

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И
ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ОБЖИГОВОЙ ПЕЧИ В ПРОЦЕССЕ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ**

Петраш В.Д., Сорокина И.В., Басист Д.В. *(Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса)*

Исследована система термотрансформаторной утилизации теплоты, которая позволяет повысить качество теплоснабжения и энерготехнологическую эффективность печного агрегата. Установлены расчетные параметры, выявлены рациональные режимы работы и определена методика разработки предложенной системы .

Теплоэнергетическая эффективность вращающихся обжиговых печей в производстве строительных материалов не превышает (35-45)% [1, 2], при этом топливная составляющая в стоимости конечного продукта в настоящее время достигает (50-60)%. Известен широкий спектр способов, средств и технических решений охлаждения печей с утилизацией теплоты [3, 4]. В работе [5] обоснована необходимость стабилизации теплообменных процессов охлаждения поверхности обжиговой печи.

В качестве одной из перспективных предложена система [3], которая отличается возможностью теплотехнологической стабилизации процессов охлаждения печных агрегатов с утилизацией энергии для коммунально - бытового и промышленного теплоснабжения. Вместе с тем общая эффективность ее работы ограничивается зависимостью начальной температуры охлаждающего воздуха на входе в укрытие печи от режима потребления и температуры холодной воды, которая, в частности на юге Украины, летом достигает 25⁰С, а зимой 5⁰С. По этой причине поддержание устойчивого процесса охлаждения поверхности печи с эффективной утилизацией теплоты для нагрева воды до требуемой температуры в большинстве случаев не представляется возможным.

Для повышения качества теплоснабжения для совершенствования процессов стабилизирующего охлаждения печного агрегата, авторами разработана новая система утилизации теплоты на основе парокомпрессионного цикла термотрансформации.

В системе, рис.1, контур воздушного охлаждения состоит из укрытия печи 1, калорифера 2 и вентилятора 3, которые последовательно соединены рециркуляционным воздуховодом. Конструктивное исполнение укрытия печи для воздушно-струйного охлаждения поверхности с последующим отбором теплоты исключает необходимость устройства традиционного слоя теплоизоляции [3]. В спаренном канале укрытия печи обеспечивается регулируемое струйное воздействие воздушного потока с постоянным расходом и неизменным перепадом температур теплоносителя в условиях переменной температуры окружающей среды в течении года. После охлаждения печи горячий воздух поступает в теплообменник 2, где нагревает воду, затем цикл его циркуляции повторяется.

В системе используется парокомпрессионный цикл 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 изображен пунктиром, выполняет функцию термотрансформатора. Он обеспечивает отбор части теплоты от рециркулирующего теплоносителя и исходной холодной воды соответственно в теплообменниках 5 и 5' с передачей энергии в теплообменнике 4 для догрева теплой воды от температуры t_T до нормируемого значения $t_{ТВ}$, например, по установленным требованиям систем промышленного теплоснабжения.

Исходная вода с начальной температурой $t_{ХВ}$ из холодного водопровода с помощью циркуляционного насоса 8 проходит через испаритель 5', где охлаждается до $t_{Х1}$. Совместный поток охлажденной воды и рециркуляционной части теплоносителя после испарителей на входе в теплообменник 2 обеспечивает достаточно глубокое охлаждение исходного воздушного потока до требуемого уровня t_H . Отметим, что предельно низкое значение температуры охлаждения исходной воды $t_{Х1}$ и рециркуляционной части $t_{Х2}$ рационально как для достижения достаточно глубокого охлаждения циркулирующего воздуха на входе в укрытие с $t_H = 5 \div 10^\circ\text{C}$ [3], так и для снижения поверхности теплообменника 2, в связи с чем температуру смешиваемой воды $t_{СМ}$ в инженерных расчетах логично предусматривать в пределах $(3 \div 5)^\circ\text{C}$.

Стабилизация процессов охлаждения печи в течении года повышает стойкость и срок службы ее конструктивных слоёв, прежде всего футеровки, при этом улучшаются теплотехнологические условия выпуска высококачественной продукции. Вода в баке – аккумуляторе по температурному уровню после догрева удовлетворяет требованиям соответ-

ствующих систем теплоснабжения без устройства дополнительного внешнего источника для этой цели. Таким образом, работа предложенной системы, реализуемая на основе цикла термотрансформации, повышает общую эффективность работы обжиговой печи и качество промышленного теплоснабжения. Определим условия ее высокоэффективного функционирования.

Тепловой поток $Q_{ГВ}$, необходимый для выработки горячей воды в системе, определяется зависимостью

$$Q_{ГВ} = G_{ГВ} c (t_{ГВ} - t_{ХВ}), \text{ Вт}, \quad (1)$$

где: $G_{ГВ}$ – расход горячей воды, кг/с; c – средняя теплоёмкость воды в процессе нагрева, Дж/(кг °С); $t_{ГВ}$, $t_{ХВ}$ – температура горячей и холодной воды, °С.

Нагрев воды в системе осуществляется за счет воспринятого теплового потока от охлаждения печи $Q_{П}$ и трансформации энергии индикаторной мощности компрессора N , следовательно

$$Q_{ГВ} = Q_{П} + N, \text{ Вт}. \quad (2)$$

Воспринятый водой тепловой поток в теплообменнике 2 определяется условиями охлаждения печного агрегата согласно соотношения

$$Q_{П} = (G_{ХВ} + G_{Р}) c (t_{Г} - t_{СМ}) = \alpha \Delta t F, \text{ Вт}, \quad (3)$$

где $G_{ХВ}$, $G_{Р}$ – расход исходной холодной воды и рециркуляционного теплоносителя, кг/с; $t_{СМ}$, $t_{Г}$ – температура теплоносителя до и после рассматриваемого теплообменника, °С; α – средний коэффициент теплообмена на поверхности охлаждения печного агрегата, Вт/(м² К); F – площадь укрытой поверхности печи, м²; Δt – избыточная температура поверхности печи, по условиям рационального естественного либо оптимального теплотехнологического охлаждения, К.

Очевидно, что нагрев циркулирующего воздуха ($t_{П} - t_{Н}$) в процессе воздушоструйного охлаждения характеризуется избыточной температурой на поверхности печного агрегата Δt , условиями охлаждения α и соответствующим значением удельного расхода воздушной среды (G/F) в обеспечении стабилизирующего охлаждения печи до требуемого температурного уровня [3].

Тепловой поток $Q_{К}$, воспринимаемый в конденсаторе 4 в результате догрева воды перед поступлением в бак – аккумулятор, определяется зависимостью

$$Q_K = Q_{И2} + Q_{И1} + N, \text{ Вт}, \quad (4)$$

где $Q_{И2}$ и $Q_{И1}$ – потоки, воспринятые в испарителях 5 и 5', теплонасосного контура, Вт.

Тепловой поток, воспринятый в конденсаторе теплового насоса, также зависит от индикаторной мощности компрессора и учитывается тепловым коэффициентом преобразования, что представляется соотношением

$$Q_K = \varphi_K N, \text{ Вт}. \quad (5)$$

На основе зависимости (4) и соотношения (5) мощность компрессора приобретает вид

$$N = (Q_{И1} + Q_{И2}) / (\varphi_K - 1), \text{ Вт}. \quad (6)$$

Отношение расходов рециркуляционной части теплоносителя G_P к общему расходу воды через водовоздушный теплообменник 2 ($G_{ХВ} + G_P$) определяется переменным соотношением x , на основе чего

$$G_P = (x/(1-x)) G_{ХВ}, \quad \text{при этом} \quad G_{ХВ} + G_P = G_{ХВ} / (1-x). \quad (7)$$

Тепловой поток доохлаждения исходной воды $Q_{ХВ}$, может быть представлен в виде

$$Q_{ХВ} = G_{ХВ} c (t_{ХВ} - t_{ХВ1}), \text{ Вт}. \quad (8)$$

Аналогично тепловой поток охлаждения рециркуляционного теплоносителя с учетом соотношения (7) определяется зависимостью

$$Q_{И2} = G_{ХВ} c (x / (1 - x)) (t_T - t_{Х2}), \text{ Вт}. \quad (9)$$

Температура теплоносителя на входе в теплообменник 2 с учетом зависимости (7), определяется соотношением

$$t_{СМ} = (1-x)t_{Х1} + x t_{Х2}, \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (10)$$

Совместное решение зависимостей (1), (3), (4), (6), (7) с учетом (8), (9) и (10) позволяет выразить тепловой коэффициент преобразования φ_K в следующем виде

$$\varphi_K = (-a - b + 1) / (-a - b + (1 + x) / (1 - x)), \quad (11)$$

где a и b – температурные симплексы, учитывающие температурные перепады теплоносителя в процессе доохлаждения исходной воды и ее

нагрева на всем диапазоне, относительно разности температур теплоносителя в теплообменнике 2, имеющие вид соответственно

$$a = (t_{XB} - t_{X1}) / (t_T - t_{X1}), \quad b = (2t_{ГВ} - (t_T - t_{XB})). \quad (12)$$

Анализ взаимосвязи теплового коэффициента φ_K и рециркуляционной части теплоносителя x в уравнении (11) свидетельствует ($(\partial\varphi_K / \partial x) = 0$) об отсутствии экстремума функции, аналогично как и от температурных симплексов a и b .

Учитывая возрастание теплового коэффициента преобразования с приближением температуры t_T к заданной температуре нагрева воды $t_{ГВ}$ по условиям теплоснабжения, в анализируемых условиях для наиболее распространенных парокompрессионных теплонасосных установок с соответствующими характеристиками рабочих тел, температура промежуточного нагрева воды t_T ограничивается верхним пределом 40°C .

На рис.2 представлены значения теплового коэффициента по уравнению (11), характеризующие эффективность утилизации теплоты охлаждения печи для нагрева воды до $t_{ГВ} = 60$ и 90°C при $t_{CM} = t_{X1} = t_{X2} = 5^\circ\text{C}$ с температурой промежуточного ее нагрева до $t_T = 25$ и 35°C в холодный и теплый периоды года соответственно с начальной температурой холодной воды $t_{XB} = 10$ и 20°C . Из представленных данных следует, что выбор значения рециркуляционной части воды не является однозначным и существенно зависит от исходных и режимных параметров системы охлаждения печи, теплогидравлических характеристик водяного контура и теплонасосной установки. Очевидно, что анализируемая система при отсутствии рециркуляционного потока ($x = 0$) не эффективна. При нагреве воды для низкотемпературных абонентских систем с предварительным ее доохлаждением в теплый период эффективность системы значительно возрастает, очевидно также что для каждого комплекса исходных данных отклонение рециркуляционной части потока x от целесообразного значения весьма существенно влияет на теплoэнергетическую эффективность всей системы. Поэтому определение необходимого значения потока x , обеспечивающего требуемую эффективность, устанавливается на основе рекомендуемых [6, 7] значений теплового коэффициента преобразования φ_K^P по зависимости

$$x = (1 - a + b(\varphi_K^P - 1) - \varphi_K^P) / (1 - a + b(\varphi_K^P + 1)). \quad (13)$$

