

УДК 621.515.1

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГЕНЕРАЦИИ СЖАТОГО ВОЗДУХА НА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ ПРЕДПРИЯТИИ\*

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

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

**Аннотация.** На крупных металлургических предприятиях сжатый воздух производится на ТЭЦ-ПВС – комбинированных электрических и паровоздуховных станциях, вырабатывающих электроэнергию, тепло и сжатый воздух для нужд производства. Электроэнергия и тепло производятся на паротурбинных установках теплофикационного типа. Для сжатия воздуха, как правило, применяются одноступенчатые и двухступенчатые компрессоры с паротурбинным приводом. При использовании двухступенчатых компрессоров охлаждение воздуха для снижения энергетических затрат обычно применяется только перед второй ступенью. Для этого используются теплообменники, хладоносителем в которых является вода. Понижение температуры воды после теплообменников происходит в обычных градирнях атмосферным воздухом. В первую ступень компрессора воздух поступает с температурой окружающей среды. При использовании такой системы температура охлажденного воздуха перед ступенями компрессора зависит, прежде всего, от температуры окружающей среды, что достаточно часто не дает возможности снизить температуру воздуха перед ступенями компрессора до желаемых величин, особенно, в летнее время. В работе приводится схема установки на комбинированной паровоздуховной и электрической станции металлургического предприятия, в которой дополнительно используется работающий в режиме холодильной машины абсорбционный термотрансформатор (АБТТ). Для привода АБТТ потребляется отборный пар энергетической турбины. В предложенной схеме АБТТ предназначен для понижения температуры воздуха на входе и в первую, и во вторую ступени компрессора. Проведена оценка термодинамической эффективности вновь разработанной схемы. В качестве критерия эффективности принят общий расход топлива на ТЭЦ-ПВС при прочих неизменных показателях. Предложены зависимости для определения изменения общего расхода топлива на выработку электроэнергии, тепла и сжатого воздуха в схеме с АБТТ по сравнению с исходной схемой. Проведенная оценка показала, что использование АБТТ позволяет при снижении температуры воздуха перед ступенями компрессора на 10 °С уменьшить суммарный расход условного топлива на 0,15 т у.т./ч.

**Ключевые слова:** совместное производство электроэнергии, тепла и сжатого воздуха, компрессор с приводной турбиной, охлаждение воздуха перед ступенями компрессора, абсорбционный термотрансформатор, уменьшение общего расхода топлива.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-9-720-725

Одним из широко применяемых произведенных энергоносителей является сжатый воздух. Он используется на многих предприятиях, в том числе и на металлургических заводах. Следует отметить, что производство сжатого воздуха – весьма энергозатратное мероприятие, на металлургических предприятиях на него уходит до 5 – 7 % общего энергопотребления [1, 2].

На крупных металлургических предприятиях сжатый воздух производится на ТЭЦ-ПВС – комбинированных паровоздуховных и электрических станциях, вырабатывающих электроэнергию, тепло и сжатый воздух для нужд производства. Электроэнергия и тепло производятся на паротурбинных установках теплофикационного типа. Для сжатия воздуха, как правило,

применяются одноступенчатые и двухступенчатые компрессоры с паротурбинным приводом [3].

При использовании двухступенчатых компрессоров для снижения энергозатрат обычно применяется охлаждение воздуха перед второй ступенью. Для этого используются теплообменники, хладоносителем в которых является вода, понижение температуры которой происходит в обычных градирнях атмосферным воздухом. Очевидно, что температура охлажденного воздуха при использовании такой системы зависит, прежде всего, от температуры окружающей среды, что часто не дает возможности снизить температуру воздуха перед второй ступенью до желаемых величин, особенно, в летнее время.

Для снижения энергозатрат на производство сжатого воздуха на ТЭЦ-ПВС предлагается использовать термотрансформатор абсорбционного типа (АБТТ), работающий в режиме холодильной машины [4]. Следует заметить, что термодинамические показатели работы абсорбционных термотрансформаторов глубоко исследу-

\* 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/ПЧ

дованы [4 – 11] и достаточно широко применяются для генерации, в первую очередь, холода [12 – 14]. Их производство освоено промышленностью разных стран, в том числе и России [15, 16].

Возможная схема установки приведена на рисунке. Источником энергии для привода АбТТ 3 в данной схеме является пар одного из отборов системы регенерации 2 энергетической турбины 1. Существенным преимуществом предлагаемой схемы является ее независимость от параметров окружающей среды, что делает возможным охлаждение воздуха не только перед второй ступенью 7 компрессора в теплообменнике 5, но также и перед первой его ступенью 6 в теплообменнике 4. За счет этого увеличивается термодинамическая эффективность работы компрессора.

Очевидно, что при такой схеме установки расход топлива на приводную турбину за счет уменьшения мощности компрессора будет уменьшен, а расход топ-

лива на энергетическую турбину при отдаваемой потребителю неизменной электрической мощности должен быть увеличен. Очевидно, что эффект от использования предлагаемой схемы окажется положительным, если увеличение расхода топлива на энергетическую турбину окажется меньшим, чем уменьшение расхода топлива на приводную турбину.

Оценим изменения расходов топлива на приводную и энергетическую турбины.

Мощности одноступенчатого компрессора  $N_k$  и приводной турбины  $N_{пр}$  могут быть определены из известных выражений:

$$N_k = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{G_b}{\eta_{oi}^k}; \quad (1)$$

$$N_{пр} = D_{пр} H_{пр} \eta_m, \quad (2)$$

где  $P_1, P_2$  – давление воздуха на входе и выходе компрессора соответственно;  $R, k$  – газовая постоянная и показатель адиабаты воздуха соответственно;  $G_b, T_0$  – расход и температура воздуха на входе в компрессор соответственно;  $\eta_{oi}^k$  – внутренний относительный КПД компрессора;  $D_{пр}, H_{пр}$  – расход пара и действительный перепад энтальпий на приводной турбине соответственно;  $\eta_m$  – механический КПД привода.

Для упрощения при проведении анализа принято  $N_k = N_{пр}$ , а также, что при малых отклонениях режимов работы турбин параметры пара в проточных частях турбин меняются незначительно и их изменениями можно пренебречь.

При снижении температуры воздуха, подаваемого в одноступенчатый компрессор, на  $\Delta T_0$ , требуемая мощность компрессора уменьшится на  $\Delta N_k$

$$\Delta N_k = \frac{k}{k-1} R \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{G_b \Delta T_0}{\eta_{oi}^k}. \quad (3)$$

Комбинируя (1) и (3), получим:

$$\Delta N_k = N_k \frac{\Delta T_0}{T_0}. \quad (4)$$

Уравнение (4) позволяет оценить изменение потребной мощности компрессора при изменении температуры воздуха на входе в него. Так, при изменении  $\Delta T_0$  на 10 К и изначальной температуре воздуха на входе в компрессор 293 К, изменение мощности одноступенчатого компрессора  $\Delta N_k$  составит 3,4 %. Такое снижение мощности при уменьшении температуры воздуха перед компрессором можно считать достаточно весомым.

Изменение расхода пара  $\Delta D_{пр}$  на приводную турбину составит

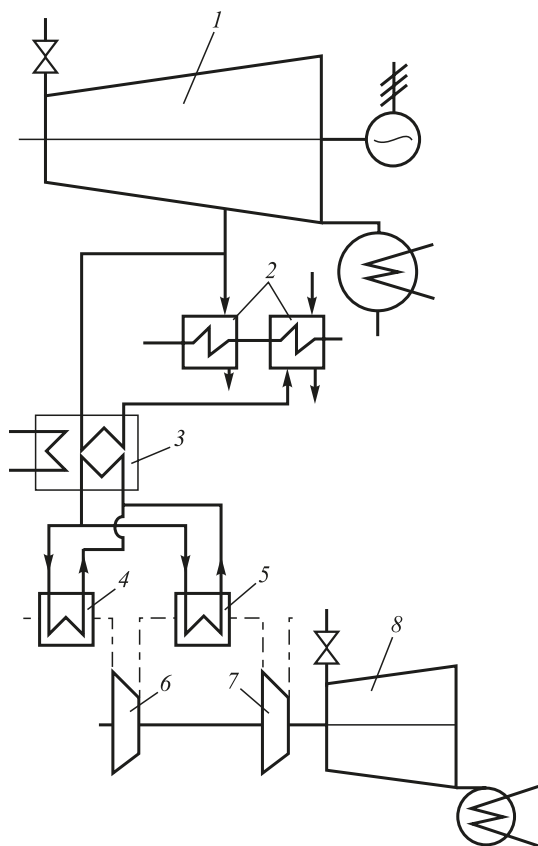


Схема установки с двухступенчатым охлаждением воздуха в компрессоре с применением АбТТ:

1 – энергетическая турбина; 2 – подогреватели системы регенерации; 3 – АбТТ; 4, 5 – теплообменники – охладители воздуха перед первой и второй ступенями компрессора; 6, 7 – первая и вторая ступени компрессора; 8 – приводная турбина

Scheme of the unit of two-step air cooling in compressor with the use of AbTT:

1 – power turbine; 2 – cycle heaters/extraction heaters; 3 – AbTT-absorption thermotransformer; 4, 5 – heat exchangers – air-cooler before the first and second compressor stages; 6, 7 – first and second compressor stages; 8 – driven turbine

$$\Delta D_{\text{пр}} = \frac{\Delta N_{\text{к}}}{H_{\text{пр}} \eta_{\text{м}}}. \quad (5)$$

После несложных преобразований формул (4) и (5) может быть получено соотношение для  $\Delta D_{\text{пр}}$  в виде

$$\frac{\Delta D_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}} = \frac{\Delta T_0}{T_0}. \quad (6)$$

Изменение  $\Delta B_{\text{пр}}$  расхода топлива на производство пара для приводной турбины, с учетом формулы (6), определяется выражением

$$\Delta B_{\text{пр}} = \frac{\Delta D_{\text{пр}}(h_{\text{св.п}} - h_{\text{пв.п}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}} = \frac{D_{\text{пр}}(h_{\text{св.п}} - h_{\text{пв.п}})}{T_0 Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}} T_0, \quad (7)$$

где  $h_{\text{св.п}}$ ,  $h_{\text{пв.п}}$  – энтальпия свежего пара и питательной воды котла, подающего пар на приводную турбину;  $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$  – низшая теплотворная способность топлива;  $\eta_{\text{бр}}^{\text{п}}$  – КПД котла, подающего пар на приводную турбину.

Определим изменение расхода топлива на энергетическую турбину.

Количество теплоты  $Q_{\text{т}}$ , необходимое для выработки тепла на АБТТ, может быть получено из выражения

$$Q_{\text{т}} = G_{\text{в}} c_p \frac{\Delta T_0}{\eta_{\text{АБТТ}}}, \quad (8)$$

где  $c_p$  – теплоемкость воздуха,  $h_{\text{АБТТ}}$  – холодильный коэффициент АБТТ.

Расход пара на АБТТ равен

$$D_{\text{отб}} = \frac{Q_{\text{т}}}{h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}}, \quad (8)$$

где  $h_{\text{отб}}$ ,  $h_{\text{к}}$  – энтальпии отборного пара и его конденсата соответственно.

Для компенсации недовыработки мощности из-за отбора пара необходимо увеличить расход пара на турбину  $\Delta D_{\text{т}}$

$$\Delta D_{\text{т}} = \frac{D_{\text{отб}}(h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}^3)}{H_3}, \quad (10)$$

где  $H_3$  – действительный перепад энтальпии на энергетической турбине;  $h_{\text{к}}^3$  – энтальпия пара в конденсаторе турбины.

Дополнительный расход топлива  $\Delta B_3$  при этом составит

$$\Delta B_3 = \frac{\Delta D_{\text{т}}(h_{\text{св}} - h_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}}, \quad (11)$$

где  $h_{\text{св}}$ ,  $h_{\text{пв}}$  – энтальпии свежего пара и питательной воды соответственно;  $\eta_{\text{бр}}^{\text{п}}$  – КПД брутто котла, подающего пар на энергетическую турбину.

Общее изменение  $\Delta B$  расхода топлива определяется из выражения

$$\Delta B = \Delta B_{\text{пр}} - \Delta B_3. \quad (12)$$

Общее изменение расхода топлива при охлаждении перед одноступенчатым компрессором равно

$$\Delta B_1 = \frac{G_{\text{в}} c_p \Delta T_0}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \left\{ \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{h_{\text{св.п}} - h_{\text{пв.п}}}{\eta_{\text{от}}^{\text{к}} H_{\text{пр}} \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}} - \frac{(h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}^3)(h_{\text{св}} - h_{\text{пв}})}{\eta_{\text{АБТТ}}(h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}) H_3 \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}} \right\}. \quad (13)$$

Из формулы (13) видно, что уменьшение расхода топлива тем больше, чем выше требуемое давление сжатого воздуха. Кроме того, уменьшение расхода топлива становится больше при использовании приводных турбин с низкими параметрами свежего пара (величина  $\frac{H_{\text{пр}}}{h_{\text{св.п}} - h_{\text{пв.п}}}$  – это практически термический КПД цикла) и отборе пара из турбины с высокими параметрами свежего пара (по той же причине). Выигрыш также тем больше, чем меньше давление пара в отборе на АБТТ. Важно также отметить, что абсолютное значение экономии топлива пропорционально величине снижения температуры воздуха и его расходу.

Для компрессора с двумя ступенями охлаждения формула для определения экономии топлива  $\Delta B_2$  при использовании предлагаемой схемы имеет вид:

$$\Delta B_2 = \frac{G_{\text{в}} c_p (\Delta T_0^{1\text{ст}} + \Delta T_0^{2\text{ст}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} \left\{ \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{h_{\text{св.п}} - h_{\text{пв.п}}}{H_{\text{пр}} \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}} - \frac{(h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}^3)(h_{\text{св}} - h_{\text{пв}})}{\eta_{\text{АБТТ}}(h_{\text{отб}} - h_{\text{к}}) H_3 \eta_{\text{бр}}^{\text{п}}} \right\}, \quad (14)$$

где  $\Delta T_0^{1\text{ст}}$ ,  $\Delta T_0^{2\text{ст}}$  – снижение температуры воздуха перед первой и второй ступенями компрессора соответственно.

Для оценки эффективности предложенной схемы и адекватности полученной формулы были проведены расчеты при следующих условиях. В качестве энергетической турбины была принята турбина Т-50/60-8,8, воздух сжимался двухступенчатым компрессором К 5500-42-1с приводной турбиной К-19-3,4 [3]. Холодильный коэффициент АБТТ был принят равным 0,75, КПД котлов – 0,9. Расходы топлива: для обеспечения работы энергетической турбины – 15 т у.т./ч, приводной турбины – 8,75 т у.т./ч. Температура воздуха перед первой и второй ступенями компрессора снижается (по

сравнению с расчетными температурами для выбранного в примере расчета компрессора) суммарно на 20 °С.

При расчете по формуле (14) снижение потребления топлива составило 0,150 т у.т./ч. Расчет работы турбин по точным моделям [17], требующим наличия достаточно дорогого программного обеспечения и значительно большего объема необходимой для проведения расчетов исходной информации, дал следующие результаты: на энергетической турбине увеличение расхода топлива составило 0,100 т у.т./ч (0,67 %), снижение расхода топлива на приводной турбине – 0,286 т у.т./ч (3,2 %). Общее уменьшение расхода топлива составило 0,186 т у.т./ч. Сравнение результатов расчета позволяет утверждать, что полученная формула дает вполне удовлетворительную оценку возможной экономии топлива.

Для оценки экономической эффективности предлагаемой схемы на металлургическом предприятии при выплавке 10 млн т стали в год были приняты следующие дополнительные условия расчета: плотность воздуха (при 20 °С) 1,205 кг/м<sup>3</sup>; производительность компрессора К-5500-42-1 [3] 4350 м<sup>3</sup>/мин = 314,4 т воздуха/ч; в теплое время года (5 месяцев – май-сентябрь) [18] воздух охлаждается на 5 °С (с 20 до 15 °С) перед первой ступенью компрессора и на 15 °С (с 30 до 15 °С) перед второй ступенью; в холодное время воздух охлаждается только перед второй ступенью на 10 °С.

При этом экономия топлива на 1 т воздуха составит: 0,150 т у.т./ч / 314,4 т воздуха/ч = 0,48 кг у.т./т воздуха. Согласно данным, приведенным в работе [19], на выплавку 1 т стали требуется 4 т воздуха. Тогда экономия топлива на 1 т стали в теплое время года составит: 0,48 кг у.т./т воздуха × 4 т воздуха/т стали = 1,92 кг у.т./т стали. При принятых условиях расчета экономия топлива в холодное время составит 0,96 кг у.т./т стали. При этом среднегодовое снижение расхода топлива будет равно  $5/12 \cdot 1,92 + 7/12 \cdot 0,96 = 1,36$  кг у.т./т стали.

При выплавке 10 млн т экономия топлива будет равна 13,6 тыс. т у.т. При использовании в качестве топлива, например, угля марки Д с теплотворной способностью 21 771 кДж/кг и ценой 2500 руб/т [19], снижение финансовых затрат составит  $(29\ 307/21\ 771) \cdot 13\ 600 \cdot 2500 = 45,8$  млн руб/год.

При определенных мощностях энергетической турбины в предлагаемой схеме АБТТ может использоваться не только для охлаждения воздуха перед ступенями компрессора, но и для организации централизованного хладоснабжения иных, внешних потребителей. При этом будет генерироваться более трех видов произведенных энергоносителей. Это позволяет квалифицировать такую установку как мультигенерационную, в отличие от тригенерационных [20], к которым относят установки, производящие три вида энергоносителей. Кроме того следует учитывать, что АБТТ может работать не только в режиме холодильной машины, но и в смешанном режиме с производством и холода, и теп-

ла [4]. Такое использование АБТТ позволит еще больше увеличить термодинамическую, а также и экономическую эффективность предлагаемой схемы.

Несомненно, что окончательное решение вопроса об использовании предлагаемой схемы должно приниматься на основе расчета технико-экономических показателей. Однако рассмотрение таких показателей остается за рамками данной статьи и предполагается при выполнении дальнейших исследований применительно к различным возможным условиям эксплуатации.

**Выводы.** Предложена схема, позволяющая сократить потребление топлива при производстве сжатого воздуха на ТЭЦ-ПВС – комбинированных паровоздуховых и электрических станциях металлургических предприятий.

Получены зависимости, позволяющие оценить снижение суммарного расхода топлива при использовании предлагаемой схемы при получении электроэнергии, тепла и сжатого воздуха на ТЭЦ-ПВС.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий / Н.В. Калинин, И.А. Кабанова, В.А. Галковский, В.М. Костюченко. – Смоленск: Смоленский филиал МЭИ (ТУ), 2005. – 122 с.
2. Демин Ю.К., Слепова И.О., Картавцев С.В. Энергосбережение при производстве сжатого воздуха для металлургической промышленности // Тр. VII Междунар. науч.-практич. конф., посвященной 150-летию великого русского металлурга В.Е. Грум-Гржимайло «Энергосберегающие технологии в промышленности. Печные агрегаты. Экология». – М.: МИСиС, 2014. С. 168 – 173.
3. Каталог. Компрессорные машины и турбины АООТ «Невский завод». – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 2000. – 160 с.
4. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев и др. / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.
5. Попель О.С., Фрид С.Е., Шаронов С.С. Анализ работы солнечной адсорбционной холодильной установки периодического действия // Теплоэнергетика. 2007. № 8. С. 24 – 29.
6. Попель О.С., Фрид С.Е., Аристов Ю.И. Энергетические показатели солнечного адсорбционного холодильника. Оптимальная температура регенерации // Альтернативная энергетика и экология. 2007. № 10. С. 42 – 50.
7. Калинин И.М. Энергоэффективность и экологическая безопасность холодильных систем // Холодильная техника. 2008. № 3. С. 12 – 14.
8. Новая генерация. Абсорбционные холодильные машины – АБХМ [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.manbw.ru/analytcs/absorbition\\_chillers\\_absorptive\\_refrigerators-ABHM.html](http://www.manbw.ru/analytcs/absorbition_chillers_absorptive_refrigerators-ABHM.html) (дата обращения: 12.08.2014).
9. ЭСКО Энергетика и промышленность. Преимущества АБХМ перед «обычными» пароконденсационными чиллерами, потребляющими электроэнергию в большом объеме [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://journal.esco.co.ua/industry/2013\\_9/art307.html](http://journal.esco.co.ua/industry/2013_9/art307.html). (дата обращения: 04.09.2014).
10. Пятый сезон. Абсорбционные холодильные машины (АБХМ) SAKURA [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.5season.ru/absorption-chillers-abkhm-sakura/> (дата обращения: 04.09.2014).
11. Позитивный климат. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины (АБХМ) Shuangliang [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.aircool-climate.com/index.php?name=Dahaci> (дата обращения: 04.09.2014).



12. Chillers.ru. ЗАО «Остров». Дворец спорта «Арена-Мытищи» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.chillers.ru/equipm/installation/ostrov/index.php> (дата обращения 12.08.2014).
13. Компания «Фабрика холода». Типы промышленных холодильников [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.fbh.ru/tipi\\_promishlennih\\_holodnikov](http://www.fbh.ru/tipi_promishlennih_holodnikov) (дата обращения 12.08.2014).
14. Алейникова А.А. Абсорбционные холодильные машины BROAD в системе тригенерации // Вестник Белнефтехима. 2009. № 17. С. 21.
15. Thermax. О бренде. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://abxm-thermax.ru/home/thermax-abxm> (дата обращения: 04.09.2014).
16. Холодильная индустрия. Обзор холодильного рынка в России [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.holodcatalog.ru/entsiklopedii/obzory-i-analitika/obzor-kholodilnogo-rynka-v-rossii/> (дата обращения 07.10.2014).
17. Вульман Ф.А., Корягин А.В., Кривошей М.Э. Математическое моделирование тепловых схем паротурбинных установок на ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.
18. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология (Актуализированная редакция)».
19. Демин Ю.К., Хасанова Р.В., Нешпоренко Е.Г., Картавцев С.В. Совершенствование системы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в системе снабжения техническими газами металлургического производства // Электротехнические системы и комплексы. 2017. № 1(34). С. 37 – 43.
20. Клименко А.В., Агабабов В.С., Ильина И.П. и др. Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 6. С. 1 – 9.

Поступила 30 июля 2017 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2017. VOL. 60. No. 9, pp. 720–725.

## IMPROVING THE EFFICIENCY OF GENERATING COMPRESSED AIR AT METALLURGICAL PLANT

*A.V. Klimenko, A.V. Koryagin, V.S. Agababov*

**Moscow Power Engineering Institute (MPEI), Moscow, Russia**

**Abstract.** At large-scale iron and steel enterprises compressed air is generated at CHP (combined heat and power plant) – blowing house, that generates heat and compressed air to the needs of industry. Electricity and heat are generated at steam turbine plants (STP, cogeneration units). As a general thing a single-stage compressors and compounded steam turbine driven compressors are used to compress air. If using compounded compressors air cooling is conducted only before the second stage to reduce energy costs/consumption. In order to get that done heat exchangers are used and water is a cooling medium/heat-transfer fluid. Water temperature is reduced with the help of atmospheric air after heat exchangers in cooling towers. Decrease of temperature after heat exchangers is conducted in cooling tower by atmospheric air. Air of environment temperature goes to the compressor first stage. Putting to use this system, the temperature of cooled air before compressor stages depends mainly on environment temperature not to give an opportunity to decrease air temperature before compressor stages to required/desired values, particularly in summer. In this paper there is a power cycle at CHP (combined heat and power plant) – blowing house of iron and steel enterprise, where in addition absorption thermotransformer as refrigerating machine has been used (AbTT). Extraction steam of power turbine is used to drive AbTT. In this power cycle AbTT is used to decrease air temperature in the inlet of the first and second compressor stages. Thermodynamic effectiveness of the newly developed system has been performed. Total fuel consumption at CHP (combined heat and power plant) – blowing house has been taken as a performance criterion with all else being equal. Functional connections to determine the change of total fuel consumption for power, heat generation and compressed air with AbTT in compare with the original one are presented. This estimation has presented that the use of AbTT gives the possibility to reduce air temperature before compressor stages by 10 °C and total overall fuel consumption in terms of reference fuel by 0.15 ton of reference fuel/h.

**Keywords:** joint production of electricity, heat and compressed air, compressor driven by a turbine, cooling air towards the compressor stages, absorption thermotransformers, reducing overall fuel consumption.

**DOI:** 10.17073/0368-0797-2017-9-720-725

### REFERENCES

1. Kalinin N.V., Kabanova I.A., Galkovskii V.A., Kostyuchenko V.M. *Sistemy vozdukhosnabzheniya promyshlennykh predpriyatii* [Air

supply system in industry]. Smolensk: Smolenskii filial MEI (TU), 2005, 122 p. (In Russ.).

2. Demin Yu.K., Slepova I.O., Kartavtsev S.V. Energy-efficiency measures in compressed air production for metal industry. In: *Trudy VII mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii, posvyashchennoi 150-letiyu velikogo russkogo metallurga V.E. Grum-Grzhimailo "Energoberegayushchie tekhnologii v promyshlennosti. Pechnye agregaty. Ekologiya"* [Academic conference paper of the 7th Int. Academic Conference marking the 150th Anniversary of great Russian metallurgist Groom-Grzimailo birth "Energy saving solution in industry, furnace units, ecology"]. Moscow: MISiS, 2014, pp. 168–173. (In Russ.).
3. *Katalog. Kompessornye mashiny i turbiny AOOT "Nevskii zavod"* [Catalogue. Compressor machines and turbines of OJSC "Nevskii zavod"]. Moscow: TsNIITEItyazhmash, 2000, 160 p. (In Russ.).
4. Baranenko A.V., Bukharin N.N., Pekarev V.I., Sakun I.A., Timofeevskii L.S. *Kholodil'nye mashiny: uchebnik dlya studentov vuzov* [Refrigerating machines: Textbook for universities]. Timofeevskii L.S. ed. St. Petersburg: Politehnika, 1997, 992 p. (In Russ.).
5. Popel' O.S., Frid S.E., Sharonov S.S. An analysis of the operation of a solar adsorption periodic-duty refrigerating plant. *Thermal Engineering*. 2007, vol. 54, no. 8, pp. 614–619.
6. Popel' O.S., Frid S.E., Aristov Yu.I. Energy data of absorption solar refrigerator. Optimal reactivation temperature. *Alternativnaya energetika i ekologiya*. 2007, no. 10, pp. 42–50. (In Russ.).
7. Kalnin' I.M. Energy efficiency and environmental safety of refrigeration systems. *Kholodil'naya tekhnika*. 2008, no. 3, pp. 12–14. (In Russ.).
8. *Novaya generatsiya. Absorbtsionnye kholodil'nye mashiny – ABKhM* [Absorption refrigerating machines – AbRM]. Electronic resource. Available at URL: [http://www.manbw.ru/analytics/absorbtsion\\_chillers\\_absorptive\\_refrigerators-ABHM.html](http://www.manbw.ru/analytics/absorbtsion_chillers_absorptive_refrigerators-ABHM.html) (Accessed: 12.08.2014). (In Russ.).
9. *ESKO Energetika i promyshlennost'. Preimushchestva ABKhM pered "obychnymi" parokompressionnymi chillerami, potrebyayushchimi elektroenergiyu v bol'shom ob'eme* [ESKO power engineering and industry. Advantages of absorption refrigerating machines over conventional vapor compression refrigerating machines with electric energy input]. Electronic resource. Available at URL: [http://journal.esco.co.ua/industry/2013\\_9/art307.html](http://journal.esco.co.ua/industry/2013_9/art307.html). (Accessed: 04.09.2014). (In Russ.).
10. *Pyatyi sezon. Absorbtsionnye kholodil'nye mashiny (ABKhM) SAKURA* [The 5th season. Absorption refrigerating machines (AbRM) SAKURA]. Electronic resource. Available at URL: <http://www.5season.ru/absorption-chillers-abkhm-sakura/> (Accessed: 04.09.2014). (In Russ.).

11. *Pozitivnyi klimat. Absorbtsionnye bromisto-litievye kholodil'nye mashiny (ABKhM) Shuangliang* [Positive climate. Absorption lithium bromide refrigerating machines (AbRM) Shuangliang]. Electronic resource. Available at URL: <http://www.aircool-climate.com/index.php?name=Dahaci> (Accessed: 04.09.2014). (In Russ.).
12. *Chillers.ru. ZAO "Ostrov". Dvorets sporta "Arena-Mytishchi"* [Chillers.ru. ZAO Ostrov. The palace of sports Arena- Mytishchi]. Electronic resource. Available at URL: <http://www.chillers.ru/equipm/installation/ostrov/index.php> (Accessed: 12.08.2014). (In Russ.).
13. *Kompaniya "Fabrika kholoda". Tipy promyshlennykh kholodil'nikov* [Types of industrial cold-storage plants]. Electronic resource. Available at URL: [http://www.fbh.ru/tipi\\_promishlennykh\\_holodnikov](http://www.fbh.ru/tipi_promishlennykh_holodnikov) (Accessed: 12.08.2014). (In Russ.).
14. Aleinikova A.A. Absorption refrigerating machines BROAD in trigeneration. *Vestnik Belneftekhima*. 2009, no. 17, p. 21. (In Russ.).
15. *Thermax. O brende [THERMAX]*. Electronic resource. Available at URL: <http://abxm-thermax.ru/home/thermax-abxm> (Accessed: 04.09.2014) (In Russ.).
16. *Kholodil'naya industriya. Obzor kholodil'nogo rynka v Rossii* [Refrigeration. Market review of refrigerating in Russia]. Electronic resource. Available at URL: <http://www.holodcatalog.ru/entsiklopedii/obzory-i-analitika/obzor-kholodilnogo-rynka-v-rossii/> (Accessed: 07.10.2014). (In Russ.).
17. Vul'man F.A., Koryagin A.V., Krivoshei M.E. *Matematicheskoe modelirovanie teplovykh skhem paroturbinnnykh ustanovok na EVM* [Mathematic simulation of cycle arrangement of steam turbine plant]. Moscow: Mashinostroenie, 1985, 112 p. (In Russ.).
18. *SNiP 23-01-99 "Stroitel'naya klimatologiya (Aktualizirovannaya redaktsiya)"* [SNiP (Construction rules and regulations) 23-01-99 "Construction climatology (Revised edition)"]. (In Russ.).
19. Demin Yu.K., Khasanova R.V., Neshporenko E.G., Kartavtsev S.V. Development of interstage refrigeration system of compressible gas in the industrial gas supply of steelmaking industry. *Elektrotekhnicheskie sistemy i komplekсы*. 2017, no. 1(34), pp. 37–43. (In Russ.).
20. Klimenko A.V., Agababov V.S., Il'ina I.P., Rozhnatovskii V.D., Burmakina A.V. Layouts of trigeneration plants for centralized power supply. *Thermal Engineering*. 2016, vol. 63, no. 6, pp. 614–621.

**Acknowledgements.** The article was financially supported by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation on the state task within the framework of competitive selection of scientific projects carried out by scientific teams of research centers and scientific laboratories of higher educational institutions. Application no. 13.3233.2017/IF.

**Information about the authors:**

*A.V. Klimenko, Academician of the Russian Academy of Sciences, Dr. Sci. (Eng.), Chief Researcher (klimenkoav@bk.ru)*

*A.V. Koryagin, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair of Heat and Mass Transfer Processes and Units (korjaginav@yandex.ru)*

*V.S. Agababov, Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Chair of Thermal Power Plants (agababovvs@yandex.ru)*

Received July 30, 2017