

УДК 622.621

## ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ АГРЕГАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА

**А.П. АНДРИЕВСКИЙ, А.Ю. КИРЕЕВ, канд. техн. наук П.М. КЛЕПАЦКИЙ**  
(Полоцкий государственный университет)

*Рассмотрен вопрос энергосбережения при эксплуатации компрессорных станций газотранспортных систем путем оптимизации работы агрегатов воздушного охлаждения газа. Показано, что на решение задачи оптимизации энергозатрат на транспорт газа по газотранспортным системам необходимо создание автоматизированной системы, включающей в себя расчетные модели энергопотребляющих установок газотранспортных систем, систему сбора и обработки данных об изменении внешних параметров, влияющих на работу энергопотребляющего оборудования, расчетный и оптимизационный модули для проведения оптимизационных расчетов с учетом граничных условий и технологических ограничений газотранспортных систем.*

Магистральный транспорт газа является наиболее энергоемкой частью всей газовой промышленности. Ежегодно при транспортировании расходуется до 10 % добываемого природного газа (что составляет около 50.0 млрд, м<sup>3</sup> и значительное количество электроэнергии (около 14,0 млрд. кВт·ч). Анализ работ газотранспортных систем (ГТС) Беларуси и России показывает, что стоимость топливно-энергетических ресурсов в общей структуре эксплуатационных затрат достигает 80 %.

В этих условиях первостепенную важность приобретают задачи, связанные с повышением эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, уменьшением потерь энергии в процессе транспортирования газа, сокращением расходов на технологические нужды и т.д. Это относится также к режимам работы установок охлаждения транспортируемого газа (УОГ), входящих в состав основного технологического оборудования компрессорных станций (КС). Разработка методики и определение алгоритмов оптимизации режимов работы УОГ - один из этапов решения задачи энергосбережения при транспортировании газа.

Для решения поставленной задачи определим граничные условия. Пусть на условном участке газотранспортной системы есть КС1 с УОГ, линейная часть (ЛЧ) и оборудование КС до УОГ. Отборов газа на рассматриваемом участке нет.

Очевидно, что количество энергоресурсов, затраченных на выполнение задачи транспортировки газа, в общем случае зависит от характеристик ГПА, состояния линейной части газопровода, объемного расхода газа, физических и термодинамических характеристик газа и ряда других факторов.

По уравнению теплового баланса [1] определим степень охлаждения газа на УОГ (разница между температурами входа газа в УОГ и выхода из неё)  $\Delta T_{УОГ}^{КС1}$ :

$$Q_{УОГ}^{возд} = Q_{УОГ}^{газ};$$

$$G^g \cdot C_p^g \cdot (T_{вх}^g - T_{вых}^g) = G^a \cdot C_p^a \cdot (T_{вых}^a - T_{вх}^a),$$

отсюда

$$\Delta T_{УОГ}^{КС1} = \frac{G^a \cdot C_p^a \cdot (T_{вых}^a - T_{вх}^a)}{G^g \cdot C_p^g} = \frac{G^a \cdot C_p^a \cdot (T_{вых}^a - T_{вх}^a)}{Q \cdot \rho \cdot C_p^g}, \quad (1)$$

здесь  $C_p^g$  - средняя изобарная теплоемкость воздуха, кДж/кг·К;  $C_p^a$  - средняя изобарная теплоемкость газа, кДж/кг·К;  $Q$  - коммерческий расход газа через КС1, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  - плотность газа при стандартных условиях, кг/м<sup>3</sup>.

Давление газа на выходе из ЛЧ  $p_{вых}^{ЛЧ}$  определяется из соотношения [2]:

$$p_{вых}^{ЛЧ} = \sqrt{\left(p_{вх}^{ЛЧ}\right)^2 - \frac{Q^2 \cdot \lambda \cdot \Delta \cdot T_{cp} \cdot z_{cp} \cdot L}{106,276 \cdot d^5}}, \quad (2)$$

где  $p_{вх}^{ЛЧ}$  - давление газа на входе в ЛЧ, МПа, равное давлению газа на выходе из КС1,  $p_{вх}^{ЛЧ} = p_{вх}^{КС1}$ ;  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения трубопровода;  $\Delta$  - относительная плотность газа по воздуху;  $T_{cp}$  - средняя температура газа по длине трубопровода, К;  $z_{cp}$  - средний коэффициент сжимаемости газа

по длине трубопровода;  $L$  – длина ЛЧ, км;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода ЛЧ, м;  $T_{вых}^{ЛЧ}$  – температура газа на выходе из ЛЧ, К, которая определяется по формуле Шухова [2]:

$$T_{вых}^{ЛЧ} = T_{гр} + (T_{вх}^{ЛЧ} - T_{гр}) \cdot e^{-\alpha \cdot L} - D_i \cdot \frac{(p_{вх}^{ЛЧ})^2 - (p_{вых}^{ЛЧ})^2}{2 \cdot \alpha \cdot L \cdot \rho_{сп}^{ЛЧ}} \cdot (1 - e^{-\alpha \cdot L}) =$$

$$= T_{гр} + (T_{вх}^{КС1} - T_{гр}) \cdot e^{-\alpha \cdot L} - D_i \cdot \frac{(p_{вх}^{КС1})^2 - (p_{вых}^{ЛЧ})^2}{2 \cdot \alpha \cdot L \cdot \rho_{сп}^{ЛЧ}} \cdot (1 - e^{-\alpha \cdot L})$$

где  $T_{вх}^{ЛЧ}$  – температура газа на входе в ЛЧ, К, равная температуре газа на выходе из КС1,  $T_{вх}^{ЛЧ} = T_{вх}^{КС1}$ ;  $T_{гр}$  – температура грунта на глубине заложения оси трубопровода, К;  $\alpha$  – коэффициент снижения температуры газа по длине трубопровода, определяется из соотношения:  $\alpha = 0,225 \cdot \frac{k_{cp} \cdot d_n}{Q \cdot \Lambda \cdot C_p}$ , здесь  $k_{cp}$  – средний коэффициент теплопередачи от газа к грунту, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $d_n$  – наружный диаметр трубопровода ЛЧ, м;  $Q$  – расход газа, млн м<sup>3</sup>/сут;  $D_i$  – среднее значение коэффициента Джоуля – Томпсона,  $D_i = 3 - 5$  К/МПа.

Определим зависимость энергетических затрат на выполнение поставленной задачи от изменяющихся внешних и внутренних параметров функционирования системы. Энергозатраты в данном случае происходят на КС1 и КС2. Они состоят из затрат электроэнергии на привод электродвигателей агрегатов воздушного охлаждения (АВО) газа УОГ на КС1 и затрат энергии (электроэнергии или топливного газа) на компримирование газа в центробежных компрессорах, приводимых электродвигателем или газотурбинной установкой (ГТУ) на КС2.

Затраты электроэнергии на сжатие газа в центробежных компрессорах (в случае применения электродвигателей в качестве приводов ГПА) компрессорной станции КС2 описываются следующим соотношением, кВт:

$$E_{ГПА}^{КС2} = \frac{H_{ГПА}^{КС2} \cdot G^*}{\eta_{мех}} = \frac{H_{ГПА}^{КС2} \cdot Q \cdot \rho}{\eta_{мех}}, \tag{3}$$

здесь  $Q$  – коммерческий расход газа через КС 2, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  – плотность газа в стандартных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta_{мех}$  – механический КПД привода ГПА;  $H_{ГПА}^{КС2}$  – внутренний напор нагнетателя ГПА, кДж/кг, описывается следующим соотношением [1]:

$$H_{ГПА}^{КС2} = z_{св} \cdot R \cdot T_{вх}^{КС2} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left( (\epsilon_{КС2})^{\frac{k-1}{k} \eta_{мех}} - 1 \right). \tag{4}$$

Затраты электроэнергии на охлаждение газа в УОГ на КС1 описываются более сложно ввиду того, что для расчета конвективного теплообмена используются в основном эмпирические зависимости и численные методы расчета. Энергозатраты на охлаждение газа в УОГ представляют собой расход электроэнергии в электродвигателях, приводящих в действие вентиляторы агрегата воздушного охлаждения (АВО) газа. Для упрощения задачи оценки энергозатрат примем допущение, что загрузка УОГ осуществляется в нашем случае дискретно, без плавного регулирования расхода воздуха через агрегат. Таким образом, величина энергозатрат прямо пропорциональна количеству работающих АВО газа в УОГ. В первом приближении пренебрежем тем, что часть УОГ может работать в режиме свободной конвекции, т.е. охлаждение газа происходит без включения вентиляторов, обеспечивающих принудительную подачу охлаждающего воздуха, что в действительности вносит нелинейную поправку в коэффициент пропорциональности энергозатрат. Также пренебрежем зависимостью коэффициента загрузки АВО) газа от температуры наружного воздуха (от плотности воздушного потока, подаваемого вентилятором АВО газа).

Тогда величина энергозатрат на охлаждение газа в УОГ будет выражаться следующим линейным соотношением, кВт:

$$E_{УОГ}^{КС1} = E_{ном} \cdot n_{АВО}^{КС1},$$

здесь  $E_{ном}$  – номинальная мощность электродвигателя привода АВО газа, кВт,  $n_{АВО}^{КС1}$  – количество АВО газа, находящееся в работе.

$$n_{АВО}^{КС1} = \frac{G^{КС1}}{G_{АВО}^*} = \frac{Q^{КС1}}{Q_{АВО}^*},$$

где  $Q_{\text{АВО}}$  - расход газа через один АВО газа, при котором выдерживается условие снижения температуры газа на  $\Delta T_{\text{УИД}}^{КС1}$  на АВО газа.

Задача оптимизации расхода энергоресурсов в выбранной «элементарной ячейке» ГТС (УОГ КС1 – ЛЧ – ГПА КС2) решается минимизацией функции цели:  $E^{ГТС} = E_{\text{УОГ}}^{КС1} + E_{\text{ГПА}}^{КС2}$ , при выполнении «контрактных» условий на выходе из КС2.

Параметры газа и среды: давление, коммерческий расход и температура газа, температуры наружного воздуха и грунта, характеристики КС, ЛЧ и АВО газа являются исходными данными для решения задачи минимизации. Условия минимизации – «контрактные» условия на выходе из КС2. Искомые параметры – число работающих ГПА на КС2, число оборотов привода ГПА, число работающих АВО газа в УОГ на КС1.

Предварительный анализ зависимостей расхода энергии на транспортировку газа по ГТС, состоящей из двух «элементарных» ячеек, показывает, что уменьшение температуры выхода газа из КС1 ведет к увеличению расхода электроэнергии на УОГ КС1 за счет включения в работу дополнительного количества АВО газа. Одновременно с этим происходит уменьшение расхода энергии на компримирование газа и охлаждение газа на КС2. Факторами, уменьшающими расход энергии на КС2, будут:

а) уменьшение  $T_{\text{вх}}^{КС2} = T_{\text{вх}}^{\text{ПН}}$  (уменьшение  $T_{\text{вх}}^{КС2}$  на 3 °С ведет к уменьшению требуемой на сжатие газа энергии при прочих неизменных условиях на 1 %);

б) уменьшение необходимой степени сжатия на КС2  $\varepsilon_{КС2}$  за счет роста  $p_{\text{вх}}^{КС2} = p_{\text{вх}}^{\text{ПН}}$ .

Необходимо отметить, что существует ряд ограничений, вытекающих из приведенных выше формул. К примеру, степень охлаждения газа на КС1 должна быть такой, чтобы не допустить в ЛЧ передачу тепла от грунта к газу, т.е. желательно иметь на входе в КС2 температуру газа  $T_{\text{вх}}^{КС2} = T_{\text{гр}} + \Delta T$  при условии, что  $\Delta T > 0$  и  $\Delta T \rightarrow 0$ .

Это справедливо для ГТС, состоящей из двух КС: входной и выходной. Наличие в ГТС промежуточных КС значительно усложнит оптимизационный расчет за счет увеличения количества переменных и количества вариантов локальных оптимумов системы.

Расчет совместных энергозатрат, произведенный по данным о фактических режимах двух соседних КС газотранспортной системы и линейного участка между ними в различные периоды года (брались заведомо отличающиеся друг от друга режимы – зимний и летний), показал, что возможное снижение расхода электроэнергии на второй КС составляет до 4,7 % в зимнее время (при температуре наружного воздуха минус 5,6 °С и температуре грунта на глубине залегания газопровода +2,3 °С) и до 3,7 % в летнее время (при температуре наружного воздуха +24,2 °С и температуре грунта на глубине залегания газопровода +15,7 °С) в технически обоснованном диапазоне снижения температуры газа на предыдущей КС, что в абсолютном значении составляет 32,8 тыс. кВт·ч в зимнее время и 26,5 тыс. кВт·ч в летнее время.

Учитывая большое количество переменных, влияние которых значительно сказывается на решении задачи оптимизации энергозатрат на транспорт газа по ГТС, очевидной становится необходимость создания автоматизированной системы, включающей в себя расчетные модели энергопотребляющих установок ГТС, систему сбора и обработки данных об изменении внешних параметров, влияющих на работу энергопотребляющего оборудования, расчетный и оптимизационный модули для проведения оптимизационных расчетов с учетом граничных условий и технологических ограничений ГТС. Подобная система позволит осуществить обоснованный подход к разработке и внедрению энергосберегающих мероприятий на энергоиспользующем оборудовании, проводить подробный анализ фактических расходов различных видов энергии на компримирование газа при транспорте его по ГТС. Она также позволит оперативному персоналу эффективно управлять технологическим процессом транспортировки газа.

## ЛИТЕРАТУРА

- Теплотехника / А.М. Архаров, С.И. Исаев, И.А. Кожинной и др.; Под общей редакцией В.И. Крутова: Учебник. - М: Машиностроение, 1986.  
Деточкин А.В., Михеев А.Л., Волков М.М. Спутник газовика. Справочник. - М.: Недра, 1978.