

УДК 621.515.1

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОРНОГО АГРЕГАТА НА ТЭЦ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО КОМБИНАТА ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ\*

*Клименко А.В., академик РАН, д.т.н., главный научный сотрудник*  
*Агабабов В.С., д.т.н., профессор кафедры тепловых электрических станций*  
*Корягин А.В., к.т.н., доцент кафедры тепломассообменных процессов*  
*и установок (korjaginav@yandex.ru)*

*Петин С.Н., к.т.н., доцент кафедры энергетики высокотемпературной технологии*  
*Борисова П.Н., аспирант кафедры тепловых электрических станций*

Национальный исследовательский университет «МЭИ» (Московский энергетический институт)  
(111250, Россия, Москва, Красноказарменная ул., 14)

**Аннотация.** Рассмотрена возможность экономии энергоресурсов при производстве сжатого воздуха – одного из самых энергозатратных производств, в котором теряется значительная часть используемой энергии. Предлагаемое техническое решение основано на совместном применении двух энергосберегающих технологий: первая из них – использование технологического перепада давления транспортируемого природного газа, безвозвратно теряемого при его дросселировании на газорегуляторных пунктах предприятий, вторая – это охлаждение воздуха перед секциями компрессора для уменьшения работы сжатия. Предложена схема установки для комбинированной паровоздуходувной и электрической станции металлургического предприятия, в которой в дополнение к генерирующей электроэнергию и тепло энергетической турбине и вырабатываемому сжатый воздух двухсекционному компрессору с паротурбинным приводом используется двухступенчатый детандер-генераторный агрегат (ДГА), вырабатывающий электроэнергию и холод. Рассмотрена термодинамика процессов расширения газа в детандере, обоснован выбор двухступенчатой схемы. Вырабатываемый в ДГА холод используется для понижения температуры воздуха на входе в первую и вторую секции компрессора, что позволяет снизить расход топлива на сжатие воздуха. Применение предлагаемой схемы позволяет снизить расход топлива на привод компрессора. Полезно использовать теплоту сжатого воздуха для подогрева транспортируемого газа перед ступенями детандера и вырабатывать дополнительно электроэнергию. При этом для выработки электроэнергии не расходуется топливо, а теплота охлаждаемого воздуха не сбрасывается в окружающую среду, т. е. работа установки характеризуется высокими экологическими показателями. Приводится порядок расчета экономии топлива при применении предлагаемой схемы. Проведенная оценка показала, что использование данной схемы позволяет при расходе газа около 200 тыс.  $\text{нм}^3/\text{ч}$ , давлении газа перед газорегуляторными пунктами 0,7 МПа и требуемом давлении воздуха 0,5 МПа уменьшить потребление топлива на теплоэлектроцентрали паровоздуходувной станции на 11,2 тыс. т у.т./год, что составляет 0,84 %. Вырабатываемая электрическая мощность ДГА при этом составит 5,3 МВт.

**Ключевые слова:** двухступенчатый компрессор, двухступенчатый детандер-генераторный агрегат, совмещенное производство электроэнергии, холода и сжатого воздуха, охлаждение воздуха перед секциями компрессора, подогрев газа в детандер-генераторном агрегате, использование вторичных энергетических ресурсов, высокие термодинамические и экологические показатели работы, порядок расчета эффективности.

DOI: 10.17073/0368-0797-2019-9-698-704

Одним из наиболее энергозатратных производств является черная металлургия. Ее доля в общем потреблении первичных энергоносителей (топлива) в России доходит до 9 %, из которых 28 – 30 % приходится на природный газ.

\* Статья подготовлена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по государственному заданию в рамках конкурсного отбора научных проектов, выполняемых научными коллективами исследовательских центров и научных лабораторий образовательных организаций высшего образования (заявка № 13.3233.2017/ПЧ1) и при финансовой поддержке Совета по грантам Президента РФ в рамках получения стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам по научному проекту № СП-1141.2018.1.

Так, например, расход природного газа на Магнитогорском металлургическом комбинате при годовом объеме производства металлопродукции 11,2 млн т составляет 3,88 млрд  $\text{м}^3$  [1]. При этом основными потребителями природного газа являются теплоэлектроцентрали паровоздуходувной станции – 47,7 % (211,3 тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$ ), доменный цех – 26,2 % (101 656  $\text{м}^3/\text{ч}$ ), листопрокатное производство – 10,8 % (41 904  $\text{м}^3/\text{ч}$ ), сталеплавильные цеха – 4 % (15 520  $\text{м}^3/\text{ч}$ ) [2].

Помимо природного газа в технологических процессах на металлургических предприятиях требуются значительные объемы произведенных энергоносителей, в том числе сжатого воздуха, на генерацию которого

расходуется большое количество первичного топлива. По данным [2, 3], на производство сжатого воздуха уходит до 5–7 % общего энергопотребления металлургического предприятия. Согласно показателям, приведенным в работе [3], удельные расходы энергии на производство сжатого воздуха составляют от 80 до 140 кВт·ч/1000 м<sup>3</sup> (в зависимости от типа компрессоров, условий охлаждения и эксплуатации) при использовании электропривода и 17–20 кг у.т./1000 м<sup>3</sup> при паротурбинном приводе компрессоров. При этом для производства одной тонны металлопродукции (стального листа) требуется в среднем около 1375 кг сжатого воздуха [4] с давлением 0,60–0,75 МПа.

Для генерации сжатого воздуха на металлургических предприятиях применяются, как правило, многосекционные компрессорные установки с турбоприводом. При этом для снижения затрат энергии на компрессорных установках используется система охлаждения подаваемого на сжатие воздуха перед секциями компрессора. Получение холода могут обеспечивать различные устройства. В первую очередь это работающие в режиме холодильной машины термотрансформаторы пароконденсационного (ПКТТ) и абсорбционного (АБТТ) типов, однако для обеспечения их работы необходимы электроэнергия или тепло соответственно. Тепло от сжатого в секциях компрессора воздуха отводится обычно в градирнях в окружающую среду и полезно не используется.

В то же время, известны технические решения, в которых для генерации холода используются детандер-генераторные агрегаты (ДГА).

Идея использования ДГА для получения холода не нова. Еще в 1939 г. появилась статья академика П.Л. Капицы, в которой предлагалось использовать ДГА для получения низких температур. Затем, уже в пятидесятые годы XX в., академик М.Д. Миллионщиков предложил использовать энергию избыточного давления транспортируемого природного газа для получения электрической энергии. Обоснованием этому было то обстоятельство, что в существующих системах газоснабжения перед использованием газа в различных отраслях промышленности предусматривается понижение его давления по сравнению с давлением в магистральных газопроводах. Обычно это происходит путем простого дросселирования на газораспределительных станциях (ГРС) и затем на газорегуляторных пунктах (ГРП). При традиционно применяемом для уменьшения давления газа дросселировании механическая энергия избыточного давления транспортируемого потока газа теряется. Именно этот потенциал избыточной энергии давления может быть полезно использован за счет применения вместо дросселирующих устройств детандер-генераторных агрегатов [5]. При расширении газа в детандере потенциальная энергия избыточного давления потока преобразуется в механическую работу, которая, в свою очередь, преобразуется в электрическую энер-

гию в соединенном с детандером электрогенераторе. Кроме того, при расширении в детандере температура потока газа уменьшается значительно больше, чем при дросселировании, и может достигать достаточно низких значений, что позволяет использовать поток газа не только для генерации электроэнергии, но и как источник холода.

Тематика, связанная с использованием ДГА не только для генерации электроэнергии, но и для генерации так же тепла и холода, получила определенное развитие в последние годы. Достаточно упомянуть в качестве примера работы [6–16]. Часть из них, например [6], из опубликованных в 2003 и 2004 г., была посвящена использованию ДГА-технологии именно на металлургических предприятиях. Авторы всех упомянутых статей придерживались единой точки зрения: применение на станциях технологического уменьшения давления транспортируемого газа детандер-генераторной технологии термодинамически достаточно эффективно, так как позволяет полезно использовать теряемый при дросселировании потенциал механической энергии потока газа.

В настоящей статье предложена схема установки на базе детандер-генераторной технологии, позволяющая не только генерировать дополнительную электроэнергию, но и повысить эффективность производства сжатого воздуха. Установка сочетает в себе многосекционный (в данном случае – двухсекционный) компрессор и многоступенчатый (в рассматриваемом случае – также двухступенчатый) ДГА. Назначением компрессора является генерация сжатого воздуха для использования в технологиях, а установленный на газорегуляторном пункте предприятия и предназначенный для генерации дополнительной электроэнергии детандер-генераторный агрегат используется также для дополнительного охлаждения сжимаемого воздуха перед секциями компрессора с целью уменьшения необходимых затрат энергии на его привод.

Схема установки приведена на рис. 1. Ее основными элементами являются компрессорная установка, детандер-генераторный агрегат и три теплообменника. В состав ДГА входят две последовательно включенные ступени детандера: первая 6 и вторая 7, а также электрогенератор 8. Компрессорная установка содержит две последовательно включенные секции компрессора: первую 22 и вторую 21, а также используемую для привода компрессора паровую турбину 24 с конденсатором 25. Теплообменник 26 является штатным, изначально относящимся к компрессорной установке, и предназначен для промежуточного охлаждения сжимаемого воздуха между первой 22 и второй 21 секциями компрессора. Для охлаждения поступающего в теплообменник 26 по линии 18 после первой ступени 22 компрессора сжатого воздуха используется градирная система (на схеме рис. 1 не указана). Теплообменники 13 и 16 являются дополнительными, относящимися

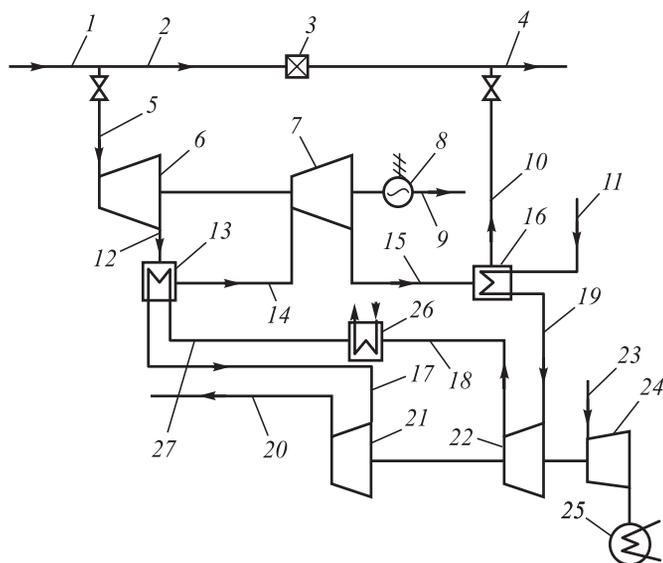


Рис. 1. Схема двухсекционной компрессорной установки с турбоприводом

Fig. 1. Scheme of two-section compressor unit with a turbo drive

как к компрессорной, так и детандерной частям установки. Теплообменник 13 используется для дополнительного снижения температуры поступающего в него после штатного теплообменника 26 по линии 27 воздуха с одновременным нагревом газа промежуточного давления, направляемого в него из детандера 6 первой ступени ДГА по линии 12. Из теплообменника 13 газ во вторую ступень 7 детандера отводится по линии 14, а воздух во вторую ступень 21 компрессора – по линии 17. Назначением второго по ходу газа теплообменника (позиция 16) является уменьшение температуры поступающего в него по линии 11 воздуха с одновременным подогревом газа, направляемого в этот теплообменник из детандера 7 второй ступени ДГА и отводимого из него по линии 10 в линию 4 отвода газа низкого давления из ГРП потребителям.

Принцип действия установки заключается в следующем.

Поток газа высокого давления, поступающий на станцию технологического уменьшения давления транспортируемого газа по линии 1, разделяется на две части. Одна из частей потока газа высокого давления по линии 5 направляется в первую ступень 6 детандера ДГА. Вторая часть газа высокого давления по линии 2 направляется к дросселирующему устройству 3, где его давление уменьшается до необходимого по условиям эксплуатации газоиспользующего оборудования. Затем поступает в линию 4 отвода газа низкого давления из ГРП потребителям. Тем самым осуществляется возможность регулирования при необходимости расхода газа, направляемого на ДГА.

Поток газа, часть потенциальной энергии которого в детандере первой ступени 6 преобразуется в механическую работу, в результате чего его давление снижает-

ся до промежуточного значения, а температура уменьшается, отводится из детандера первой ступени 6 по линии 12 в теплообменник 13. В этот же теплообменник по линии 27 направляется поток воздуха из теплообменника 26, поступающий сюда после первой секции 22 компрессора. В теплообменнике 13 происходит охлаждение потока воздуха, после чего этот поток по линии 17 поступает во вторую секцию 21 компрессора, где производится его окончательное сжатие до необходимого давления. Поток сжатого воздуха отводится из второй секции 21 компрессора по линии 20 потребителям. Из теплообменника 13 поток газа направляется во вторую ступень детандера 7, где часть потенциальной энергии потока газа преобразуется в механическую работу. В результате его давление снижается до необходимого по условиям эксплуатации газопотребляющего оборудования значения, а температура уменьшается. Из второй ступени детандера 7 газ по линии 15 отводится в теплообменник 16, куда по линии 11 подводится также поток воздуха с начальным давлением и температурой более высокой, чем температура потока газа на входе в теплообменник 16. В результате теплообмена температура воздуха уменьшается, а температура газа увеличивается. Из теплообменника 16 газ по линии 10 отводится в линию 4 отвода газа низкого давления из ГРП потребителям, а воздух по линии 19 поступает в первую секцию компрессора 22.

Механическая работа, произведенная потоком газа в первой 6 и второй 7 ступенях детандера ДГА, в генераторе 8 ДГА преобразуется в электроэнергию, которая по линии 9 поставляется потребителям.

Для привода компрессора в схеме предусмотрена паровая турбина 24, пар в которую поступает по линии 23, а конденсат отводится в конденсатор 25.

Необходимо отметить, что похожее техническое решение, в котором уменьшение давления потока топливного газа от 4,5 – 6,5 МПа до необходимых по технологии 1,5 – 2,5 МПа, производилось не в дросселирующем устройстве, а в детандере ДГА, описано в работе [9]. При этом имеющий на выходе из детандера низкую температуру поток топливного газа использовался для охлаждения части сжатого газа на компрессорной станции в системе газоснабжения. Тем не менее, предлагаемая в настоящей работе схема установки и ее назначение отличаются от схемы и назначения установки, описанной в работе [9]. Так, в схеме установки на рис. 1 рассматриваются две технологии: сжатие воздуха в многосекционном воздушном компрессоре и генерация электроэнергии в многоступенчатом детандер-генераторном агрегате. Для обеспечения эффективной работы компрессора требуется охлаждать поток воздуха на входе в его секции, что требует определенных затрат энергии на генерацию холода. Для обеспечения допустимых температурных режимов работы ДГА (температура газа на выходе детандера не должна быть ниже минус 10 °С [17]) необходимо по-

догревать газ либо перед ступенями, либо после ступеней ДГА, что требует затрат тепла. В рассматриваемой установке бросовые вторичные энергоносители одной технологии могут полезно использоваться в другой технологии. Совмещение двух технологий в предлагаемой установке позволяет рассматривать их как взаимодополняемые по энергоиспользованию.

В приведенной на рис. 1 схеме используется двухступенчатый детандер-генераторный агрегат. При такой схеме ДГА температура газа на выходе из ступеней детандера при одинаковых давлениях газа на входе и выходе ГРП оказывается гораздо выше, чем при одноступенчатом детандере. Для пояснения сказанного на рис. 2 в  $h-s$  диаграмме показаны процессы, происходящие с потоком газа в одноступенчатом и многоступенчатом (в данном случае – двухступенчатом) детандерах.

Процессы в  $h-s$  диаграмме на рис. 2 построены при следующих условиях:

- газ перед первой ступенью детандера не подогревается;
- подогревы газа перед второй ступенью детандера и перед газопроводом низкого давления производятся до температуры, при которой энтальпия газа равна энтальпии газа перед первой ступенью.

Так, процесс 1–2 соответствует расширению газа в одноступенчатом детандере от давления на входе  $p_{вх}$  до давления на выходе  $p_{вых}$ . Процессы 1–4 и 5–6 соответствуют расширению газа в двух последовательно включенных ступенях детандера: процесс 1–4 в первой ступени от давления на входе в первую ступень  $p_{вх}$  до промежуточного давления  $p_{пром}$  между ступенями детандера; процесс 5–6 от давления на входе во вторую ступень  $p_{пром}$  до давления  $p_{вых}$  на выходе из второй ступени. Из приведенной диаграммы ясно, что при двухступенчатой схеме необходим подогрев газа между ступенями детандера. В приведенной на рис. 2 диаграмме подогреву газа, вышедшего из первой ступени детандера, соответствует процесс 4–5.

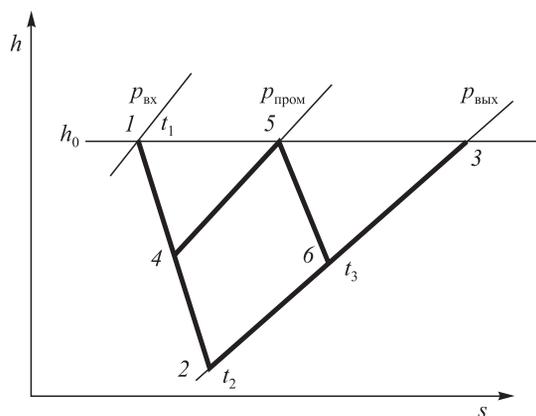


Рис. 2. Процессы в одноступенчатом (1–2–3) и двухступенчатом (1–4–5–6–3) детандерах

Fig. 2. Processes in single-stage (1–2–3) and two-stage expanders (1–4–5–6–3)

пени детандера, соответствует процесс 4–5. Чтобы исключить воздействие применения ДГА на показатели работы газопотребляющего оборудования, для обеспечения постоянства энтальпии направляемого потребителям потока газа может применяться также и подогрев потока газа, выходящего из последней, в данном случае второй, ступени детандера (процесс 6–3 на диаграмме рис. 2).

Таким образом, сумма разностей энтальпий на рис. 2  $[(h_1 - h_4) + (h_5 - h_6)]$  соответствует механической мощности, генерируемой первой и второй ступенями детандера, а сумма  $[(h_5 - h_4) + (h_3 - h_6)]$  – холодильной мощности, которая может быть получена при охлаждении воздуха перед секциями компрессора (при нагреве потока газа после ступеней детандера).

При определении термодинамической эффективности предлагаемой установки было принято, что  $h_1 = h_3 = h_5$  и  $h_4 = h_6$ . При таком условии генерируемые в ступенях детандера потоками газа холод  $Q_x$  и механическая работа  $N_{ДГАМ}$  будут равны ( $Q_x = N_{ДГАМ}$ ). Кроме того, было учтено, что включение в схему двух дополнительных теплообменников 13 и 16 увеличивает сопротивление по прокачке теплоносителей и требует определенных затрат энергии.

Холодильная мощность, которая может быть получена, определяется выражением

$$Q_x = B_T [(h_5 - h_4) + (h_3 - h_6)],$$

а механическая  $N_{ДГАМ}$  мощность ДГА составит

$$N_{ДГАМ} = B_T [(h_1 - h_4) + (h_5 - h_6)].$$

Электрическая  $N_{ДГАЭ}$  мощность ДГА может быть определена из уравнения [18]

$$N_{ДГАЭ} = \frac{k_r}{k_r - 1} R_r \left\{ T_{r1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2^r}{p_1^r} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right] \eta_{ДГА1} + T_{r2} \left[ 1 - \left( \frac{p_4^r}{p_3^r} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right] \eta_{ДГА2} \right\} \eta_r B_T \alpha, \quad (1)$$

где  $k_r$ ,  $R_r$  – показатель адиабаты и газовая постоянная природного газа;  $T_{r1}$ ,  $T_{r2}$  – температура газа перед первой и второй ступенями турбодетандера;  $p_1^r$ ,  $p_2^r$ ,  $p_3^r$ ,  $p_4^r$  – давление газа до и после первой и второй ступени турбодетандера;  $B_T$  – расход газа;  $\alpha$  – доля газа, проходящая через турбодетандер;  $\eta_{ДГА1}$ ,  $\eta_{ДГА2}$  – КПД первой и второй ступеней детандера;  $\eta_r$  – КПД электрогенератора.

Из уравнения теплового баланса можно определить, что полученным количеством холода можно уменьшить температуру воздуха перед каждой из двух секций компрессора на  $\Delta t$  градусов:

$$\Delta t = \frac{Q_x \eta_{тр}}{2G_b c_p}, \quad (2)$$

где  $G_b$ ,  $c_p$  – расход и теплоемкость воздуха в компрессоре;  $\eta_{тр}$  – коэффициент, учитывающий потери холода при транспортировке.

При охлаждении компримируемого воздуха на  $\Delta t$  градусов перед каждой секцией компрессора уменьшение мощности  $\Delta N_k$ , требуемой для привода компрессора, составит [18]:

$$\Delta N_k = \frac{k}{k-1} R \Delta t \left[ \frac{\left( \frac{p_2}{c_{то1} p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{к1}} + \frac{\left( \frac{p_4}{c_{то2} p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{к2}} \right] G_b, \quad (3)$$

где  $k$ ,  $R$  – показатель адиабаты и газовая постоянная воздуха;  $p_1, p_2, p_3, p_4$  – давление воздуха перед и после первой и второй секциями компрессора;  $\eta_{к1}, \eta_{к2}$  – КПД первой и второй секций компрессора;  $c_{то1}, c_{то2}$  – коэффициент потери давления в первом и втором теплообменниках-охладителях воздуха.

Экономия топлива  $\Delta B_T$  при этом может быть определена из выражения [18]

$$\Delta B_T = \frac{\Delta N_k}{\eta_m \eta_r \eta_k^{бр} Q_n^p}, \quad (4)$$

где  $\eta_m, \eta_r, \eta_k^{бр}$  – КПД механический, КПД турбопривода, КПД котла брутто.

Расчеты, проведенные для двухсекционного компрессора К5500-42-1 при охлаждении воздуха перед первой и второй секциями на 10 °С (с 20 до 10 °С перед первой секцией и с 30 до 20 °С перед второй) показали, что при расходе воздуха 84 кг/с (4200 м<sup>3</sup>/мин) и коэффициентах потери давления в первом 16 и втором 13 теплообменниках-охладителях воздуха  $c_{то1}$  и  $c_{то2}$ , равных 0,975, для охлаждения необходимо 1,7 МВт холода. Проведенные при принятых условиях расчеты с использованием программы [19] показали, что при расходе природного газа на ТЭЦ-ПВС 211,3 тыс. м<sup>3</sup>/ч и снижении его давления в двухступенчатом ДГА с 0,7 до 0,2 МПа может быть выработана электрическая мощность 5,28 МВт. Вырабатываемого холода будет достаточно для охлаждения воздуха компрессоров. При этом на ДГА при работе 7000 часов в год, может быть выработано 36 960 тыс. кВт·ч электроэнергии без затрат топлива. Если принять удельный расход топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ близким к среднему по стране, равному 265 г/кВт·ч, то экономию топлива можно оценить как 1,4 т у.т./ч.

При охлаждении воздуха на 10 °С перед каждой секцией компрессора мощность, потребляемая компрессором, снизится приблизительно на 3 % (из формулы (3)

$\frac{\Delta N}{N} = \frac{\Delta T}{T} = \frac{10}{300} \approx 0,03$ ). На эту же величину снизится расход топлива на работу приводной турбины (из формулы (4)  $\frac{\Delta N}{N} = \frac{\Delta B}{B}$ ). При расходе топлива на приводную турбину К-19-3,4 около 6,5 т у.т./ч экономия составит 0,2 т у.т./ч.

Таким образом, использование ДГА на газорегуляторном пункте теплоэлектроцентрали паровоздуходувной станции для генерации электроэнергии и организации охлаждения воздуха на входе в секции компрессорной установки позволит уменьшить потребление топлива при принятых условиях расчета на 1,6 т у.т./ч или на 11 200 т у.т./год.

Полученные результаты расчета следует рассматривать как оценку эффективности применения предложенной схемы, требующую уточнения с использованием реальных исходных данных в каждом конкретном случае.

Необходимо также отметить, что представленные результаты носят исключительно теоретический характер. При решении вопросов внедрения предлагаемых установок необходимы тщательный анализ схемы предприятия, на котором предполагается использовать установку, и правильный выбор оборудования [20], так как ошибки в этих вопросах могут свести на нет все теоретические преимущества технического решения.

**Выводы.** Предложена схема установки на газорегуляторном пункте в системе газоснабжения металлургического предприятия на базе генерирующего электроэнергию и холоддетандер-генераторного агрегата, в которой холод используется для дополнительного охлаждения воздуха в компрессорной установке. Предложенная схема позволяет снизить потребление топлива не только за счет производства дополнительной электроэнергии без затрат топлива с использованием ДГА, но и одновременно за счет повышения эффективности работы компрессорной установки.

Для разработанной схемы предложена методика определения экономия топлива при охлаждении воздуха перед секциями компрессора с использованием ДГА.

Проведенные расчеты показывают, что при расходе газа 211,5 тыс. м<sup>3</sup>/ч и заданных условиях расчета, близких к реальным условиям эксплуатации, в двухступенчатом ДГА может быть получена электрическая мощность 5,3 МВт, а общая экономия топлива от применения установки может составить более 11 тыс. т у.т. в год.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Годовой отчет ММК за 2015 г. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://mmk.ru/upload/iblock/5a2/1%20%D0%93%D0%9E%202015.pdf>
2. Никифоров Г.В., Олейников В.К., Заславцев Б.И. Энергосбережение и управление в металлургическом производстве. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – 480 с.

3. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник в 4-х томах. Т. 4 / Под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 632 с.
4. Демин Ю.К., Хасанова Р.В., Нешпоренко Е.Г., Картавцев С.В. Совершенствование схемы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в системе снабжения техническими газами металлургического производства // Электротехнические системы и комплексы. 2017. № 1. С. 37 – 43.
5. Cronin P. The Application of Turboexpanders for Energy Conservation. Company materials. Rotoflow Corporation, USA, 1999.
6. Агабабов В.С., Корягин А.В., Джураева Е.В. Производство электроэнергии в детандер-генераторных агрегатах с одновременным отпуском теплоты различных температурных уровней (теплоты и холода) // Рациональное использование природного газа в металлургии: Сб. тез. Междунар. науч.-практич. конф. Москва, 13 – 14 ноября 2003 г. – М.: МИСИС, 2003. С. 45 – 46.
7. Berge W., Zahner C. Erdgas-Entspannungsturbine Goepfingen // Gas und Wasserfach Gas Erdgas. 1991. Vol. 132. No. 7. P. 302 – 304.
8. Bosen W. Auslegung und Regelung von Erdgasexpansionsturbinen // VDI Berichte. Vol. 1141. Düsseldorf: VDI-VerlagGmbH, 1994. P. 113 – 124.
9. Байков И.Р., Молчанова И.Р., Гатауллина А.Р. Энерготехнологический комплекс на базе детандер-генераторных агрегатов на компрессорной станции // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2015. № 6. С. 114 – 118.
10. He T.B., Ju Y.L. Design and optimization of natural gas liquefaction process by utilizing gas pipeline pressure energy // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 57. No. 1 – 2. P. 1 – 6.
11. Arabkoohsar A., Gharahchomaghloo Z., Farzaneh-Gord M. etc. An energetic and economic analysis of power productive gas expansion stations for employing combined heat and power // Energy. 2017. Vol. 133. P. 737 – 748.
12. Agababov V.S., Stepanez A.A., Heymer J.J. Der Einsatz von Wärmepumpen zur Erdgasvorwärmung // Gas und Wasserfach Gas Erdgas. 2000. Vol. 141. No. 3. P. 182 – 184.
13. Agababov V.S., Korjagin A.V., Utenkov V.F., Heymer J.J. Abhängigkeit der Betriebsdaten einer Waermpumpenanlage zur Erdgasvorwärmung von den Einsatzparametern // Gas und Wasserfach Gas Erdgas. 2000. Vol. 141. No. 9. P. 610 – 615.
14. Furchner H. Stromerzeugung durch Erdgasentspannung. Einfuehrungshemmnisse und technische Loesungen // Gas und Wasserfach Gas Erdgas. 1997. Vol. 138. No. 11. P. 634 – 636.
15. Hagedorn G. Technische Moeglichkeiten und Anwendungspotentiale fuer den Einsatz von Entspannungsmaschinen in der Versorgungswirtschaft und Industrie // VDI Berichte. Vol. 1141. Düsseldorf: VDI-VerlagGmbH. 1994. P. 1 – 15.
16. Modrei P., Sundermann H.-H. Planung, Bau und erste Betriebserfahrungen einer Erdgas – Expansionsanlage in Ferngassystemen // Gas und Wasserfach Gas Erdgas. 1998. Vol. 139. No. 5. P. 276 – 282.
17. СТО Газпром 2-3/5-501-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов.
18. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 2016. – 496 с.
19. Корягин А.В., Джураева Е.В. Расчет детандер-генераторных агрегатов и ожигателей природного газа // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2001611044. – 1 с.
20. Гуров В.И. Перспективы применения турбодетандеров в системе газоснабжения // Газотурбинные технологии. 2002. Т. 20. № 5. С. 34 – 37.

Поступила в редакцию 6 мая 2019 г.

После доработки 1 июля 2019 г.

Принята к публикации 3 августа 2019 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2019. Vol. 62. No. 9, pp. 698–704.

## USE OF EXPANDER-GENERATOR UNIT AT CHP OF METALLURGICAL PLANT FOR PRODUCING ELECTRIC POWER AND INCREASING EFFICIENCY OF COMPRESSOR

*A.V. Klimenko, V.S. Agababov, A.V. Koryagin, S.N. Petin, P.N. Borisova*

Moscow Power Engineering Institute (MPEI)

**Abstract.** The ability of saving energy in the production of compressed air is one of the most energy-consuming production in which much of the used energy is lost. The proposed technical solution is based on the united use of two energy-saving technologies. The first of them is the use of technological pressure drop of transported natural gas which lost irrevocably when it is throttled at gas control stations. The second one is air cooling before the compressor sections to reduce compression work. A scheme of a combined steam blowing and heat power plant of a metal manufacturer is proposed. In addition to a power and heat generating turbine and a two-section air compressor with a steam-turbine drive, a two-stage expander-generator unit (EGU) producing electricity and cold is used. The thermodynamics of gas expansion processes in the expander is considered, the choice of a two-stage scheme is founded. The cold produced in the EGU is used to lower the air temperature at the inlet to the first and second sections of the compressor, thus reducing fuel consumption for air compression. Using the proposed scheme allows to reduce fuel consumption to the compressor drive, to use the heat of compressed air to preheat the transported gas before the steps of the expander and to generate additional electric power. At the same time, fuel is not used to generate electricity, and the heat of the cooled air is not discharged into the environment, therefore the plant operation is characterized by high environmental performance. The procedure for calculating of fuel economy when using the proposed scheme is given. The assessment has shown that the use of

this scheme allows, under given conditions of calculation, to reduce fuel consumption at the combined heat power and steam blowing plant by 11.2 thousand tons of fuel equivalent per year, which is 0.84 %. The generated electric power of the EGU will be 5.3 MW.

**Keywords:** two-stage compressor, two-stage expander-generator unit, combined production of electricity, cold and compressed air, cooling of the air in front of the compressor sections, preheating the transported gas before the steps of the expander, secondary energy resources, high thermodynamic and environmental performance, procedure for calculating efficiency.

**DOI:** 10.17073/0368-0797-2019-9-698-704

### REFERENCES

1. *Godovoi Otchet MMK za 2015 g* [Annual report of MMK for 2015]. Electronic resource. Available at URL: <http://mmk.ru/upload/iblock/5a2/1%20%D0%93%D0%9E%202015.pdf> (In Russ.).
2. Nikiforov G.V., Oleinikov V.K., Zaslavets B.I. *Energoberezhenie i upravlenie v metallurgicheskoy proizvodstve* [Energy saving and management in metallurgical industry]. Moscow: Energoatomizdat, 2003, 480 p. (In Russ.).
3. *Promyshlennaya teploenergetika i teplotekhnika: Spravochnik v 4 t. T. 4* [Industrial heat and power engineering: Handbook in 4 Vols. Vol. 4]. Klimenko A.V., Zorina V.M. eds. Moscow: Izdatel'stvo MEI, 2007, 632 p. (In Russ.).
4. Demin Yu.K., Khasanova R.V., Neshporenko E.G., Kartavtsev S.V. Improvement of intermediate cooling scheme of compressed gas in industrial gas supply system at a metallurgical enterprise. *Ele-*

- ktrotekhnicheskie sistemy i komplekxy*. 2017, no. 1, pp. 37–43. (In Russ.).
5. Cronin P. *The Application of Turboexpanders for Energy Conservation*. Company materials. Rotoflow Corporation, USA, 1999.
  6. Agababov V.S., Koryagin A.V., Dzhuraeva E.V. Electricity production in expander-generator units with simultaneous release of heat of different temperature levels (heat and cold). In: *Ratsional'noe ispol'zovanie prirodnogo gaza v metallurgii: Sb. tez. mezhd. nauch.-praktich. konf. Moskva, 13-14 noyabrya 2003 g.* [Rational Use of Natural Gas in Metallurgy: Abstracts of the Int. Sci.-Pract. Conf., November 13-14, 2003, Moscow]. Moscow: MISIS, 2003, pp. 45–46. (In Russ.).
  7. Berge W., Zahner C. Erdgas-Entspannungsturbine Goeppingen. *Gas und Wasserfach Gas Erdgas*. 1991, vol. 132, no. 7, pp. 302–304. (In Germ.).
  8. Bosen W. Auslegung und Regelung von Erdgasexpansionsturbinen. In: *VDI Berichte*. Vol. 1141. Düsseldorf: VDI-Verlag GmBH, 1994, pp. 113–124. (In Germ.).
  9. Baikov I.R., Molchanova I.R., Gataullina A.R. Energotechnological complex on the basis of expander-generator units at compressor station. *Territoriya "NEFTEGAZ"*. 2015, no. 6, pp. 114–118. (In Russ.).
  10. He T.B., Ju Y.L. Design and optimization of natural gas liquefaction process by utilizing gas pipeline pressure energy. *Applied Thermal Engineering*. 2013, vol. 57, no. 1-2, pp. 1–6.
  11. Arabkoohsar A., Gharahchomaghloo Z., Farzaneh-Gord M., Koury R.N.N., Deymi-Dashtebayaz M. An energetic and economic analysis of power productive gas expansion stations for employing combined heat and power. *Energy*. 2017, vol. 133, pp. 737–748.
  12. Agababov V.S., Stepanez A.A., Heymer J.J. Der Einsatz von Wärmepumpen zur Erdgasvorwärmung. *Gas und Wasserfach Gas Erdgas*. 2000, vol. 141, no. 3, pp. 182–184. (In Germ.).
  13. Agababov V.S., Korjagin A.V., Utenkov V.F., Heymer J.J. Abhängigkeit der Betriebsdaten einer Waermepumpenanlage zur Erdgasvorwaermung von den Einsatzparametern. *Gas und Wasserfach Gas Erdgas*. 2000, vol. 141, no. 9, pp. 610–615. (In Germ.).
  14. Furchner H. Stromerzeugung durch Erdgasentspannung. Einfuehrungshemmnisse und technische Loesungen. *Gas und Wasserfach Gas Erdgas*. 1997, vol. 138, no. 11, pp. 634–636. (In Germ.).
  15. Hagedorn G. Technische Moeglichkeiten und Anwendungspotentiale fuer den Einsatz von Entspannungsmaschinen in der Versorgungswirtschaft und Industrie. In: *VDI Berichte*. Vol. 1141. Düsseldorf: VDI-Verlag GmBH, 1994, pp. 1–15. (In Germ.).
  16. Modrei P., Sundermann H.-H. Planung, Bau und erste Betriebserfahrungen einer Erdgas – Expansionsanlage in Ferngassystemen. *Gas und Wasserfach Gas Erdgas*. 1998, vol. 139, no. 5, pp. 276–282. (In Germ.).
  17. *STO Gazprom 2-3/5-501-2006. Normy tekhnologicheskogo proektirovaniya magistral'nykh gazoprovodov* [STO Gazprom 2-3/5-501-2006. Standards of technological design of gas pipelines]. (In Russ.).
  18. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheindlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow: Energiya, 2016, 496 p. (In Russ.).
  19. Koryagin A.V., Dzhuraeva E.V. *Raschet detander-generatornykh agregatov i ozhizhitelei prirodnogo gaza* [Calculation of expander-generating units and liquefiers of natural gas]. Certificate of state registration of computer program no. 2001611044. 1 p. (In Russ.).
  20. Gurov V.I. Prospects for the use of turboexpanders in gas supply system. *Gazoturbinnye tekhnologii*. 2002, vol. 20, no. 5, pp. 34–37. (In Russ.).
- Funding.** The work was financially supported by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation on a state assignment as part of a competitive selection of scientific projects carried out by scientific teams of research centers and scientific laboratories of educational institutions of higher education No. 13.3233.2017/PCh1 and by the Grants Council of the President of the Russian Federation as part of the scholarship of the President of the Russian Federation to young scientists and graduate students on the scientific project No. SP-1141.2018.1.
- Information about the authors:**
- A.V. Klimenko*, Academician of the Russian Academy of Sciences, Dr. Sci. (Eng.), Chief Researcher  
*V.S. Agababov*, Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Chair of Thermal Power Plants  
*A.V. Koryagin*, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair of Heat and Mass Transfer Processes and Units (korjaginav@yandex.ru)  
*S.N. Petin*, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair of Energetics of High-Temperature Technology  
*P.N. Borisova*, Postgraduate of the Chair of Thermal Power Plants

Received May 6, 2019  
 Revised July 1, 2019  
 Accepted August 3, 2019