабатического расширения от начального давления  $P_1 = 1,2$  МПа до конечного давления  $P_2 = 0,3$  МПа при заданной начальной температуре  $T_1$  [5]:

$$L_T = -6 \cdot T_1 \cdot 10^{-6} + 8,4 \cdot T_1^2 \cdot 10^{-3} - 3,1538 \cdot T_1 + 583,2. \quad (1)$$

Действительную мощность системы  $N$  (кВт) определяем по формуле:

$$N = G_1 \cdot L_T \cdot \eta_{ad} \cdot \eta_T \cdot \eta_{gen}, \quad (2)$$

где  $G_1$  – массовый поток газа в турбине, кг/с;  $\eta_{ad} = 0,8$  д. ед. – внутренний адиабатный коэффициент полезного действия (КПД) турбины;  $\eta_T = 0,92$  д. ед. – коэффициент потери энергии в узле турбодетандер – электрогенератор;  $\eta_{gen} = 0,96$  д. ед. – КПД электрогенератора.

Количество вырабатываемой электроэнергии  $E$  (кВтч) составит:

$$E = N \cdot n \cdot A, \quad (3)$$

где  $n$  – количество рабочих часов;  $A = 0,5$  д. ед. – усредненный годовой коэффициент неравномерности поступающего в турбодетандер газа.

#### РАСЧЕТ ПОГЛОЩАЕМОЙ ПРИ РАСШИРЕНИИ ГАЗА ТЕПЛОТЫ

Количество холода можно оценить по формуле для теплоты  $Q$  (кДж) [6]:

$$Q = G_1 \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1), \quad (4)$$

где  $G_1$  – массовый поток газа в турбине, кг/с;  $c_p$  – изобарная теплоемкость газа, кДж/(кг·К);  $T_1$  и  $T_2$  – температура газа в начале и конце процесса соответственно, К. Здесь можно применить значения энтальпии, которые легко определить по диаграмме состояния (см. рис.). Такой подход более целесообразен, поскольку в течение



процесса с изменением давления и температуры меняются и величина изобарной теплоемкости газа, и, соответственно, коэффициент адиабаты. Более точные результаты рассчитываются именно с помощью действительных значений энтальпии (с учетом неизбежных термодинамических потерь):

$$Q = G_1 \cdot (H_2 - H_1), \quad (5)$$

где  $H_1$  и  $H_2$  – значения энтальпии газа в начале и конце процесса соответственно, кДж/кг.

С помощью той же формулы (5) можно определить и количество теплоты, которая выделяется при компримировании природного газа на АГНКС после каждой ступени процесса адиабатического сжатия.

#### ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ КРИОГЕННОГО ГАЗОПРОВОДА

Тепловые потери конструкции криогенного газопровода (тепловые поступления в газопровод) комплекса «ГРС – АГНКС» определяются с использованием значительного термического сопротивления стальной трубы, отдельных слоев изоляции и грунта по формуле [7]:

$$R_k = R_{ct} + R_1 + \dots + R_i + R_{гр}, \quad (6)$$

где  $R_k$  – термическое сопротивление конструкции, мК/Вт;  $R_{ct}$  – термическое сопротивление стали, мК/Вт;  $R_i$  – термическое сопротивление

каждого слоя изоляции, мК/Вт;  $R_{гр}$  – термическое сопротивление грунта, мК/Вт. В качестве оптимального решения принята следующая конструкция [8]:

- стальная труба, толщина 8 мм, коэффициент теплопроводности  $\lambda_{ст} = 52$  Вт/мК;
- пенополиуретан жесткий, толщина 0,07 м,  $\lambda_{ппу} = 19$  Вт/мК;
- полимерная лента ПВХ-СЛ, толщина 0,35 мм,  $\lambda_{пвх} = 2,7126$  Вт/мК [7].

Элементы конструкции можно изменять в зависимости от фактических показателей, касающихся отдельных ГРС (климатические условия, параметры газа, тип прокладки газопровода, протяженность и др.).

Термическое сопротивление материалов определяем с помощью формулы расчета тепловых поступлений для цилиндрических тел [7]:

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \left( \frac{d_{i+1}}{d_i} \right), \quad (7)$$

где  $d_{i+1}$  и  $d_i$  – наружный и внутренний диаметры трубы с учетом толщин последующих слоев. Термическое сопротивление грунта – по упрощенной формуле Форгхмейера [5]:

$$R_{гр} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{гр}} \cdot \ln 4 \cdot \left( \frac{h_{прив}}{d_n} \right), \quad (8)$$

где  $\lambda_{гр} = 1,74$  Вт/мК – коэффициент теплопроводности грунта [7];  $d_n$  – наружный диаметр трубы, м.

$$h_{прив} = h + \frac{\lambda_{гр}}{\alpha_{н/гр}}, \quad (9)$$

где  $h$  – расстояние по вертикали от оси трубы до поверхности грунта, м;  $\alpha_{n/гр} = 2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта.

$$h = h_0 + \frac{d_h}{2}, \quad (10)$$

где  $h_0$  – расстояние по вертикали от верха трубы до поверхности грунта, м.

Вычислим температуру газа на входе в теплообменник. Для этого нужно определить тепловые потери. Тепловые потери трубопровода  $q_{тр}$  (Вт/м) составят:

$$q_{тр} = \frac{T_{гр} - T'_2}{R_k}, \quad (11)$$

где  $T_{гр}$  – температура грунта, К;  $T'_2$  – температура газа после процесса расширения, К. Тепловые потери по всей протяженности газопровода  $Q_{тр}$  (Вт):

$$Q_{тр} = l \cdot q_{тр}, \quad (12)$$

где  $l$  – протяженность хладагентного газопровода, м.

Перепад температур  $\Delta T$  (К) определяем по формуле:

$$\Delta T = \frac{Q_{тр}}{C_p} \cdot G_1. \quad (13)$$

Температура газа на входе в теплообменник  $T_3$  (К) будет равняться:

$$T_3 = T'_2 - \Delta T. \quad (14)$$

## ВЫВОДЫ

В результате вышеприведенных расчетов можно определить все параметры, необходимые для проектирования комплекса по выработке электроэнергии и холода: технические характеристики турбодетандера (турбины, генератора), конструкцию криогенного газопровода, размеры площади поверхности теплообменника и вспомогательных приборов.

Ожидаемые результаты при реализации предлагаемого проекта:

- полное обеспечение автономного надежного электроснабжения ГРС;
- упрощение технологической схемы ГРС (исключение узла подогрева газа, замена узлов редуцирования более современными аппаратами и приборами – турбодетандерными установками);



- существенная экономия финансовых средств за счет электроэнергии;
- экономия газа на нужды подогрева;
- снижение расходов электроэнергии на АГНКС или полное автономное электроснабжение;
- сокращение выбросов тепличных газов в атмосферу.

Ввиду того, что рентабельность деятельности АГНКС не вызывает сомнений, предлагаемый метод дает возможность заменить узлы редуцирования турбодетандерными установками практически на всех ГРС, что помимо надежного автономного энергоснабжения обеспечит также высокий экономический эффект с коротким сроком самоокупаемости системы. ■

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гатауллина А.Р., Байков И.Р., Молчанова Р.А., Кулагина О.В. Использование энергии давления транспортируемого природного газа // Транспорт и хранение нефтепродуктов. 2013. № 2. С. 37–39.
2. Губарев В.Я., Картель А.Ю. Разработка схемы и эксергетический анализ работы ДГА с возможностью одновременного получения электроэнергии и «глубокого холода» // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. 2014. № 3 (61). С. 40–44.
3. Григорян А.Х. Разработка альтернативной модели системы охлаждения сжатого газа на СПХГ // Газовая промышленность. 2015. № 7 (725). С. 101–102.
4. Васьюк Е.Т. Термодинамические основы тепловых насосов. СПб.: СПбГАСУ, 2007.
5. Григорян А.Х. Разработка установок совместного производства электроэнергии и холода на базе использования энергетического потенциала газа в газотранспортных системах и методов их расчета и проектирования: дис. ... к.т.н. Ереван: 2007.
6. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика М.: Издательский дом МЭИ, 2016.
7. Козин В.Е., Левина Т.А., Маркова А.П. и др. Теплоснабжение. М.: Высшая школа, 1980.
8. Григорян А.Х. Метод повышения эффективности эксплуатации станций подземного хранения газа // Газовая промышленность. 2010. № 6 (647). С. 76–78.

## REFERENCES

- (1) Gataullina AR, Baikov IR, Molchanov RA, Kulagina OV. Energy use pressure of the transported natural gas. *THNP = Transport i hranenie nefteproduktov i uglevodородного syr'ya*. 2013; (2): 37–39. (In Russian)
- (2) Gubarev VJa, Kartel' AYu. Development of the scheme and exergy analysis of the EGS with the possibility of the simultaneous production of electricity and "deep cold". *Proceedings of the Voronezh State University of Engineering Technologies = Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta inzhenernyh tekhnologij*. 2014; 61(3): 40–44. (In Russian)
- (3) Grigoryan AKh. Development of an alternative model of compressed gas cooling system at UGSF. *Gas Industry = Gazovaya Promyshlennost'*. 2015; 725(7): 101–102. (In Russian)
- (4) Vaskov ET. *Thermodynamic Basics of Heat Pumps*. Saint-Petersburg: Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (SPSUACE); 2007. (In Russian)
- (5) Grigoryan AKh. *Development of joint power and cold production plants based on using energy potential of gas in gas transport systems and methods of gas transport systems calculation and design*. PhD thesis. National University of Architecture and Construction of Armenia; 2007. (In Armenian)
- (6) Kirillin VA, Sychev VV, Sheyndlin AYe. *Technical Thermodynamics*. Izdatelskiy Dom MEI; 2016. (In Russian)
- (7) Kozin VYe, Levina TA, Markova AP, et al. *Heat Supply*. Moscow: Vysshaya Shkola; 1980. (In Russian)
- (8) Grigoryan AKh. Method for improving the efficiency of underground gas storage facilities. *Gas Industry =Gazovaya Promyshlennost'*. 2010; 647(6): 76–78. (In Russian)