

Петраш В.Д., докт. техн. наук, проф., **Полунин Ю.Н.,** аспирант

Одесская государственная академия строительства и архитектуры
«ОГАСА»

ул. Дидрихсона, 4, 65029 Одесса, Украина, e-mail: petrant@ukr.net

Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения

Предложена новая система контактно-рекуперативного отбора и парокомпрессионной трансформации энергии отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. Математическая модель теплообменных процессов базировалась на основе определения соответствующих температур теплообменных сред и балансных соотношений тепловых потоков в характерных сечениях системы отбора, соотношения расходов греющей и нагреваемой среды, на технологическое и коммунально-бытовое теплоснабжение, а также расходов теплоносителя в отопительно-вентиляционных системах и горячего водоснабжения. В качестве критерия энергетической эффективности исследуемой системы использовалась зависимость действительного коэффициента преобразования парокомпрессионного цикла. В результате аналитического исследования установлен модифицированный критерий комплексной оценки энергетической эффективности анализируемой системы. Она обеспечивает высокие значения коэффициента преобразования (до 10–15) при соответствующих соотношениях расходов греющей и нагреваемой среды, технологического и коммунально-бытового теплоснабжения, учитывая соотношения расходов теплоносителей в эксплуатационном режиме отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения. *Библ. 16, рис. 2.*

Ключові слова: термотрансформация, утилизация, вращающиеся печи, энергоэффективность.

Характерным недостатком вращающихся печей в процессе производства цемента и керамзита является крайне низкая эффективность использования энергии первичного топлива (до 45 %), потери теплоты с отработанными газами составляют 30–35 % [1–3], при этом в стоимости конечной продукции топливная составляющая достигает 60 %. Отработанные газы, являющиеся наибольшим резервом вторичных энергоресурсов в теплотехнологическом процессе производства строительных материалов, имеют характерную пылегазовую компоненту, сравнительно низкую температуру (до 150–250 °С) и большие расходы. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Сопоставительный анализ пылевого и химического составов отработанных газов указывает на существенное отличие их по аналогичным показателям от уходящих газов традиционных районных котельных и ТЭЦ, работающих на газовом топливе. При этом химический состав отработанных газов [4] во многих случаях по содержанию оксидов азота меньше на 10–

15 %, а по оксидам серы на 8–13 %, за исключением случаев повышенного содержания указанных компонентов в исходной структуре обрабатываемого материала.

Анализ известных систем отбора теплоты из отработанных газов с позиции энергосбережения свидетельствует о необходимости поиска методов более глубокого их охлаждения с одновременной возможностью повышения температурного уровня нагреваемой среды для абонентских систем. При этом в процессе охлаждения отработанных газов экономия теплоты позволяет сократить до 1/3 количество традиционно сжигаемого первичного топлива. Один из рациональных способов отбора теплоты из отработанных газов реализуется в контактно-рекуперативных системах, приведенных в работах [5–10].

В работе [11] акцентируется внимание на перспективности энергосбережения в технологии производства строительных материалов во вращающихся печах на основе теплонасосных технологий.

В решении поставленной задачи перспективным направлением представляется технология комбинированного контактно-рекуперативного отбора теплоты с минимизацией затрат на паро-

компрессионную термотрансформацию энергетических потоков. Изложенный подход открывает возможность повышения температурного потенциала абонентского теплоносителя, увеличения общего объема утилизируемой теплоты, а также способствует защите окружающей среды за счет снижения теплового загрязнения и уменьшения количества вредных выбросов в атмосферу.

Предложенный подход реализуется в системе, отличающейся патентной новизной [12] (рис.1), которая работает следующим образом. После традиционной очистки от пыли отработанные газы из вращающейся печи по каналу 2 поступают в фильтр тонкой очистки 26, далее направляются в рекуперативный теплообменник 12 для предварительного их охлаждения в «сухом» режиме. Затем газы поступают в первую контактную камеру 6 предложенной структуры [13] для предварительного охлаждения и увлажнения, а затем во вторую камеру 28 для более глубокого их охлаждения с возможностью нагрева воды до соответствующего значения температуры «мокрого термометра» в каждой из них. В первой камере 6 контактное взаимодействие потоков происходит при повышенной температуре воды после теплообменника 15, а во второй камере 28 обеспечивается более

глубокое их доохлаждение при температуре исходной холодной воды в трубопроводе 17. Затем газы проходят рекуперативный теплообменник 7, в который поступает холодная вода с предельно низкой температурой после испарителя 22 парокомпрессионного термотрансформаторного контура. В результате происходит глубокое охлаждение парогазовой смеси до 15–20 °С в режиме конденсации влаги с соответствующим выделением теплоты парообразования. Для предотвращения выпадения конденсата в дымовой трубе теплообменник 8 обеспечивает незначительный нагрев охлажденного газа, после чего он выходит в атмосферу с температурой 20–25 °С.

Исходная холодная вода по трубопроводу 17 поступает во вторую камеру контактного взаимодействия 28 для более глубокого охлаждения газов. Часть потока холодной воды из трубопровода 17 по циркуляционному трубопроводу 25 после предварительного нагрева в рекуперативном теплообменнике 15 поступает в испарительный теплообменник 22 термотрансформаторного контура совместно с рециркуляционным потоком незначительно подогретой воды после теплообменника 8.

В теплообменнике 15 из охлаждаемой воды перед распределителем 9 предусмотрен частичный отбор циркулирующей воды по трубопроводу 25 для последующей передачи ее в испарителе 22 в термотрансформаторном цикле для дальнейшей нагрева поступающей воды из поддона 5 в конденсаторном теплообменнике 21. Для повышения надежности работы оросительных камер и всей системы водно-шламовая смесь с повышенной концентрацией удаляется шнековой системой 29 для последующего применения на исходной стадии замкнутого технологического цикла.

Вода после контактного взаимодействия с газом из поддона 5 под действием циркуляционного насоса 10 поступает в конденсаторный теплообменник 21, где происходит дальнейший термотрансформаторный нагрев ее после контактной камеры. Здесь осуществляется догрев воды после контактного взаимодействия за счет отбираемой

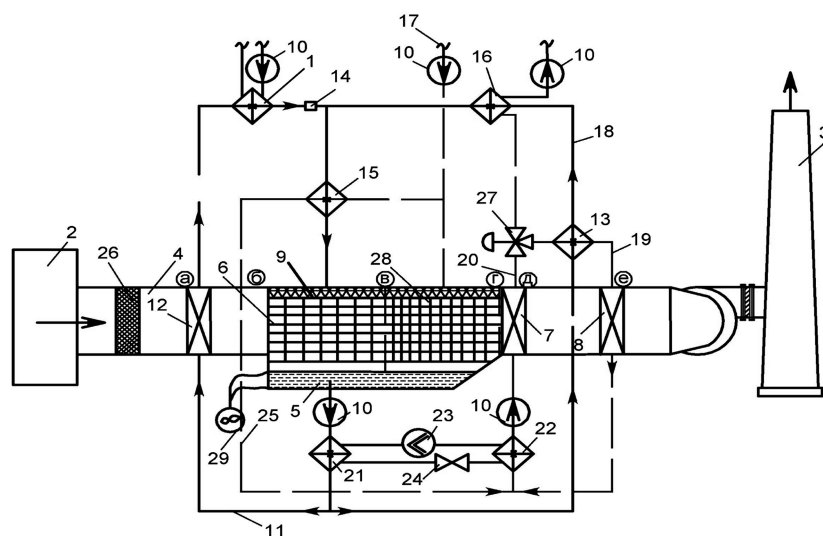


Рис.1. Схема системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения: 1 – теплообменник нагрева воды для отопительно-вентиляционных систем; 2 – газоход; 3 – дымовая труба; 4 – газоход после тонкой очистки; 5 – поддон; 6 – первая контактная камера; 7 – теплообменник доохлаждения газа; 8 – подогреватель; 9 – распределитель; 10 – циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20 – трубопроводы; 12 – теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16 – теплообменники; 14 – дроссель; 17 – трубопровод исходной холодной воды; 21 – конденсатор; 22 – испаритель; 23 – компрессор; 24 – дроссельный вентиль; 25 – трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26 – фильтр тонкой очистки газа; 27 – трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28 – вторая контактная камера; 29 – шнек; а-е – сечения.

теплоты в испарителе 22 из воды, поступающей после теплообменников 8, 13 и 15, а также части приводной мощности в тепловом эквиваленте, расходуемой на привод компрессора 23. В испарителе 22 теплоноситель охлаждается до предельно низкой температуры, обеспечивая высокоэффективную работу теплообменника 7 для эффективного охлаждения парогазовой смеси в режиме конденсации. После конденсатора вода с повышенной температурой разделяется по двум параллельно работающим рециркуляционным контурам. Первая часть общего потока после прохождения через рекуператор предварительного охлаждения газов 12 направляется в теплообменник 1 для нагрева теплоносителя отопительно-вентиляционных систем. После снижения температуры в теплообменнике 15 греющая вода поступает в первую контактную камеру. Вторая часть подогретой воды в конденсаторе 21 после теплообменников 13 и 16 поступает в тот же распределитель 9.

Охлажденная вода после испарителя 22 термотрансформаторного контура с помощью насоса 10 поступает в теплообменник 7 для более глубокого охлаждения влагонасыщенных газов после второй контактной камеры. Частично нагретая вода в теплообменнике 7 после прохождения по трубопроводу 20 с регулятором 27 догревается в теплообменнике 16 и поступает в систему горячего водоснабжения. Рециркуляционная часть воды после нагрева в теплообменнике 13 по трубопроводу 19 проходит в теплообменник 8, а затем возвращается в испаритель 22 термотрансформаторного контура.

Задачей аналитического исследования явилось установление зависимостей для оценки энергетической эффективности трансформации энергетических потоков контактно-рекуперативного теплообмена в процессе охлаждения отработанных газов на вышеизложенной основе.

Поступающий из печи газ с начальной температурой 100–300 °С после дополнительной тонкой очистки с расходом сухой части G_r и паров $G_{п}$ нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного его охлаждения 12. При этом отбираемый тепловой поток $Q_{по}$ в режиме «сухого» охлаждения газа определяется по зависимости, Вт:

$$Q_{по} = G_r [c_r (t_{r,a} - t_{r,b}) + d_{п} (c_{п,a} t_{п,a} - c_{п,b} t_{п,b})], \quad (1)$$

где c_r , $c_{п}$ — средняя изобарная теплоемкость газов и паров в рассматриваемых сечениях «а» и «б», Дж/(кг·°С); t_r , $t_{п}$ — начальная и конечная температура предварительного охлаждения газа

и паров в соответствующих сечениях, °С; $d_{п}$ — влагосодержание газа, кг/кг.

Установлено [14], что температурный потенциал нагреваемой воды в процессе контакта с газом определяется по зависимости

$$t_m = t_r [r (d_m - d_r) / c_r], \quad (2)$$

где t_r — температура газа, °С; r — теплота парообразования, Дж/кг; d_m , d_r — влагосодержание соответственно насыщенной смеси при температуре воды и газа, кг/кг; c_r — теплоемкость газа, Дж/(кг·°С).

В результате последующего взаимодействия охлажденного газа с водой его теплота воспринимается нагреваемой средой в первой и во второй контактных камерах. Общий тепловой поток охлаждения газа в контактной камере представляется в виде теплоты его сухой компоненты, паров и сконденсировавшейся их части:

$$Q_{кк} = G_r [(c_{r,б} t_{r,б} - c_{r,г} t_{r,г}) + (d_{п,б} i_{п,б} - d_{п,г} i_{п,г}) + (d_{п,б} - d_{п,г}) c_{ж} t_{ж}], \quad (3)$$

где c_r , $c_{п}$, $c_{ж}$ — теплоемкости соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях «б» и «г» до и после контактной камеры, Дж/(кг·°С); t_r , $t_{п}$, $t_{ж}$ — температуры соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в сечениях «б» и «г» до и после контактной камеры, °С; $d_{п}$ — влагосодержание газа после контактной камеры, кг/кг; i_r , $i_{п}$ — энтальпия газа и паров соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части до и после контактной камеры, Дж/кг.

Тепловой поток доохлаждения газа в теплообменнике 7 после контактной камеры определяется по зависимости

$$Q_{го} = G_r [c_r (t_{r,г} - t_{r,д}) + (d_{п,г} i_{п,г} - d_{п,д} i_{п,д}) + (d_{п,г} - d_{п,д}) c_{ж} t_{ж}], \quad (4)$$

где c_r , $c_{ж}$ — теплоемкость газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях «г» и «д», Дж/(кг·°С); t_r , $t_{ж}$ — температура газа и сконденсировавшегося пара в сечениях «г» и «д», °С; $d_{п}$ — влагосодержание пара в соответствующих сечениях, кг/кг.

Требуемый тепловой поток для подогрева газа в теплообменнике 8, предотвращающий выпадение конденсата после его доохлаждения в теплообменнике 7 на поверхностях отводящего газохода и выбросной трубы, определяется по зависимости

$$Q_{\text{под}} = G_{\Gamma} [c_{\Gamma} (t_{\Gamma,е} - t_{\Gamma,д}) + d_{\Pi,д} (i_{\Pi,е} - i_{\Pi,д})], \quad (5)$$

где c_{Γ} — средняя теплоемкость газа между сечениями «е» и «д», Дж/(кг·°C); t_{Γ} — температура газа в соответствующих сечениях «е» и «д», °C; d_{Π} — влагосодержание газа в соответствующих сечениях «е» и «д», кг/кг; i_{Π} — энтальпия пара в соответствующих сечениях «е» и «д», Дж/кг.

Закономерность распределения нагреваемой воды в рассматриваемых подсистемах при взаимодействии ее с низкотемпературным газом определяется структурно-функциональной взаимосвязью основных элементов системы (см. рис.1). Очевидно, что расход воды во второй контактной камере $G_{\text{к2}} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}}$, а в первой $G_{\text{к1}} = G_{\Pi}$. Представим поступающий расход воды из поддона на исходный цикл технологического процесса $G_{\text{техн}}$ в виде ΘG_{Π} , откуда:

$$G_{\text{техн}} = \Theta G_{\Pi} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}} + G_{\text{конд}}, \quad (6)$$

где $G_{\text{конд}}$ — общий расход сконденсировавшихся паров в результате непосредственного взаимодействия отработанного газа с водой в контактной камере и доохлаждения в теплообменнике 7, кг/с.

На основе предварительно установленных энергетических балансов определялся температурный потенциал греющей и нагреваемой среды в характерных режимах работы системы. В результате установлена соответствующая зависимость для определения искомой температуры газа в соответствующем сечении «г»:

$$t_{\Gamma,г} = t_{\Gamma,б} - (1 + \mu) (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}) - t_{\Gamma,д} + m t_{\text{в,г}}, \quad (7)$$

где μ — коэффициент учета относительного перепада подогрева охлажденного газа в теплообменнике 8 перед отводящим газоходом и выбросной трубой; m — коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагрева воды к предельной температуре возможного насыщения газа водяными парами, $m \geq 1$.

Очевидно, что температура влажного газа на входе в теплообменник 7, зависящая прежде всего от начальных значений $t_{\Gamma,б}$, а также от μ и m , является определяющей для последующего многофакторного исследования эффективности трансформации энергетических потоков в анализируемой системе.

$$Q_{\text{к}} = (1 + \beta) G_{\text{гв}} c_{\text{в}} \left\{ t_{\Gamma} + \Delta t - \frac{a}{c_{\text{в}}} \left[1 + \frac{G_{\text{хв}}}{\beta G_{\text{гв}}} \right] \left[c_{\Gamma} \bar{\Delta} t_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}}) + d_{\Pi} \left(c_{\Pi} t_{\Pi} - c_{\Pi,б} \left(t_{\Gamma} - \bar{\Delta} t_{\text{по}} \left(t_{\Gamma} - t_{\text{yx}} \right) \right) \right) \right] - t_{\text{м}} \right\}, \quad (11)$$

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{гв}} c_{\text{в}} \left\{ \left[\left(\frac{G_{\text{гв}}}{G_{\text{хв}}} + j \right) \cdot \left[t_{\text{и,к}} + \frac{a}{(1+j)c_{\text{в}}} \left(\beta + \frac{G_{\text{хв}}}{G_{\text{гв}}} \right) \cdot (c_{\Gamma} (t_{\Gamma} - (1 + \mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}})) - 2t_{\Gamma,д} + m t_{\text{в,г}}) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[c_{\Pi} d_{\Pi} (t_{\Gamma} - (1 + \mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{yx}})) - 2t_{\Gamma,д} + m \cdot t_{\text{в,г}} \right] - c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} (d_{\Pi,г} - d_{\Pi,д}) \right] + \frac{G_{\text{гв}}}{G_{\text{хв}}} (\beta t_{\text{о}} + t_{\text{гв}}) \right\} - (1 + j) t_{\text{и,к}} \right\}. \quad (12)$$

Искомая часть поступающего расхода теплоносителя в теплообменник 1 отопительно-вентиляционной системы определяется в следующем виде:

$$x = G_{\text{ов}} / (G_{\text{ов}} + G_{\text{гв}}). \quad (8)$$

Соотношение расходов воды в системе отопления $G_{\text{ов}}$ и на горячее водоснабжение $G_{\text{гв}}$ представляется в виде $\beta = G_{\text{ов}} / G_{\text{гв}}$.

Обозначим соотношение расходов отработанного газа G_{Γ} к общему расходу нагреваемой воды в первой $G_{\text{к1}}$ и второй $G_{\text{к2}}$ контактных камерах:

$$a = G_{\Gamma} / (G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}). \quad (9)$$

Отсюда следует, что расход отработанного газа представляется в более общем виде:

$$G_{\Gamma} = a (\beta G_{\text{гв}} + G_{\text{хв}}). \quad (10)$$

Таким образом, тепловой поток нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура $Q_{\text{к}}$ выражается формулой (11).

Для определения энергии охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура и газа после контактной камеры предварительно был установлен температурный потенциал теплоносителя для горячего водоснабжения в характерных точках системы. На изложенной основе установлена зависимость для определения энергии охлаждения воды в испарителе и газа после контактной камеры.

В результате зависимость для определения энергии охлаждения циркулирующей воды через испаритель термотрансформаторного контура выражается формулой (12).

Обозначения для формул (11), (12): Δt — температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, °C; $\bar{\Delta} t_{\text{по}}$ — относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения; $t_{\text{м}}$ — температура воды в поддоне, °C; j — рециркуляционная часть общего расхода теплоносителя в системе горячего водоснабжения, проходящая через теплообменник 8 для предотвращения выпадения конденсата охлажденного газа при дальнейшем его контакте с поверхностями газоходов и выбросной трубы.

$$\frac{Q_{II}}{Q_K} = \left\{ \left[\left(j + \frac{1}{1 + \Theta(1 + \beta)} \right) \cdot \left[t_{и,к} + \frac{a}{(1 + j)c_B} (1 + \beta + \Theta(1 + \beta)) \cdot \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{уХ}) - 2t_{Г,д} + mt_{в.Г} \right] \cdot (c_{Г} + c_{п}d_{п}) - c_{ж}t_{ж}(d_{п,Г} - d_{п,Д}) \right] + \frac{\beta t_0 + t_{ГВ}}{1 + \Theta(1 + \beta)} \right] - (1 + j)t_{и,к} \right\} / (14)$$

$$/ (1 + \beta) \left\{ t_{Г,от} + \Delta t - \frac{a}{c_B} \left(\frac{1 + \Theta + \beta(1 + \Theta)}{\beta} \right) \cdot \left[c_{Г} \bar{\Delta} t_{по} \cdot (t_{Г} - t_{уХ}) + d_{п} \left(c_{п} t_{п} - c_{п,б} \left(t_{Г} - \bar{\Delta} t_{по} (t_{Г} - t_{уХ}) \right) \right) \right] - t_{М} \right\}.$$

Взаимосвязь расходов исходной холодной воды $G_{ХВ}$ и на горячее водоснабжение $G_{ГВ}$ с учетом ранее принятого соотношения (6) $G_{Техн} = \Theta C_{п}$ представляется так:

$$G_{ХВ} = G_{ГВ} [1 + \Theta (1 + \beta)]. \quad (13)$$

На основе вышеизложенного соотношение тепловых потоков в испарителе Q_{II} и конденсаторе Q_K после соответствующих преобразований приобретает вид формулы (14).

Воспринятый тепловой поток в конденсаторе Q_K определяется тепловой мощностью испарителя Q_{II} , а также мощностью в тепловом эквиваленте, затраченной на привод компрессора W в процессе термотрансформации энергетических потоков [15], откуда следует, что $Q_K = Q_{II} + W$. Из определения действительного коэффициента преобразования и соответствующего соотношения энергетических потоков следует:

$$\varphi = Q_K / W = (1 - Q_{II} / Q_K)^{-1}. \quad (15)$$

После подстановки соответствующего соотношения тепловых потоков конденсатора Q_K и испарителя Q_{II} в зависимость (15) анализ эффективности преобразования энергетических потоков в анализируемой системе представляется возможным производить по уравнению в окончательном виде:

$$\varphi = (1 - ((A \cdot B + B_1) - B_2) V^{-1})^{-1}, \quad (16)$$

где комплексы A , B и V учитывают соответствующую взаимосвязь исходных и режимных параметров в испарителе и конденсаторе в соответствующем виде:

$$A = \left\{ j + 1 / [1 + \Theta (1 + \beta)] \right\}.$$

$$B = \left[t_{и,к} + \frac{a}{(1 + j)c_B} (1 + \beta + \Theta(1 + \beta)) \cdot \left[t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{уХ}) - 2t_{Г,д} + mt_{в.Г} \right] \cdot (c_{Г} + c_{п}d_{п}) - c_{ж}t_{ж}(d_{п,Г} - d_{п,Д}) \right];$$

$$B_1 = \frac{\beta t_0 + t_{ГВ}}{1 + \Theta(1 + \beta)}; \quad B_2 = (1 + j)t_{и,к};$$

$$V = (1 + \beta) \left\{ t_{Г,от} + \Delta t - \frac{a}{c_B} \left(\frac{1 + \Theta + \beta(1 + \Theta)}{\beta} \right) \cdot \left[c_{Г} \bar{\Delta} t_{по} \cdot (t_{Г} - t_{уХ}) + d_{п} \left(c_{п} t_{п} - c_{п,б} \left(t_{Г} - \bar{\Delta} t_{по} (t_{Г} - t_{уХ}) \right) \right) \right] - t_{М} \right\}.$$

Из уравнения (16) следует, что коэффициент преобразования как модифицированный критерий комплексной оценки эффективности трансформации энергетических потоков в предложенной системе, учитывая ее исходные параметры и режимные условия работы структурных подсистем, зависит прежде всего от соотношения температур и расходов греющей и нагреваемой среды.

На рис.2 представлена графическая зависимость коэффициента преобразования энергетических потоков согласно (16) от соотношения расходов отработанного газа и поступающей воды в контактную камеру.

При построении графиков для реальных значений исходных параметров отработанного газа и жидкости, соответствующих их термодинамических характеристик, а также результатов анализа графического построения процессов на $I-d$ диаграмме, в последующих расчетах принимались следующие данные: $j = 0,2$; $t_{и,к} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$; $a = 0,1-2$; $\beta = 0,1-0,5-0,9$; $\mu = 0,04$; $t_{Г} = 100$;

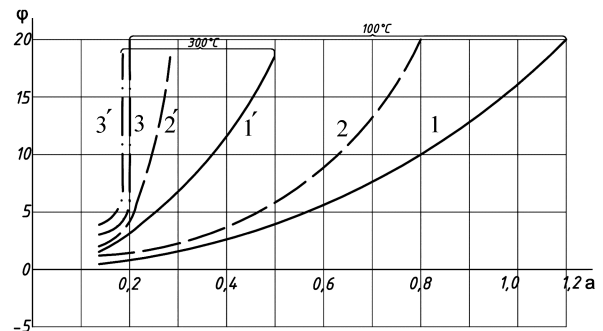


Рис.2. График зависимости коэффициента преобразования от соотношения расходов отработанного газа и поступающей воды в контактную камеру для 100 (300) $^\circ\text{C}$ при разных β : 1 (1') - 0,1; 2 (2') - 0,5; 3 (3') - 0,9.

300 °С; $t_{Г2} = 20$ °С; $m = 1$; $t_M = 44$ °С; $c_{П} = 1100$ Дж/(кг·°С); $c_{Ж} = 4200$ Дж/(кг·°С); $c_{Г} = 1026$ Дж/(кг·°С); $t_{Ж} = 35$ °С; $d_{П} = 0,04$ кг/кг; $d_{Н} - d_{К} = 0,02$ кг/кг; $t_{УХ} = 25$ °С; $t_0 = 70$ °С; $t_{ГВ} = 55$ °С; $\Delta t = 5$ °С; $t_{Под} = 95$ °С; $c_{В} = 4200$ Дж/(кг·°С); $c_{Г} = 1026$ Дж/(кг·°С); $c_{П} = 1100$ Дж/(кг·°С); $c_{УХ} = 1009$ Дж/(кг·°С); $\Delta t_{По} = 0,2$; $\Theta = 0,5$; $t_{П} = 100$ °С; $c_{П,б} = 1026$ Дж/(кг·°С).

Из графиков следует, что на коэффициент преобразования существенно влияет начальная температура отработанных газов и соотношение расходов воды в условиях эксплуатации отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения. Очевидно, что достижение достаточно высоких значений коэффициента преобразования в диапазоне ($\phi = 10-15$) обеспечивается при соответствующих соотношениях анализируемых расходов ($a = 0,2-1,2$). При более высоких значениях начальной температуры газов их смещение происходит к исходным значениям до $a = 0,2$.

Диапазон рациональных значений соотношения отработанного газа и контактной воды (a), при которых обеспечивается высокоэффективная трансформация тепловых потоков, логично согласуется с обратной величиной широко применяемого коэффициента орошения μ [16], находящегося в пределах 0,5–1,5 кг/кг сухого воздуха в охлаждающих системах контактного взаимодействия воды и газо-воздушных потоков, а также в системах кондиционирования воздуха.

Выводы

Предложены новый подход и соответствующая система энергосбережения на основе контактно-рекуперативного отбора с парокомпрессионной трансформацией теплоты отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для теплотехнологического и промышленного теплоснабжения. Они создают основу для использования мощного потенциала отработанных низкотемпературных газов, энергия которых в настоящее время по существующей теплотехнологии практически не используется. Разработки открывают новые возможности для 20–30 %-го повышения эффективности использования первичной энергии сжигаемого топлива в печных агрегатах для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

Установлена зависимость коэффициента преобразования, которая позволяет производить оценку эффективности совместной работы контактно-рекуперативной и абонентских сис-

тем с термотрансформацией энергетических потоков. Она показывает, что на единицу приводной мощности в работе компрессора отбор теплоты из охлаждаемого низкотемпературного газа достигает 10–15 в зависимости от исходных параметров и режимных условий работы предложенной системы.

Результаты исследования позволяют определить рациональные режимы работы структурных подсистем для обеспечения высокоэффективной трансформации энергетических потоков в процессе охлаждения отработанных газов для нагрева воды с нормируемой температурой для теплотехнологического и промышленного теплоснабжения, в том числе для теплоснабжения смежных предприятий и прилегающих зданий на основе коммерческого учета отпускаемой теплоты.

Список литературы

1. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности. — Л. : Стройиздат, 1968. — 456 с.
2. Древицкий Е.Г., Добровольский А. Г., Коробок А.А. Повышение эффективности работы вращающихся печей. — М. : Стройиздат, 1990. — 225 с.
3. Онацкий С.П. Производство керамзита. — М. : Стройиздат, 1987. — 333 с.
4. Berdowski J.J.M., P.F.J. van der Most, Wessels-Boer R. Emission Inventory Guidebook. — The Netherlands, 2006. — С. 127–143.
5. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. — М. : Недра, 1978. — 280 с.
6. А. с. 865345 СССР, МКИ³ В 01 D 47/02, 47/00. Установка для утилизации тепла и очистки дымовых газов / А.А.Хавин, Н.П.Очеретянко, С.М.Комков. — Опубл. 30.12.85, Бюл. № 48.
7. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В. и др. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа // Промышленная теплотехника. — 2008. — Т. 30, № 3. — С. 68–76.
8. Полунин М.М., Петраш В.Д. Совместная работа теплоутилизирующего комплекса обжиговой вращающейся печи и теплопотребляющих систем // Известия вузов. Строительство. — 1996. — № 11. — С. 90–94.
9. Семенюк Л.Г., Михайлов А.А., Шипилов О.Б., Ажимов С.В., Палей К.Е., Пономарев А.Ю. Комплексная система утилизации тепла уходящих газов // Промышленная энергетика. — 1991. — № 2. — С. 38–40.
10. Губарь В.Ф., Лукьянов А.В., Гушин А.М. Пути и методы утилизации тепла отходящих газов печей обжига клинкера при мокром способе газоочистки // Новые технологические решения для строительной промышленности Донбасса : Сб. науч. тр. — Киев : Учеб.-метод. комплекс высш. образования, 1989. — 140 с.

11. Михайлов-Вагнер А. Современные энергосберегающие технологии и возможность их применения в цементной промышленности России // Цемент и его применение. — 1997. — № 4. — С. 9–14.
12. Пат. 100923 Укр., МПК⁹ F 27 В 9/00. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання / Ю.Н.Полунін, В.Д.Петраш. — Оубл. 11.02.13, Бюл. № 3.
13. Пат. на корис. модель 73654 Укр., МПК⁹ F 23 J 15/00. Тепломасообмінний апарат для відбору теплоти з низькотемпературних газів / В.Д.Петраш, Ю.Н. Полунін. — Оубл. 10.10.12, Бюл. № 19.
14. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. — М. : Стройиздат, 1988. — 376 с.
15. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. — М. : Энергия, 1977. — 280 с.
16. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. — Киев : Будивальник, 1967. — 296 с.

Поступила в редакцию 15.07.13

*Петраш В.Д., докт. техн. наук, проф., Полунін Ю.Н., аспірант
Одеська державна академія будівництва та архітектури «ОДАБА»
вул. Дідрихсона, 4, 65029 Одеса, Україна, e-mail: petrant@ukr.net*

Відбір та трансформація енергії відпрацьованих газів обертових печей для промислового теплопостачання

Запропоновано нову систему контактно-рекуперативного відбору та парокомпресійної трансформації енергії відпрацьованих низькотемпературних газів обертових печей для промислового теплопостачання. Математична модель теплообмінних процесів базувалася на основі визначення відповідних температур теплообмінних середовищ та балансних співвідношень теплових потоків у характерних перетинах системи відбору, співвідношення витрат гріючого середовища та середовища, що нагрівається, на технологічне та комунально-побутове теплопостачання, а також витрат теплоносія в опалювально-вентиляційних системах та гарячого водопостачання. Як критерій енергетичної ефективності досліджуваної системи використовувалася залежність дійсного коефіцієнта перетворення парокомпресійного циклу. У результаті аналітичного дослідження встановлено модифікований критерій комплексної оцінки енергетичної ефективності аналізованої системи. Вона забезпечує високі значення коефіцієнта перетворення (до 10–15) при відповідних співвідношеннях витрат гріючого середовища та середовища, що нагрівається, технологічного та комунально-побутового теплопостачання, враховуючи співвідношення витрат теплоносіїв в експлуатаційному режимі опалювально-вентиляційних систем та гарячого водопостачання. *Бібл. 16, рис. 2.*

Ключові слова: термотрансформація, утилізація, обертові печі, енергоефективність.

Petrash V.D., Doctor of Technical Science, Professor,
Polunin Yu.N., PhD Student

Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture «OSACEA»
4, Didrihsona Str., 65029 Odessa, Ukraine, e-mail: petrash@ukr.net

The Selection and Transformation of Energy of Exhaust Gases of Rotary Kilns for Industrial Heating

A new system of contact and vapor compression regenerative selection and transformation of the energy of low-temperature exhaust gas of rotary kilns for industrial heating is offered. Mathematical model of heat transfer processes based on the basis of determining the appropriate temperature heat transfer mediums and balanced proportions of heat flows in specific sections of the selection system, the heating cost ratio and the heated medium for technological and household heating and coolant flow in the heating and ventilation systems and hot water supply. As a criterion for the energy efficiency of the system used the dependence of the actual conversion efficiency vapor compression cycle. As a result of the analytical study is established a modified criterion comprehensive evaluation of analyzed energy efficient system. It provides high conversion efficiency (up to 10–15) for the corresponding ratios heating medium and the heated medium, technology and household heating costs and the ratio of heat transfer in the operational mode, heating and ventilation systems, and hot water supply. *Bibl. 16, Fig. 2.*

Key words: thermotransformation, recycling, rotary kilns, energy efficiency.

References

- Hodorov E.I. Cement Industry kilns. Leningrad : Strojizdat, 1968, 456 p. (Rus.)
- Drevickij E.G. Improving the efficiency of rotary kilns. Moscow : Strojizdat, 1990, 225 p. (Rus.)
- Onackij S.P. Production of expanded clay. Moscow : Strojizdat, 1987, 333 p. (Rus.)
- Berdowski J.J.M., van der Most P.F.J., Wessels-Boer R. Emission Inventory Guidebook. The Netherlands, 2006, pp. 127–143.
- Aronov I.Z. Contact water heating products of combustion of natural gas. Moscow : Nedra, 1978, 280 p. (Rus.)
- A.S. 865345 SSSR, IPC³ B 01 D 47/02, 47/00. Installation for heat recovery and flue gas cleaning. Havin A.A., Ocheretjanko N.P., Komkov S.M. — Publ. 30.12.85, Bull. 48. (Rus.)
- Fialko N.M., Sherenkovskij Yu.V. The efficiency of heat recovery systems flue gases of power plants of various types, *Promyshlennaja teplotehnika*, 2008, 30 (3), pp. 68–76. (Rus.)
- Polunin M.M., Petrash V.D. Collaboration of heat-utilizing complex of rotary kiln and heat consuming systems. *Izvestija vuzov. Stroitel'stvo*, 1996, (11), pp. 90–94. (Rus.)
- Semenjuk L.G., Mihajlov A.A. The complex system of heat recovery of exhaust gases. *Promyshlennaja jenergetika*, 1991, (2), pp. 38–40. (Rus.)
- Gubar' V.F., Luk'janov A.V., Gushhin A.M. Ways and methods of disposal of waste heat kiln clinker in wet scrubbing process. *Novye tehnologicheskie reshenija dlja stroitel'noj promyshlennosti Donbassa* : Sbornik Nauchnyh trudov, Kiev : Uchebno-metodicheskiy kompleks visshogo obrazovanija, 1989, 140 p. (Rus.)
- Mihajlov-Vagner A. Modern energy-saving technologies and their potential application in the cement industry in Russia. *Cement i ego primenenija*. 1997, (4), pp. 9–14. (Rus.)
- Pat. 100923 UA, IPC⁹ F 27 B 9/00. Heat transformation system of heat selecting from flue gases for industrial heating, Yu.N.Polunin, V.D.Petrash. — Publ. 11.02.13, Bull. 3. (Ukr.)
- Pat. 73654 UA, IPC⁹ F 23 J 15/00. Heat and mass exchange device for separating heat with low emissions, V.D.Petrash, Yu.N.Polunin. — Publ. 10.10.12, Bull. 19. (Ukr.)
- Sosnin Yu.P., Buharkin E.N. High-efficiency gas water contact heaters. Moscow : Strojizdat, 1988, 376 p. (Rus.)
- Martynovskij V.S. Cycles, diagrams and specifications thermotransformers. Moscow : Energiya, 1977, 280 p. (Rus.)
- Peklov A.A. Air conditioning in the industrial and public buildings. Kiev, Budivel'nik, 1967, 296 p. (Rus.)

Received July 15, 2013