

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Магистр техн. наук АБРАЗОВСКИЙ А. А.

ГИПК «ГАЗ-ИНСТИТУТ»

E-mail: abrazovsky@tut.by

INFLUENCE OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF CROSS- COUNTRY GAS PIPELINE ON OPERATIONAL INDICES OF COM- PRESSOR STATION

ABRAZOVSKY A. A.

SIRPD "GAS-INSTITUTE"

Выполнен анализ влияния технологических параметров магистрального газопровода на показатели работы компрессорной станции. Определены фактическая зависимость производительности газопровода и потребляемой мощности компрессорной станции, а также фактические показатели энергоэффективности газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: магистральный газопровод, технологические параметры, компрессорная станция.

Ил. 6. Табл. 2. Библиогр.: 7 назв.

The paper contains an analysis that reveals an influence of technological parameters of a cross-country pipeline on operational indices of a compressor station. An actual dependence of the gas pipeline capacity and consumed power of the compressor station and real indices of power efficiency of gas compressor units have been determined in the paper.

Keywords: cross-country gas pipeline, technological parameters, compressor station.

Fig. 6. Tab. 2. Ref.: 7 titles.

Различные варианты использования вторичных энергоресурсов (ВЭР) газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинным приводом были рассмотрены в [1, 2]. В качестве отправной точки для определения тепловых ВЭР компрессорной станции (КС) необходимо знать ее фактическую потребляемую мощность, а не номинальные показатели установленных ГПА. Показатели потребляемой мощности КС непосредственно связаны с производительностью газопровода, а именно отношением фактической и проектной производительности.

Производительность магистрального газопровода может весьма сильно разниться в течение года (рис. 1), что видно при рассмотрении режима работы газопровода «Теннеси» [3].

При столь существенной изменчивости загрузки газопровода необходимо определить взаимосвязь его производительности и потребляемой мощности КС. При рассмотрении газопровода с одинаковым расстоянием между КС, а также неизменными параметрами транспортируемого газа и установленных ГПА имеет место следующая зависимость: при изменении производительности газопровода на 1,0 % потребляемая мощность КС изменится на 3,2–3,5 % [4].

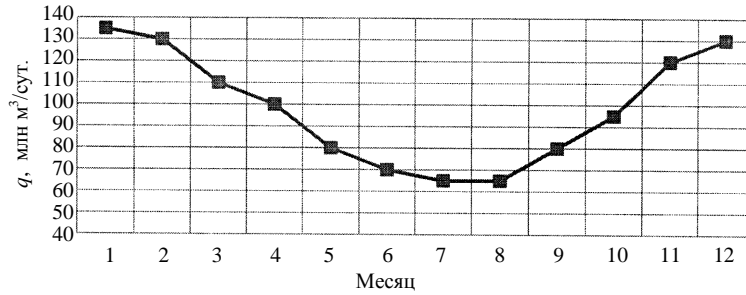


Рис. 1. Изменение производительности магистрального газопровода в течение года

Однако результаты статистического анализа технологических параметров нескольких КС демонстрируют отклонение теоретических и практических взаимосвязей между загрузкой газопровода и потребляемой мощностью КС (рис. 2–5). Это отклонение вызвано в первую очередь изменениями параметров газа и использования газотурбинной установки (ГТУ) с различными КПД.

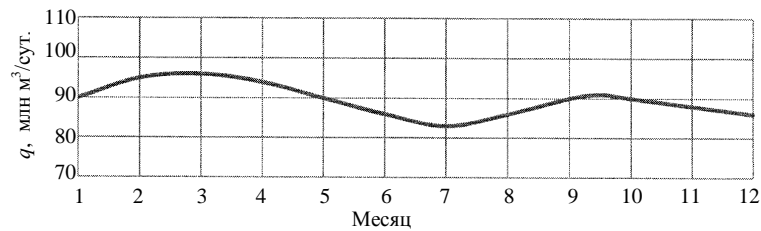


Рис. 2. Изменение производительности магистрального газопровода ООО «Газпром трансгаз Югорск» (2008 г.)

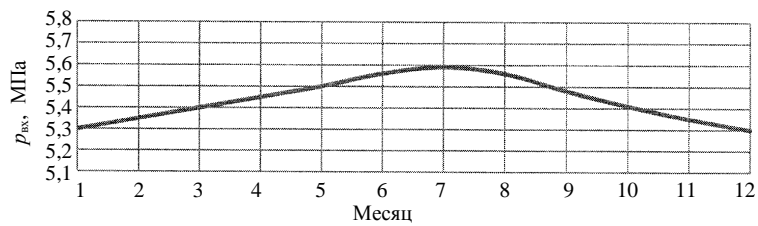


Рис. 3. Изменение давления газа на входе КС

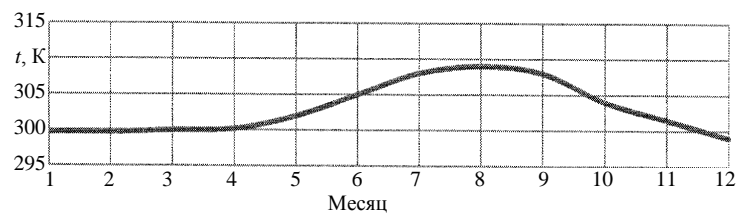


Рис. 4. Изменение температуры газа на входе КС

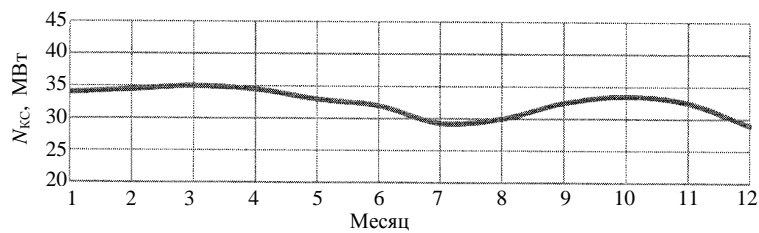


Рис. 5. Изменение потребляемой мощности КС

Фактическая зависимость $\bar{N}_{\text{КС}} = f(\bar{q})$ характеризуется коэффициентом влияния 1,9–2,5, т. е. при изменении относительной производительности газопровода на 1,0 % относительная потребляемая мощность КС изменится на 1,9–2,5 % (рис. 6).

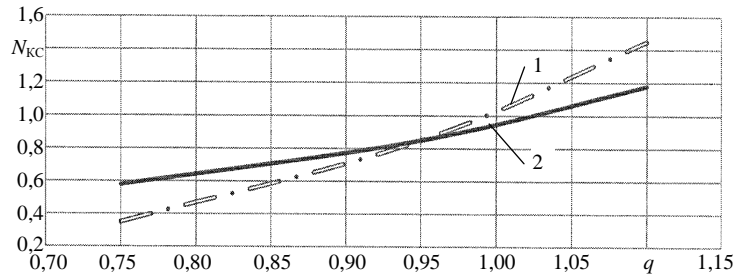


Рис. 6. Зависимость относительной потребляемой мощности КС от относительной производительности газопровода:
1 – теоретическая; 2 – фактическая зависимости

Для оптимизации работы ГПА необходимо иметь значение коэффициента полезного действия ГТУ. Причем для решения данной задачи надо знать действительное значение эффективного КПД ГТУ, которое часто значительно отличается от номинального значения, так как эффективность работы ГТУ в общем случае зависит от технического состояния и режима работы.

Для расчета действительного значения эффективного КПД воспользуемся методикой, предложенной в [5]. Рассмотрим следующие показатели энергоэффективности ГПА: фактический коэффициент полезного действия ГПА и удельный расход топливного газа ГПА.

КПД ГПА с газотурбинным приводом рассчитывается по следующей формуле:

$$\eta_{\text{ГПА}} = \eta_e \eta_{\text{пол}}, \quad (1)$$

где η_e – эффективный КПД ГТУ; $\eta_{\text{пол}}$ – политропный КПД центробежного нагнетателя.

Эффективный КПД ГТУ может быть рассчитан

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{\text{ТГ}} Q_{\text{М}}^{\text{н}}}, \quad (2)$$

где N_e – эффективная мощность на муфте привода, кВт; $G_{\text{ТГ}}$ – массовый расход топливного газа, кг/с; $Q_{\text{М}}^{\text{н}}$ – фактическая массовая низшая теплота сгорания природного газа, кДж/кг.

Эффективная мощность на муфте привода вычисляется по формуле

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{м}}}, \quad (3)$$

где N_i – внутренняя мощность нагнетателя, кВт; $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД нагнетателя, который принимается равным 0,985 или оценивается при проведении специальных испытаний.

Внутренняя мощность нагнетателя принимается согласно [5]

$$N_i = \frac{k}{k-1} z_{\text{ср}} R (T_{2\text{н}} - T_{1\text{н}}) G_{\text{н}}, \quad (4)$$

где $z_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента сжимаемости природного газа; R – газовая постоянная, кДж/(кг·К); $T_{1\text{н}}, T_{2\text{н}}$ – температура газа на входе и выходе нагнетателя, К; $G_{\text{н}}$ – массовая производительность нагнетателя, кг/с.

Политропный КПД нагнетателя можно определить по формуле

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{m_T}, \quad (5)$$

где m_T – температурный показатель политропы.

Также необходимо учитывать характеристики технического состояния ГТУ и центробежного нагнетателя для анализа причин возможного снижения показателей энергоэффективности ГПА. Удельный расход топливного газа $E_{\text{тг}}$, м³/(кВт·ч), вычисляется по формуле

$$E_{\text{тг}} = \frac{3600}{\eta_{\text{ГПА}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}}. \quad (6)$$

К настоящему моменту довольно широкое распространение получили агрегаты типа ГПА-Ц-16, которые на фоне агрегатов предшествующего поколения имеют более высокий номинальный КПД. После расчетов показателей энергоэффективности одного из ГПА этого типа на основании имеющихся измеренных параметров и указанной выше методики получены результаты, приведенные в табл. 1, 2.

Таблица 1

Измеряемые параметры ГПА

Наименование параметра	Единица измерения	Числовое значение
Барометрическое давление	МПа	0,101
Температура на входе в осевой компрессор	°С	9
Давление газа на входе в нагнетатель	МПа	5,61
Давление газа на выходе из нагнетателя	МПа	7,28
Температура газа на входе в нагнетатель	°С	19,2
Температура газа на выходе из нагнетателя	°С	44,1
Частота вращения ротора компрессора	1/мин	6525
Частота вращения ротора силовой турбины	1/мин	4505
Давление топливного газа	МПа	2,35
Температура топливного газа	°С	20,66
Перепад на диафрагме топливного газа	кПа	45,3
Температура газа перед силовой турбиной	°С	550
Газовая постоянная	кДж/(кг·К)	0,5089
Относительная плотность газа по воздуху	–	0,5653
Объемная теплотворная способность ($T = 293,15$ К)	кДж/м ³	33456

Таблица 2

Результаты расчета показателей эффективности и технического состояния ГПА

Показатель	Результат
Эффективный КПД ГТУ η_e	0,258
Политропный КПД нагнетателя $\eta_{пол}$	0,799
КПД ГПА $\eta_{ГПА}$	0,206
Коэффициент технического состояния ГТУ по мощности k_N	0,798
Коэффициент технического состояния ГТУ по топливному газу $k_{тг}$	0,945
Коэффициент технического состояния центробежного нагнетателя (ЦБН), $k_{ЦБН}$	0,961

Следует отметить, что предложенная методика пригодна лишь для расчета показателей работы двухвальных ГТУ простого термодинамического цикла. Для увеличения эффективности работы ГПА рекомендуется использовать ГТУ сложных термодинамические циклов, которые имеют более высокие теплотехнические показатели. С помощью метода малых отклонений изучено влияние эксплуатационных факторов на выходные параметры ГТУ как простого, так и сложного термодинамического циклов [6, 7]. По этим результатам можно сделать следующий вывод: усложнение термодинамической схемы ГТУ, кроме увеличения номинальных значений мощности и КПД, способствует снижению влияния эксплуатационных факторов на выходные параметры газотурбинного привода. Данный вывод еще раз подтверждает необходимость использования ГТУ сложных циклов для КС магистральных газопроводов.

ВЫВОДЫ

1. Уточнена фактическая зависимость производительности магистрального газопровода и потребляемой мощности компрессорной станции.
2. Определены фактические показатели энергоэффективности газоперекачивающего агрегата: коэффициент полезного действия и удельный расход топливного газа.

ЛИТЕРАТУРА

1. В л и я н и е теплоутилизационного «хвоста» компрессорной станции на эффективность работы газотурбинного привода с изобарным подводом теплоты и регенеративным теплоиспользованием / А. П. Несенчук [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2013. – № 4. – С. 37–46.
2. Э н е р г о с н а б ж е н и е предприятия мясоперерабатывающей отрасли за счет утилизационной теплоты ВЭР компрессорной станции магистрального газопровода / А. П. Несенчук [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2013. – № 6. – С. 32–36.
3. I n t e r s t a t e Natural Gas Pipeline Efficiency // INGAA. October 2010.
4. С а л ь н и к о в, С. Ю. Энергоэффективные технико-технологические решения в транспорте газа / С. Ю. Сальников // Наука и техника в газовой промышленности. – 2011. – № 1. – 19–33.

5. М е т о д и ч е с к и е указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов: ПР 51-31323949-43-99. – ОАО «Газпром».

6. Ч е р к е з, А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений / А. Я. Черкез. – М.: Машиностроение, 1965. – 355 с.

7. З ю з ь к о в, В. В. Методы повышения энергоэффективности компрессорных станций при реконструкции магистральных газопроводов / В. В. Зюзьков: дис. ... канд. техн. наук, 2011.

REFERENCES

1. N e s e n c h u k, A., Romaniuk, V., Abrazovsky, A., Begliak, A., Ryzhova, T., Begliak, V., & Kuzmin, R. (2013) Influence of Compressor Station Waste-Heat Recovery Section on Operational Efficiency of Gas Turbine Drive with Isobaric Heat Supply and Regenerative Heat. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii. Energetika* [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations. Energetika], 4, 37–46.

2. N e s e n c h u k, A., Abrazovsky, A., Ryzhova, T. (2013) Electric Power Supply of Meat Processing Enterprise through Heat of Compressor Station Secondary Energy Sources in Main Gasline *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii. Energetika* [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations. Energetika], 6, 32–36.

3. I n t e r s t a t e Natural Gas Pipeline Efficiency. Washington, INGAA, October 2010. Available at: <http://www.ingaa.org/File.aspx?id=10929> (accessed 25 January 2014).

4. S a l n i k o v, S. Yu. (2011) Power Efficient Technical and Technological Solutions in Gas Transportation. *Nauka i Tekhnika v Gazovoy Promyshlennosti* [Science and Technology in Gas Industry], (1), 19–33.

5. П Р 51-31323949-43-99. Methodological Instructions on Making Thermo-Technical and Gas-Dynamic calculations While Testing Gas Turbine gas Compressor Units. Moscow, VNIIGAZ. (In Russian, Unpublished).

6. Ч е р к е з, А. Я. (1965) *Engineering Calculations of Gas Turbine Engines While Using Small Deflection Method*. Moscow, Mashinostroenie.

7. З ю з ь к о в, В. В. *Metody Povysheniia Energoeffektivnosti Kompresornykh Stantsii Pri Rekonstruktsii Magistral'nykh Gazoprovodov. Dis. d-ra Tekhn. Nauk* [Methods for Higher Power Efficiency of Compressor Stations While Reconstructing Cross-Country Gas Pipelines. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 2011.

Представлена кафедрой ПТЭ и Т

Поступила 14.02.2014