

**УСЛОВИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ  
НА ОСНОВЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИИ  
ИНТЕГРИРОВАННОЙ ЭНЕРГИИ ОХЛАЖДЕНИЯ  
ПЕЧИ И НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ**

**Чернышова И.В.** (*Одесская государственная академия строительства и архитектуры*) *стро-*

**Для разработанной системы теплоснабжения на основе энергии охлаждения печи и низкопотенциальных источников установлен модифицированный критерий удельной энерготехнологической эффективности трансформации тепловых потоков. Определена рациональная взаимосвязь исходных и режимных параметров, учитывающая соотношение расчетных температур газоздушного потока с различной степенью рециркуляции нагреваемой среды.**

Научно-обоснованное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР), большие резервы которых имеются в промышленности производства строительных материалов в обжиговых печах, позволяет значительно повысить энергоэкономические, экологические и технологические характеристики промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. Проблема снижения затрат топлива и повышения эффективности утилизации теплоты наружного охлаждения вращающихся печей известными способами является актуальной, поскольку более половины располагаемой энергии сжигаемого топлива в виде выбросов рассеивается в атмосфере. В частности, в наиболее энергоемких печах производства вяжущих и стеновых материалов коэффициент использования топлива в 2-3 раза меньше, чем в генераторах традиционного теплоснабжения. Потери теплоты в окружающую среду с боковой поверхности обычно не укрытой печи достигают 6-7 кВт/м<sup>2</sup>. При этом эффективность сжигания топлива в таких агрегатах не превышает 40%, а потери теплоты с боковой поверхности достигают 10-30% его общего расхода. Рациональное использование этого ресурса может значительно повысить энергоэкономичность промышленного теплоснабжения с соответствующим снижением загрязнения окружающей среды.

Представляется весьма перспективным направление применения теплонасосных технологий для энергосбережения в процессах производства строительных материалов во вращающихся печах с утилизацией низкотемпературных газоздушных потоков. Логично, что мини-

мизация термотрансформаторной компоненты в общем энергетическом потоке должна быть доминирующей.

Следует отметить, что стабилизация требуемого [1] теплового режима охлаждения печи в течение года является важной технико-экономической задачей, направленной на улучшение теплотехнического процесса и энергосбережения, прежде всего, для зоны обжига. Она предотвращает перегрев конструктивных слоев печного агрегата, повышает стойкость и продлевает срок службы футеровки. Работа системы стабилизирующего охлаждения печи способствует также повышению качества выпускаемой продукции.

С позиции более эффективного использования энергии стабилизирующего охлаждения печи ограничивающим фактором ранее рассмотренной системы [2, 3] для промышленного теплоснабжения является отсутствие функциональной возможности одновременной утилизации теплоты с использованием энергии многочисленных вторичных и возобновляемых низкотемпературных источников при недостаточной структурно-функциональной взаимосвязи термотрансформаторной и абонентской систем. Указанные факторы ограничивают функциональные возможности интегрированных систем, снижая как общую энергетическую эффективность, так и технико-экономические показатели систем теплоснабжения с использованием обширного ресурса низкопотенциальных источников.

Концептуальный подход в решении поставленной задачи повышения эффективности промышленного теплоснабжения [4] базируется на основе полной компенсации энергии отработанной части рециркуляционного потока воздушного охлаждения печи теплотой низкопотенциальных источников в процессе парокомпрессионного цикла с последующим использованием энергии сбросного переохлажденного потока.

При этом к рациональным низкотемпературным источникам энергии относятся, прежде всего, отработанные газозвушнные потоки, в частности после устройств воздушоструйного охлаждения печей [1] на смежных участках, после технологического охлаждения конечного продукта, а также тепловые потоки удаляемого вентиляционного и наружного воздуха, например, в межотопительный период года, прежде всего в южных регионах Украины.

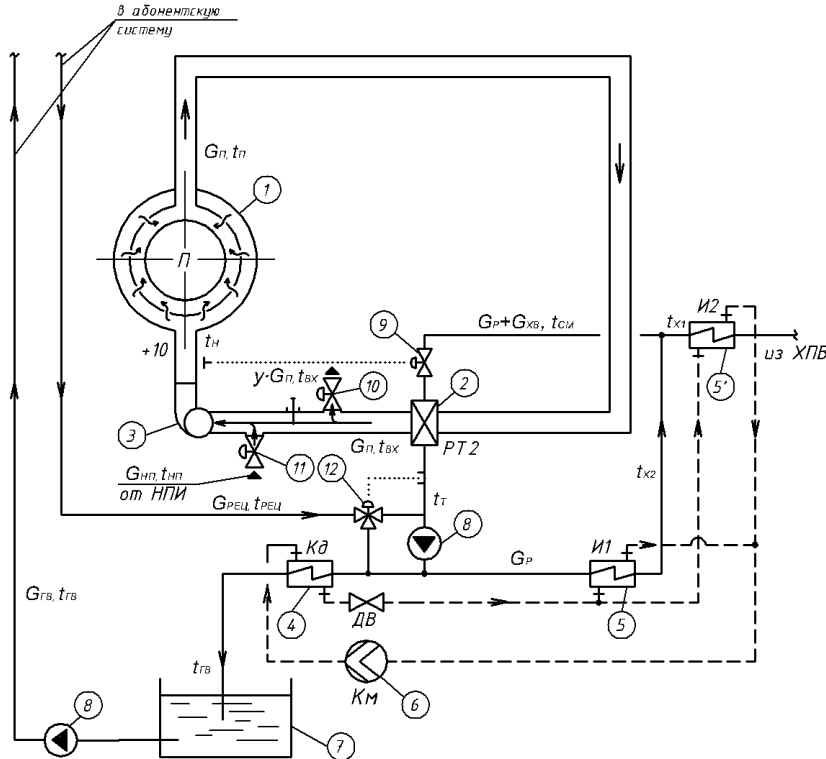


Рис.1. Система теплоснабжения на основе термотрансформированной энергии стабилизирующего охлаждения вращающейся печи и низкопотенциальных источников.

Условные обозначения:

- 1 - укрытие печи;
- 2 - калорифер;
- 3 - вентилятор;
- 4 - конденсатор;
- 5, 5' - испарители;
- 6 - компрессор;
- 7 - бак-аккумулятор;
- 8 - насосы;
- 9 - температурный регулятор расхода теплоносителя;
- 10 - сбросной патрубок с регулятором расхода;
- 11 - заборный патрубок с регулятором расхода;
- 12 - трехходовый регулятор расхода.

В разработанной системе [4], рис. 1, контур воздушного охлаждения состоит из укрытия печи 1, калорифера 2 и вентилятора 3, патрубка сброса воздуха 9 и воздухозаборного патрубка 10, которые последовательно соединены рециркуляционным воздуховодом. В спаренном канале укрытия печи обеспечивается регулируемое струйное воздействие воздушного потока с постоянным расходом при неизменном перепаде температур теплоносителя в условиях переменной температуры наружного воздуха в течение года. После охлаждения печи горячий воздух поступает в теплообменник 2, где нагревает воду. Затем часть охлажденного рециркуляционного потока сбрасывается через патрубок 9 и компенсируется равновесным потоком теплоносителя от низкопотенциального источника, что позволяет в парокompрессионном цикле использовать теплоту сопряженных энергетических потоков укрываемой печи и низкопотенциального источника теплоты.

В системе используется парокompрессионный цикл среднетемпературного теплового насоса, в качестве конденсатора для которого служит теплообменник 4, а испарителями являются теплообменники 5 и 5'. Будучи параллельно соединенными между собой по воде и по межтрубному пространству фреона, они расположены на одном уровне. Контур теплового насоса, который изображён пунктиром, выполняет функцию теплотрансформатора. Он обеспечивает отбор части теплоты от рециркулирующего теплоносителя и исходной холодной воды соответственно в теплообменниках 5 и 5' с передачей энергии в конденсаторе 4 для догрева тёплой воды от температуры  $t_T$  до нормируемого значения  $t_{TB}$ , например, по установленным требованиям систем промышленного теплоснабжения.

Установлено, что тепловая мощность интегрированной системы теплоснабжения может быть увеличена за счет энергии низкопотенциального источника от 16% до 37% в зависимости от исходной температуры рециркуляционного потока, а также глубины охлаждения его в испарительном теплообменнике термотрансформаторного контура.

Определим условия высокоэффективной трансформации интегрируемой теплоты в совместном режиме работы энергопреобразующей и абонентской систем.

Исходя из определения коэффициента преобразования  $\varphi_K$ , а также соотношения тепловых потоков следует, что

$$\varphi_K = \frac{1}{\frac{Q_K - (Q_{И1} + Q_{И2})}{Q_K}} = \frac{1}{1 - \frac{(Q_{И1} + Q_{И2})}{Q_K}}, \quad (1)$$

где  $Q_K$  – тепловой поток, воспринятый в конденсаторе термотрансформаторного контура, Вт;  $Q_{И1}$ ,  $Q_{И2}$  – утилизируемый тепловой поток в испарителях соответственно И1, И2 термотрансформаторного контура, Вт.

Энергия охлаждения исходного и рециркуляционного водных потоков в испарителях №1, № 2 представляется как

$$Q_{И1} + Q_{И2} = G_{XB} \cdot c_B \cdot \left[ x \cdot \left( x \cdot t_{X2} + (1+x) \cdot t_{X1} + \frac{G_{П} \cdot c_{П} \cdot (t_{П} - t_{ВХ})}{(1+x) \cdot G_{XB} \cdot c_B} - t_{X2} \right) + (t_{XB} - t_{X1}) \right], \quad (2)$$

где  $G_{XB}$  – расход исходной холодной воды, кг/с;  $t_T$  – температура воды после рекуперативного теплообменника РТ2, °С;  $t_{X1}$  – температура воды после испарителя И2, °С;  $t_{X2}$  – температура воды после испарителя И1, °С;  $t_{XB}$  – температура исходной холодной воды, °С;  $c_B$  – средняя теплоемкость воды, Дж/(кг · °С).  $G_{П}$  – расход газовойоздушной среды в циркуляционном контуре, кг/с;  $t_{П}$  – температура газовойоздушного потока после укрытия печи, °С;  $t_{ВХ}$  – температура охлажденного газовойоздушного потока после калориферного теплообменника РТ2, °С;  $c_{П}$  – средняя теплоемкость газовойоздушной среды, Дж/(кг · °С).

Переменный режим работы анализируемой системы предопределяет необходимость устройства бака-аккумулятора, в связи с чем соотношение между расходом горячей  $G_{ГВ}$  и холодной  $G_{XB}$  воды представляется с коэффициентом пропорциональности  $\beta$ , в связи с чем  $G_{ГВ} = \beta \cdot G_{XB}$ .

Расход рециркуляционной части теплоносителя в системе горячего водоснабжения определяется соотношением  $G_{РЕЦ} = \mu \cdot G_{ГВ}$ , где  $\mu$  – коэффициент пропорциональности, отражающий расход рециркуляционного потока теплоносителя относительно расхода горячей воды в системе.

Тепловой поток нагрева исходной воды и рециркуляционной части теплоносителя в системе горячего водоснабжения в конденсаторе определяется окончательно следующим алгоритмом

$$Q_K = G_{XB} c_B \left[ \left( t_{ГВ} - x t_{X2} - (1+x) t_{X1} - \frac{G_{П} c_{П} (t_{П} - t_{ВХ})}{(1+x) G_{XB} c_B} \right) + \mu \beta (t_{ГВ} - t_{РЕЦ}) \right]. \quad (3)$$

Таким образом, коэффициент преобразования в работе анализируемой системы, учитывающий исходные и режимные параметры абонентской системы, на основе (1) с учетом (2) и (3) после соответствующих преобразований окончательно представляется уравнением следующего вида

$$\varphi_K = \frac{1}{x \cdot \left( x \cdot t_{X2} + (1+x) \cdot t_{X1} + \frac{G_{\Pi} \cdot c_{\Pi} \cdot (t_{\Pi} - t_{BX})}{(1+x) \cdot G_{XB} \cdot c_B} - t_{X2} \right) + (t_{XB} - t_{X1})} \cdot 1 - \frac{1}{\left( t_{ГВ} - x \cdot t_{X2} - (1+x) \cdot t_{X1} - \frac{G_{\Pi} \cdot c_{\Pi} \cdot (t_{\Pi} - t_{BX})}{(1+x) \cdot G_{XB} \cdot c_B} \right) + \mu \cdot \beta \cdot (t_{ГВ} - t_{РЕЦ})} \quad (4)$$

Из уравнения (4) следует, что коэффициент преобразования, как модифицированный критерий энерготехнологической эффективности, зависит прежде всего от соотношения температур и расходов греющей и нагреваемой среды, а также ее рециркуляционной части. Он позволяет оценить эффективность процессов трансформации энергетических потоков на единицу приводной мощности компрессора в совместной работе рекуперативно-трансформаторной и абонентской систем. Полученная зависимость носит сложную функциональную взаимосвязь, установление которой является основой для дальнейшего определения рациональных режимов трансформации энергетических потоков в анализируемой системе.

Одним из основных условий высокоэффективной термотрансформации энергетических потоков является соотношение температурных потенциалов интегрированного теплового потока, выполняющего функцию греющего и низкопотенциального теплоносителя, а также нагреваемой воды для абонентской системы.

На рис.2 согласно уравнения (4) графически иллюстрируется область значений коэффициентов преобразования, определяемая соотношением температур греющего рециркуляционного потока ( $t_{\Pi} = 30 \div 115$  °С) и нагреваемого абонентского теплоносителя ( $t_{ГВ} = 40 \div 90$  °С) в диапазоне изменения соответствующих расходов ( $G_{\Pi}/G_{ГВ} = 2,5 \div 5,0$ ).

В анализируемой системе при заданной температуре рециркуляционного потока после укрытия печи выбор температуры нагрева теплоносителя для абонентских систем весьма существенно влияет на эффективность термотрансформации энергетических потоков.

В частности, из рис.2 следует, что, например, при соотношении  $t_{\Pi}/t_{ГВ} = 1$  для средней температуры  $t_{ГВ} = 55$  °С, находящейся между значениями 50 и 60 °С, коэффициент преобразования возрастает с 3,5 до 6. В целом же из данных рисунка следует, что область рациональных значений коэффициента преобразования для анализируемых данных определяется условным полем  $\varphi = 3 \div 9$  в диапазоне рассматриваемых температур  $t_{\Pi}$ .

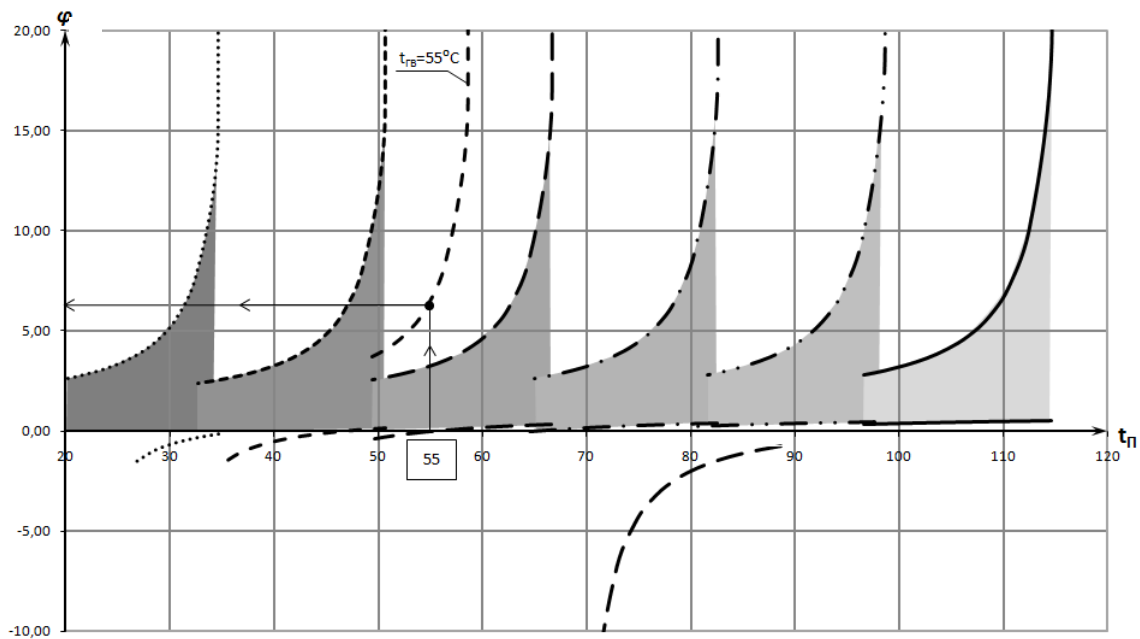


Рис.2. Область значений коэффициентов преобразования, определяемая соотношением температур рециркуляционного потока после укрытия печи и нагреваемого абонентского теплоносителя в диапазоне их расходов  $G_{П}/G_{ГВ} = 2,5 \div 5,0$  (соответственно верхняя и нижняя линии). Условные обозначения.  $t_{ГВ}$  соответственно при:

..... - 40°C; - - - - - 50°C; — — — — - 60°C; — · — · — · - 70°C; — · · — · - 80°C; — — — — - 90°C.

Характерно, что при более высоких значениях заданной температуры рециркуляционного газоздушного потока достигается и более высокая температура нагрева абонентского теплоносителя, причем с повышенной эффективностью преобразования энергетических потоков. Это свидетельствует не только о теплоэнергетической целесообразности применения таких систем, но и повышении технико-экономической эффективности абонентских систем при возможном достижении начальной температуры абонентского энергоносителя уровня традиционных систем теплоснабжения.

Из представленных данных следует, что в анализируемой системе всегда существует такое соотношение температур  $t_{\text{П}}/t_{\text{ГВ}}$ , при котором она может работать как термотрансформаторная, так и в режиме традиционного рекуперативного нагрева теплоносителя абонентских систем. Последний вариант практически исключает использование энергии низкопотенциальных источников ввиду сравнительно высокой температуры рециркуляционного газоздушного потока, которая превышает установленную температуру  $t_{\text{Н}} = 8 \div 10$  °С на входе в укрытие.

Отметим, что кривая, расположенная ниже оси  $x$ , свидетельствует о наличии такого соотношения  $t_{\text{П}}/t_{\text{ГВ}} > 1$ , при котором система будет работать в режиме традиционного рекуперативного нагрева с разрывом функции в бесконечности, после чего  $\phi$  приобретает отрицательное значение, что иллюстрируется на рис.2 при  $t_{\text{ГВ}} = 50$  °С.

### ***Выводы***

1. Получила дальнейшее развитие рекуперативно-трансформаторная система на основе интеграции тепловых потоков стабилизирующего охлаждения обжиговой печи и низкопотенциальных источников, которая открывает новые возможности увеличения мощности промышленного теплоснабжения.

2. В результате аналитического исследования установлен коэффициент преобразования, учитывающий в интегрированном виде исходные и режимные параметры анализируемой системы. Он представляет модифицированный критерий удельной энерготехнологической эффективности трансформации тепловых потоков рекуперативно-термотрансформаторной и абонентской систем.

3. В результате анализа полученной зависимости определена рациональная взаимосвязь исходных параметров для достижения высокоэффективной трансформации интегрированной энергии, учитывающая



соотношение расчетных температур газовоздушного потока с различной степенью рециркуляции нагреваемой среды.

## Summary

**Developed for the heating system on the basis of the cooling energy of the furnace and low-grade sources set the modified specific criteria of the energotechnological efficiency of conversion of heat fluxes. A rational relationship determined of initial and operational parameters, taking into account the ratio of the design temperature gas-flow with varying degrees of recycling the heated environment.**

## *Литература*

1. Петраш В.Д. Теплоснабжение на основе утилизации энергии регулируемого охлаждения вращающихся печей. - Одеса: ВМВ, 2006. – 280-288с.
2. Петраш В.Д., Сорокіна І.В., Басіст Д.В. Патент на винахід № 88327 Система стабілізуючого охолодження печі на основі термотрансформації теплоти, яка утилізується. Бюл. №19, 2009р. ДП «Український інститут промислової власності», К.
3. Петраш В.Д., Сорокіна І.В., Басіст Д.В. Повышение энерготехнологической эффективности вращающейся печи и качества теплоснабжения на основе термотрансформаторного цикла утилизации теплоты. ж. Энерготехнологии и ресурсосбережение, №4, 2008. Институт газа НАН Украины. Киев 2008г.
4. Петраш В.Д., Чернишова І.В. Патент на корисну модель №61472. Система тепlopостачання на основі термотрансформації енергії стабілізуючого охолодження печі та низькопотенціальних джерел. Бюл. №14, 2011р. ДП «Український інститут промислової власності», К.