

Разработка альтернативной модели системы охлаждения сжатого газа на СПХГ

А. Х. Григорян (ЗАО «Газпром Армения», Аракатский ФГГ, Республика Армения, Веди)

E-mail: ashotgrigoryan@yandex.ru

Разработана новая модель основного элемента – теплообменника системы охлаждения сжатого газа на станции подземного хранения газа (СПХГ). Произведены тепловые, конструктивные расчеты для определения необходимых параметров теплообменника-газоохладителя нового типа, где в качестве хладагента выступает расширенный охлажденный газ, полученный в результате адиабатического расширения газа в турбодетандере, переоборудованном вместо узлов редуцирования на газораспределительной станции (ГРС), расположенной вблизи СПХГ. Определены площадь поверхностей теплопередачи, внешние размеры теплообменника. В расчетах теплообменника выявлена взаимосвязь между температурой выхода охлажденного газа и площадью поверхностей теплопередачи. С помощью математической модели определены оптимальные параметры вышеуказанных величин. В статье обоснована высокая энергоэкономическая эффективность разработанной системы и, следовательно, целесообразность ее применения.

Ключевые слова: СПХГ, теплообменник-газоохладитель, расширенный-охлажденный газ, сжатый-нагретый газ, энергосбережение.

Автором произведены расчеты теплообменника новой системы охлаждения сжатого газа на СПХГ с использованием потенциальной энергии газа в магистральных газопроводах. Суть состоит в следующем: посредством переоборудования турбодетандерами узлов редуцирования на ГРС можно осуществить снижение давления газа вместо процесса дросселирования процессом адиабатического расширения. После расширения в турбодетандере охлажденный газ по трубопроводу с криогенной изоляцией переправляется в СПХГ для применения его в теплообменнике как хладагента для охлаждения сжатого газа после газоперекачивающего агрегата, например 1-й ступени [1]. Предложенный метод можно применить и на близрасположенных к ГРС автогазонаполнительных компрессорных станциях, где также предусмотрено охлаждение компримированного газа.

Как известно, в турбодетандере в процессе расширения помимо превращения потенциальной энергии в механическую значительно падает температура газа, поскольку газ совершает полезную работу за счет своей внутренней энергии – энтальпии. На диаграмме состояния метана «энтальпия – давление»

($i = \log p$) [2] показано, что при расширении газа с $p_1 = 1,2$ МПа до $p_2 = 0,3$ МПа температура снижается до -93°C , а с учетом неизбежных термодинамических потерь – не выше -71°C (202 К) [2].

Расчеты количества холода произведены по усредненным показателям пропускной способности ГРС средней мощности и заправки газа в СПХГ в летнем периоде.

Проведем расчет площади поверхностей и внешних размеров основного элемента

системы охлаждения – теплообменника, где происходит теплообмен между сжатым – нагретым газом и расширенным – охлажденным газом.

Площадь поверхностей теплопередачи можно определить по следующей формуле [3]:

$$F = Q / \Delta t_{\log} k, \quad (1)$$

где Q – количество холода, кВт; k – коэффициент теплопередачи газоохладителя, равный $0,030$ кВт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$); Δt_{\log} – среднелогарифмическая разность потоков сжатого и охлажденного газов [4]:

$$\Delta t_{\log} = [(\bar{T}_b - T_{2n}) - (\bar{T}_a - T_3)] / \ln[(\bar{T}_b - T_{2n}) / (\bar{T}_a - T_3)] = [(308 - 218) - (365 - 278)] / \ln[(308 - 218) / (365 - 278)] = 88,5; \quad (2)$$

$T_1 = 283$ К, $T_{2n} = 218$ К, $T_3 = 278$ К, $\bar{T}_a = 365$ К и $\bar{T}_b = 308$ К.

Значения температур T_1 , T_{2n} , T_3 , \bar{T}_a и \bar{T}_b (температуры, соответственно, входа магистрального газа в турбодетандер, входа и выхода охлажденного газа и температуры в начале и конце процесса изобарного охлаждения $a - b$ сжатого газа) соответствуют действительным средним показателям этих величин на действующих ГРС и ПХГ.



Рис. 1. Разрез теплообменника

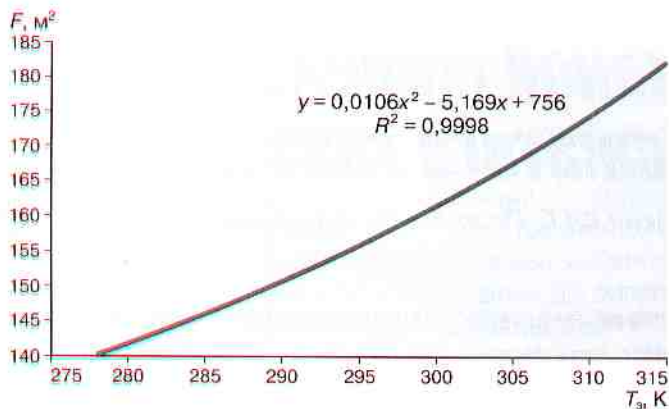


Рис. 2. График и уравнение функции $F(T_3)$

Площадь поверхностей теплопередачи составит:

$$F = 372/88,5 \cdot 0,030 = 140,1 \text{ м}^2.$$

Если спроектировать теплообменник в виде пучка труб при $D_{\text{упл}} = 50$ мм с толщиной стенки 4 мм, то получим следующее:

- площадь 1 м трубы:
 $f = \pi dl = 3,14 \cdot 0,058 \text{ м} \cdot 1 \text{ м} = 0,182 \text{ м}^2$;
- суммарная длина труб:
 $\sum L = F/f = 140,1/0,182 = 769,78 \text{ м}$;
- при длине в 3 м число труб:
 $n = 769,78/3 = 256,59 \approx 257$.

Если принимать межтрубное расстояние равным 45–50 мм, то при цилиндрическом исполнении диаметр теплообменника составит 2000–2100 мм, а длина – 4000 мм – с учетом конусообразных концов (рис. 1).

Из уравнений (1) и (2) очевидна взаимосвязь между площадью поверхностей теплообменника F и, соответственно, внешними размерами и конечной температурой охлажденного газа T_3 , т. е. повышение температуры T_3 приведет к увеличению площади поверх-

ностей (следовательно, внешних размеров, эксплуатационных расходов и т. д.) и наоборот.

В целях определения оптимальных параметров этих величин с помощью математической модели произведены оптимизационные расчеты, результаты которых представлены на графике (рис. 2). По графику видно, что функция – квадратичная и, следовательно, с увеличением значения температуры значение площади растет не пропорционально, а с приращением. Отсюда следует, что оптимальными являются параметры по возможности меньших значений. А именно $T_3 = 278 \text{ К}$, поскольку природный газ должен поступать в городскую сеть не ниже данной температуры [5]. Именно это значение температуры и использовалось в расчетах.

Аналогичным методом построен график конечной температуры сжатого газа T_b и площади поверхностей (рис. 3), где показано, что с понижением температуры (с тем, чтобы получить более низкую температуру в начале следующей ступени сжатия) также с приращением растет значение площади. Здесь выбрано значение $T_b = 308 \text{ К}$.

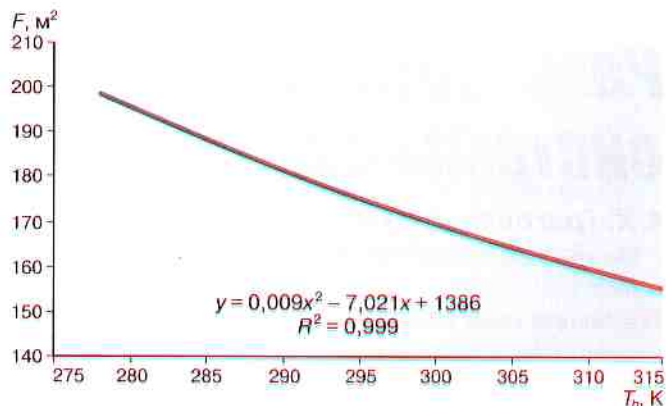


Рис. 3. График и уравнение функции $F(T_b)$

Применение этих двух графиков создает широкую возможность для выбора оптимальных параметров конечных температур процессов и площади поверхностей теплообменника.

Применение данного типа теплообменника вместо традиционных агрегатов воздушного охлаждения при вышеуказанных усредненных показателях ГРС и СПХГ экономит затраты на электроэнергию примерно на 15 % [1].

Список литературы

1. Григорян А.Х. Метод повышения эффективности эксплуатации станций подземного хранения газа // Газовая промышленность. – 2010. – №6. – С. 76–78.
2. 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: дисс. ... канд. техн. наук. – Ереван: Ереванский гос. ун-т архитектуры и строительства, 2007. – 140 с.
3. Быков А.В. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильной машины. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 248 с.
4. Шорин С.Н. Теплопередача. – М. – Л.: Госиздат, 1952. – 338 с.
5. Ионин А.А. Газоснабжение. – М.: Стройиздат, 1975. – 439 с.