

А. А. Андрижиевский, д-р техн. наук, профессор;
 А. Г. Трифонов, д-р техн. наук, профессор; Л. В. Новаш, науч. сотрудник
 (Объединенный институт энергетических и ядерных исследований «Сосны» НАН Беларуси)

ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОНАГРЕВАТЕЛЕЙ В СИСТЕМАХ УТИЛИЗАЦИИ ВЭР ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ

The results of the comparative analysis of possible ways of superfluous pressure recycling of natural gas in trunk gas pipelines on the basis of gas distribution system with turbine expander are submitted. Two variants of gas heating in heat exchange are considered as applied to turbo-expander installations. The optimization of mass and cost parameters of gas heater was carried. It was shown the variant of gas heater by means of exhaust flue gases is preferable.

Анализ проблемы. Для современной энергетики характерно существенное возрастание потребления природного газа. Для производства электроэнергии ежегодный прирост его потребления составляет около 15 %, а в общем энергобалансе доля газа достигает 30 %. Прогнозируемая мировая потребность в газе к 2050 г. возрастет по сравнению с нынешним уровнем более чем в 2 раза, а доля газа в производстве электроэнергии и тепла составит около 60 %.

С точки зрения энергосбережения, при выработке электроэнергии весьма перспективна утилизация энергии избыточного давления природного газа, подводимого по газопроводам к газораспределительным пунктам (ГРП) электростанций, с применением детандер-генераторных агрегатов (ДГА). Известно, что на пути к потребителю высокое давление газа многократно понижается. При этом потенциальная энергия сжатого газа теряется безвозвратно.

Многие европейские страны уже несколько десятков лет применяют эту технологию, устанавливая параллельно газоредуцирующим пунктам магистральных газопроводов специальные газорасширительные агрегаты – турбодетандеры.

Эти агрегаты понижают давление газа до требуемого потребителю и, выполняя функцию газораспределительных пунктов и станций, вырабатывают электроэнергию. В РБ такие агрегаты установлены на Лукомльской ГРЭС (в 2000 г.) и на ТЭЦ-4 в Минске (в 2005 г.).

Основными элементами утилизационных установок являются: турбодетандер, который служит для расширения транспортируемого газа, электрогенератор, воспринимающий мощность турбодетандера, автоматическая система управления и агрегаты смазки подшипников.

Отсутствие процесса сжигания природного газа обеспечивает полную экологиче-

скую чистоту технологического процесса. Мощность установок лежит в пределах 1,0–12,0 МВт. Эти установки надежны в работе, легко регулируются и высокоэкономичны. Их можно эксплуатировать в автоматическом режиме при минимуме обслуживающего персонала.

В последнее время во многих странах получили распространение детандер-генераторные агрегаты – установки, применяемые на станциях понижения давления транспортируемого природного газа как альтернатива дросселированию потока и вырабатывающие электроэнергию при перепаде давления газа (рис. 1).

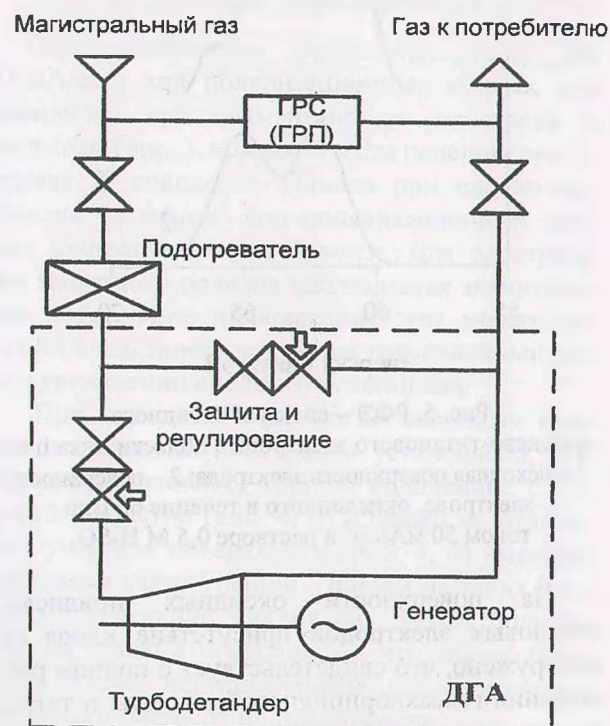


Рис. 1. Схема установки ДГА

Детандер-генераторный агрегат представляет собой устройство, для обеспечения

работы которого могут быть отдельно или одновременно использованы как энергия, выделяющаяся при сжигании топлива, так и вторичные энергетические ресурсы или возобновляемые источники энергии.

Поэтому при определении их энергетической эффективности, с одной стороны, должно рассматриваться совершенство этих агрегатов в качестве отдельного устройства для производства электрической энергии и повышения энтальпии газового потока, а с другой – степень использования низкопотенциальной энергии при организации подогрева газа в ДГА. Очевидно, что чем больше доля низкопотенциальной энергии при организации его работы, тем выше энергетическая эффективность. В том случае, когда для подогрева газа в ДГА применяется только низкопотенциальная энергия ВЭР или возобновляемых источников энергии, можно говорить о «бестопливной» электроэнергии, вырабатываемой детандер-генераторным агрегатом. При оценке энергетической эффективности ДГА может быть использован эффективный КПД, представляющий собой отношение полезной работы $A_{\text{пол}}$ к подведенной энергии $E_{\text{подв}}$.

Полезная работа представляет собой выработанную детандер-генераторным агрегатом электроэнергию $E_{\text{ДГА}}$, а также энергию, которая идет на увеличение энтальпии газового потока, поступающего на сжигание, в тех случаях когда нужно учитывать влияние ДГА на работу газопотребляющего оборудования. Под подведенной энергией следует понимать всю энергию, необходимую для работы ДГА, независимо от ее происхождения.

Во многих странах преобладающее число утилизационных турбодетандерных установок (УТДУ) используется для получения электроэнергии, т. е. турбодетандеры служат для привода электрогенераторов. Типичная схема такой установки применительно к газораспределительной станции (ГРС) и ГРП показана на рис. 2.

Значительное число утилизационных установок используется для совместного получения электроэнергии и холода.

Схема одной из возможных установок (применительно к ГРС и ГРП) показана на рис. 3. По сравнению с утилизационной установкой, изображенной на рис. 2, в данном случае после турбодетандера размещен потребитель холода, так что газ перед ним имеет требуемую отрицательную температуру, достаточную для решения многих производственных задач.

Эффективность использования ДГА в значительной степени определяется организацией подогрева.

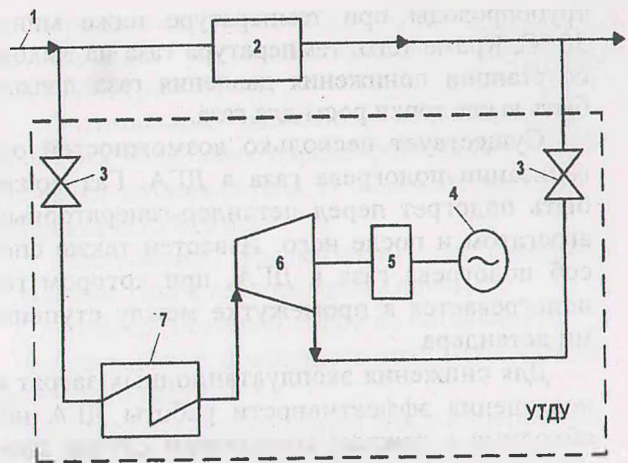


Рис. 2. Принципиальная схема УТДУ для выработки электроэнергии на ГРС:
1 – подвод газа к ГРС; 2 – ГРС (ГРП);
3 – кран; 4 – электрогенератор;
5 – редуктор; 6 – турбодетандер;
7 – подогреватель газа

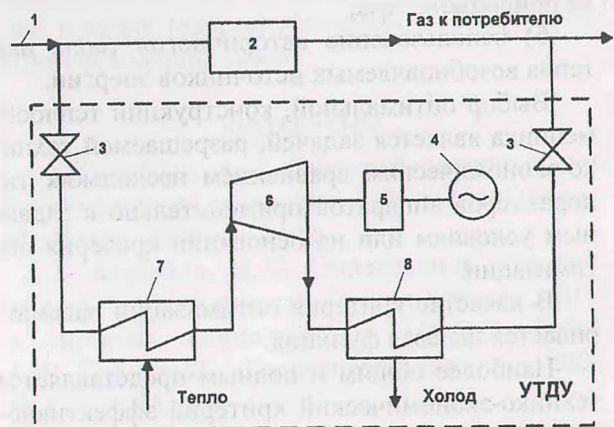


Рис. 3. Принципиальная схема для выработки электроэнергии и холода на ГРС:
1 – подвод газа к ГРС; 2 – ГРС; 3 – кран;
4 – электрогенератор; 5 – редуктор;
6 – турбодетандер; 7 – подогреватель газа;
8 – потребитель холода

Необходимость подогрева газа в ДГА вызвана в основном технологическими причинами.

Во-первых, из-за возможности образования при низких температурах льда из транспортируемых газом паров воды и гидратов других транспортируемых газом примесей. Гидраты могут образовываться как в жидкой, так и в твердой фазах. Это при неблагоприятных условиях может привести к нарушению нормального режима работы детандера.

Во-вторых, существуют температурные ограничения при эксплуатации газовых трубопроводов после газораспределительной станции (ГРС) или газорегулирующего пункта (ГРП), запрещающие эксплуатировать эти

трубопроводы при температуре ниже минус 30 °С. Кроме того, температура газа на выходе со станции понижения давления газа должна быть выше точки росы для газа.

Существует несколько возможностей организации подогрева газа в ДГА. Газ может быть подогрет перед детандер-генераторным агрегатом и после него. Известен также способ подогрева газа в ДГА, при котором газ подогревается в промежутке между ступенями детандера.

Для снижения эксплуатационных затрат и повышения эффективности работы ДГА необходимо в каждом конкретном случае применения агрегата разработать оптимальную систему подогрева газа и конструкцию газонагревателя.

Основные возможности для оптимизации системы подогрева газа следует искать в двух направлениях:

а) организация многоступенчатого подогрева природного газа;

б) использование «вторичного» тепла или тепла возобновляемых источников энергии.

Выбор оптимальной, конструкции теплообменника является задачей, разрешаемой технико-экономическим сравнением нескольких типоразмеров аппаратов применительно к заданным условиям или на основании критерия оптимизации.

В качестве критерия оптимизации рассматривается целевая функция.

Наиболее общим и полным представляется технико-экономический критерий эффективности в виде суммы приведенных затрат, т. е. показателей удельных капитальных и эксплуатационных затрат:

$$F_{ц} = (S_{\text{кап}} / T_{\text{н.о}}) + S_{\text{э}},$$

где $S_{\text{кап}}$ – капитальные затраты; $T_{\text{н.о}}$ – нормативный срок окупаемости капитальных затрат; $S_{\text{э}}$ – эксплуатационные затраты.

Соотношение капитальных и эксплуатационных затрат, а соответственно, и положение оптимума определяются рядом факторов.

Чем меньше величина недорекуперации теплоты (т. е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке) тем больше поверхность теплообмена, тем выше стоимость аппарата, но тем меньше эксплуатационные расходы. Известно также, что с увеличением числа и длины труб в пучке и уменьшением диаметра труб снижается относительная стоимость 1 м² поверхности кожухотрубного теплообменника, так как при этом снижается его металлоемкость.

Оптимизация конструкции газонагревателя. Расчет проводим для двух вариантов подогрева газа в аппарате:

– подогрев газа в теплообменнике сетевой водой;

– нагревание природного газа отходящими дымовыми газами ГТУ.

Оптимизацию характеристик газонагревателя будем проводить следующими способами:

– варьируя величину внутреннего диаметра (рис. 4);

– изменяя расход греющего теплоносителя, соответственно сетевой воды и дымовых газов (рис. 5).

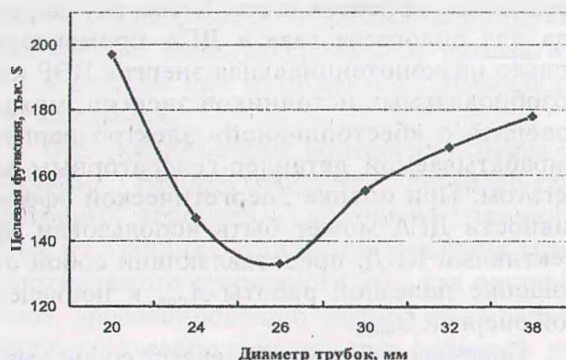


Рис. 4. Зависимость целевой функции от массогабаритных характеристик аппарата

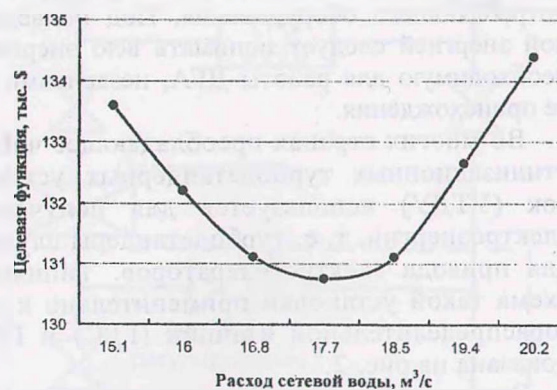


Рис. 5. Изменение целевой функции в зависимости от расхода греющего теплоносителя

Греющий теплоноситель – сетевая вода.

Исходные данные для расчета теплообменного аппарата:

– объемный расход нагреваемого природного газа $G_r = 40 \text{ м}^3/\text{с}$;

– начальная температура греющей сетевой воды $t_{\text{вх}} = 93 \text{ °С}$;

– конечная температура греющей сетевой воды $t'_{\text{вых}} = 40 \text{ °С}$;

– начальная температура природного газа $t_r' = -2\text{ }^\circ\text{C}$;

– конечная температура природного газа $t_r'' = 90\text{ }^\circ\text{C}$.

Вода в теплообменный аппарат подается насосом. Согласно рекомендациям, скорость газа в трубах будем считать равной $w_r = 14\text{ м/с}$, скорость сетевой воды $w_n = 2\text{ м/с}$.

Греющий теплоноситель – дымовые газы. Исходные данные:

– объемный расход нагреваемого природного газа $G_r = 40\text{ м}^3/\text{ч}$;

– начальная температура греющих дымовых газов $t_{д.г}' = 120\text{ }^\circ\text{C}$;

– конечная температура греющих дымовых газов $t_{д.г}'' = 51\text{ }^\circ\text{C}$;

– начальная температура природного газа $t_r' = -2\text{ }^\circ\text{C}$;

– конечная температура природного газа $t_r'' = 90\text{ }^\circ\text{C}$.

Дымовые газы в теплообменный аппарат подаются вентилятором. Скорость газа в трубах будем считать равной $w_r = 14\text{ м/с}$, скорость дымовых газов – $w_{д.г} = 8\text{ м/с}$.

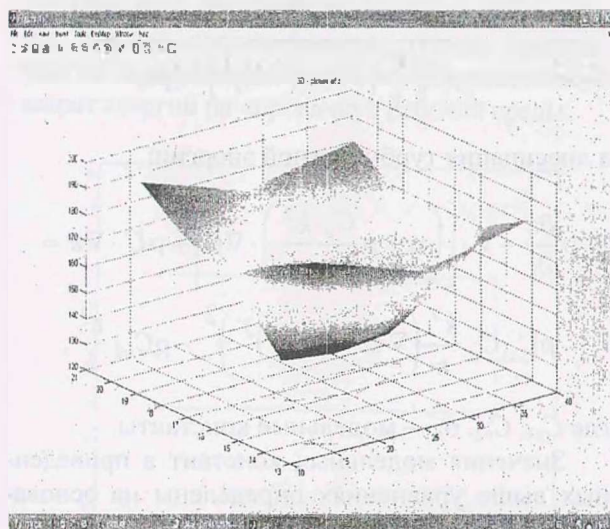


Рис. 6. Результаты двухпараметрической оптимизации газонагревателя

Проведена также двухпараметрическая оптимизация с использованием системы MATLAB (рис. 6).

Оптимальные расчетные показатели для принятых начальных параметров: мощность на прокачку теплоносителя $N = 5,5\text{ кВт}$; масса аппарата $M = 13\ 020\text{ кг}$.

Заключение. Рассмотрены два варианта подогрева газа в теплообменном аппарате:

– подогрев сетевой водой из котельной;

– нагревание природного газа отходящими дымовыми газами ГТУ.

Проведена оптимизация массогабаритных и стоимостных параметров газонагревателя на основе целевой функции, включающей показатели капитальных и эксплуатационных затрат. В качестве варьируемых параметров рассматривались диаметры труб и расход греющего теплоносителя.

Результаты оптимизации показали, что предпочтительным является вариант подогрева газа в схеме газораспределения с ДГА посредством отходящих газов.

Литература

1. Степанец, А. А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец. – М.: Недра, 1999 г. – 240 с.

2. Агабабов, В. С. Определение энергетической эффективности использования ДГА в системах газоснабжения / В. С. Агабабов, А. В. Корягин // Теплоэнергетика. – 2002. № 12. – С.38.

3. Корягин, А. В. О показателях ДГА при различных способах подогрева газа / А. В. Корягин, В. С. Агабабов // Промышленная энергетика. – 2005. – № 8. – С. 21–26.

4. Андрижиевский, А. А. Моделирование и оптимизация теплообменных процессов: учеб. пособие / А. А. Андрижиевский, А. Г. Трифонов. – Минск: БГТУ, 2005. – 306 с.