

Тепломассообменные процессы в контактно-рекуперативной системе теплоносителя на основе трансформаторного охлаждения отработанных газов вращающихся печей.

Петраш В.Д.

д.т.н., проф., кафедра опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну, Одеська державна академія будівництва та архітектури
Полунин Ю.Н.

асистент, кафедра опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну, Одеська державна академія будівництва та архітектури

Предложена новая система отбора и трансформации энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. В результате аналитического исследования установлен модифицированный критерий комплексной оценки ее энергетической эффективности. Проведенный расчетно-графический анализ указывает на возрастание коэффициента преобразования до 33% и 36% при начальной температуре отработанных газов, равной соответственно 100 °С и 300 °С.

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

Введение. Характерным недостатком вращающихся печей в процессе производства цемента и керамзита является крайне низкая эффективность использования энергии первичного топлива (до 45%), при этом потери теплоты с отработанными газами составляют 30-35%, [1, 2, 3], и в стоимости конечной продукции топливная составляющая достигает 60%. Отработанные газы, представляющие наибольший резерв вторичных энергоресурсов в теплотехнологическом процессе производства строительных материалов, отличаются характерной пылегазовой компонентой, сравнительно низкой температурой (до 150-250 °С) и большими расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Сопоставительный анализ пылевого и химического состава отработанных газов указывает на существенное отличие их по аналогичным показателям с уходящими газами традиционных районных котельных и ТЭЦ, работающими 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 энергии традиционно сжигаемого первичного топлива. Один из рациональных способов отбора теплоты из отработанных газов реализуется в контактно-рекуперативных системах по известным разработкам [5, 6, 7, 8, 9, 10].

В работе [11] акцентируется внимание на перспективность 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 пароконденсационную термотрансформацию энергетических потоков. Изложенный подход открывает возможность повышения температурного потенциала абонентского теплоносителя, увеличения общего объема утилизируемой теплоты, а так же 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, дальше 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 через 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.

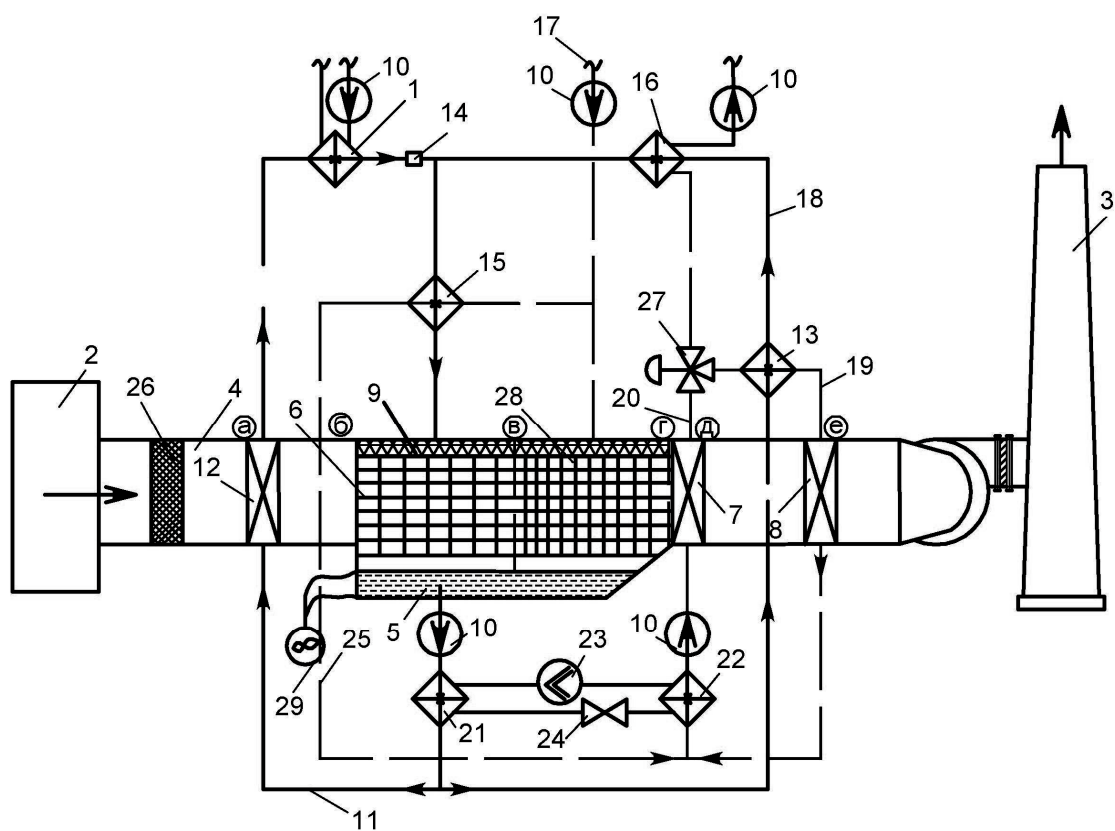


Рис. 1. Схема системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. Условные обозначения:

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-дрессель; 17-трубопровод исходной холодной воды; 21-конденсатор; 22-испаритель; 23-компрессор; 24-дрессельный вентиль; 25-трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26-фильтр тонкой очистки газа; 27-трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28-вторая контактная камера; 29-шнек.

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 дальнейшего нагрева поступающей воды из поддона 5 в конденсаторном теплообменнике 21. Для повышения надежности работы как оросительных камер, так 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 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.

Суть работы устройства, показанного на рис. 2, заключается в следующем. Отработанные низкотемпературные газы с температурой около 280 °С после предварительной тонкой очистки в фильтре 21 проходят через насадки из набора сеток 6 каждой из камер 4 и 5. После каждой из них установлены каплеуловители 22. В первую камеру взаимодействия через патрубок 2 и водораспределительный слой 9 вода подается на насадки из набора сеток 6 с более высокой температурой. При этом здесь осуществляется не только конденсация влажных составляющих компонентов газа, но и проходит частичное испарение контактной жидкости. После этого охлажденные газы поступают во вторую камеру взаимодействия 5, где контактируют с жидкостью более низкой температуры в насадках из набора сеток с большей плотностью. Таким образом во второй камере взаимодействия проходит не только дальнейшая конденсация влажностных составляющих компонентов газа, но и пара, образовавшегося в первой камере взаимодействия. Именно такой процесс предварительного насыщения и последующей конденсации влаги способствует повышению интенсивности и глубины охлаждения низкотемпературных газов.

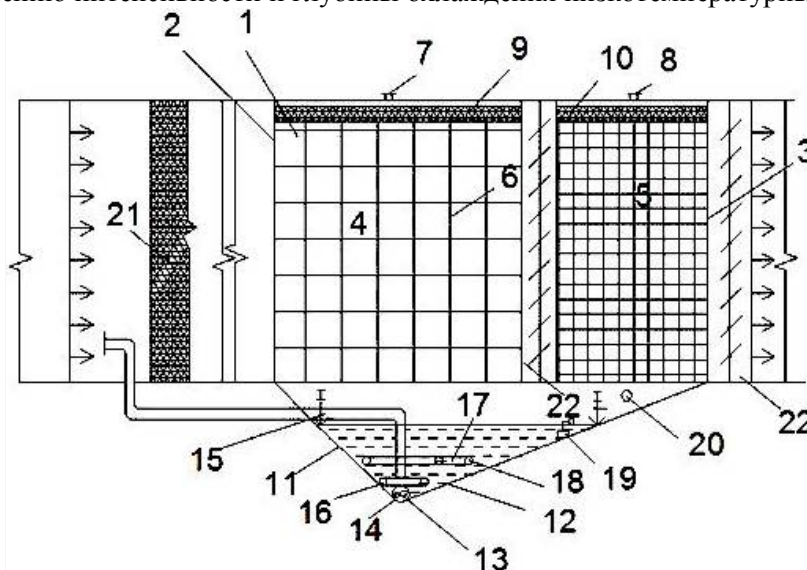


Рис. 2. Схема системы отбора теплоты из отработанных газов в процессе контактного взаимодействия с нагреваемой водой.

1-корпус; 2-подводящий патрубок; 3-отводящий патрубок; 4-первая контактная камера; 5-вторая контактная камера; 6-насадки; 7,8 – устройство для подвода жидкости; 9, 10-устройство для распределения жидкости; 11, 12-стенки поддона; 13, 15, 17 -трубопроводы; 14-шнек дренажной системы; 16, 18 -перфорированные трубопроводы; 19-автоматический регулятор уровня жидкости; 20-переливной патрубок; 21-фильтр тонкой очистки газа; 22-каплеуловители.

В нижней части поддона находится рабочий элемент дренажной системы 14, например шнек. Трубопровод подачи газа 15 с распределительными перфорированными элементами 16 обеспечивает интенсивную турбулизацию газо-пылевых примесей в зоне вероятного их отложения. Из-за большей запыленности газов в первой камере и более высокой температуры его взаимодействия с жидкостью здесь осуществляется и большее выделение пыли в виде шлама. Именно поэтому угол наклона плоской пластины 11 должен быть больше, чем пластины 12. Конфигурация части цилиндрического трубопровода 13 обусловлена плотным прилеганием к ней рабочего элемента дренажной системы 14. Перфорированными элементами 17 по трубопроводу 18 отбирается самая чистая жидкость по высоте поддона. Для поддержания заданного уровня при соответствующем расходе контактной жидкости аппарат обеспечен автоматическим регулятором уровня 19, а для предупреждения аварийных ситуаций установлен переливной патрубком 20.

Очевидно, что уровень, который поддерживается автоматически или путем перелива после превышения высоты жидкости в поддоне, определяется перепадом давлений газового потока перед фильтром тонкой очистки 22 и в поддоне.

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

$$t_m = t_r \left[\frac{r}{c_r} (d_m - d_r) \right], \quad (1)$$

где: t_r – температура газа, °С; r – теплота парообразования, Дж/кг; c_r – теплоемкость газа, Дж/(кг·°С);

d_m, d_r – влагосодержание соответственно насыщенной смеси при температуре воды и газа, кг/кг.

Температура мокрого термометра определяется начальными значениями температуры газов и содержащихся в них водяных паров. Эту температуру можно определить по I-d диаграмме.

Максимальная температура воды, нагретой контактным способом, не может превысить значения температуры мокрого термометра t_m . Значение t_m зависит от начальной температуры газов t_n и их начального влагосодержания d_n . Охлаждение нагретых продуктов сгорания водой в контактной камере сопровождается взаимным массообменом между ними.

Процесс, происходящий в камерах контактного взаимодействия, рис. 3, протекает следующим образом. Начальная температура газов t_r понижается до температуры предварительного охлаждения в «сухом» режиме $t_{по}$, образуя температурный перепад предварительного охлаждения $\Delta t_{по}$. Последующее охлаждение газов в камерах контактного взаимодействия проходит с постепенным увлажнением воздуха, что изображено температурами мокрого термометра для летнего $t_{мл}$ и зимнего $t_{мз}$ режимов работы системы. В области, образованной точками $\Delta t_{по}$, $t_{мл}$ и $t_{мз}$ находятся промежуточные значения параметров газа и воды. Точка t_{r2} определяет температуру газов на выходе из второй камеры контактного взаимодействия. В дальнейшем газы догреты на примерно 5 °С для предотвращения выпадения конденсата, при этом их температура достигает значения t_{yx} .

Задачей аналитического исследования явилось установление зависимости 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_n нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного его охлаждения 12. При этом отбираемый тепловой поток $Q_{по}$ в режиме «сухого» охлаждения газа определяется по зависимости

$$Q_{по} = G_r [c_r (t_{r,a} - t_{r,b}) + d_n (c_{n,a} t_{n,a} - c_{n,b} t_{n,b})], \text{ Вт}, \quad (2)$$

где c_r и c_n – средняя изобарная теплоёмкость газов и паров в рассматриваемых сечениях “а” и “б”, (рис.1), Дж/(кг·°С);

t_r и t_n начальная и конечная температура предварительного охлаждения газа и паров в соответствующих сечениях, °С.

d_n – влагосодержание газа, кг/кг.

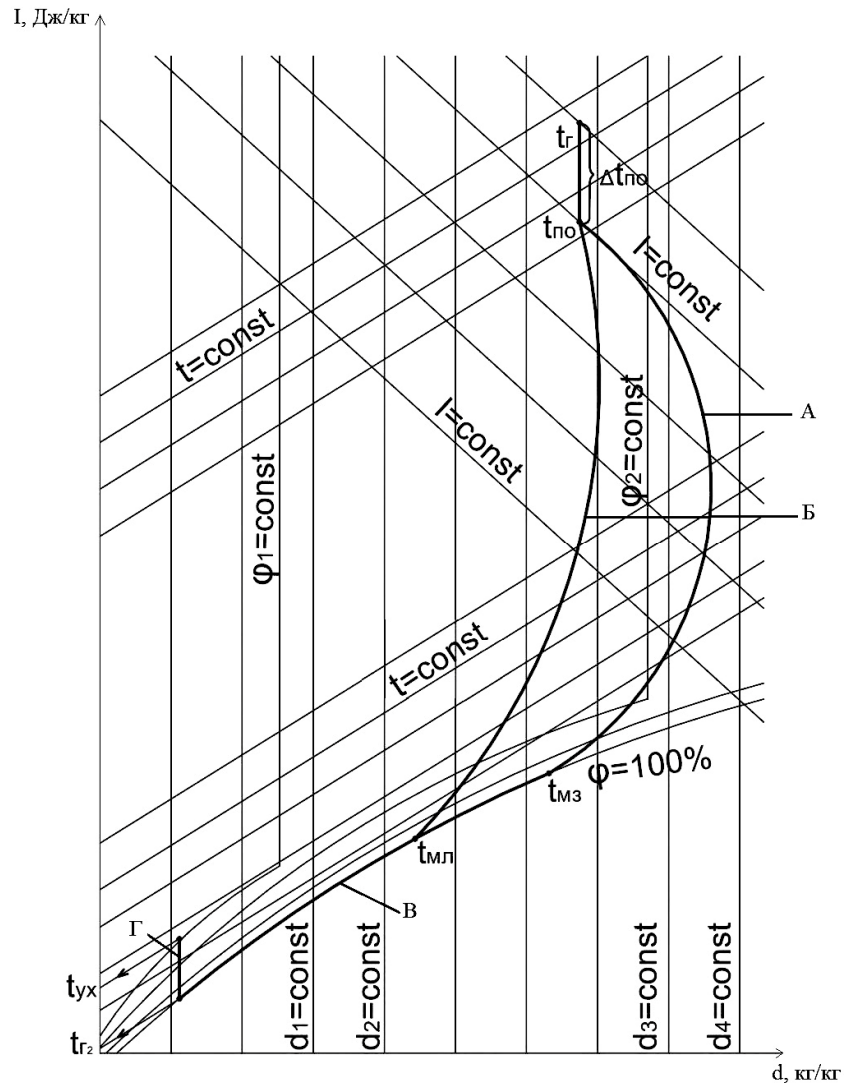


Рис. 3. Графическое изображение на I-d диаграмме контактно-рекуперативных процессов в термотрансформаторной системе охлаждения отработанных газов. Условные обозначения: $\Delta t_{по}$ - относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения; А-теплообменный процесс в теплый период года; Б-теплообменный процесс в холодный период года; Г- догрев газа в теплообменнике 8.

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

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

где: $c_{г}$, $c_{п}$ и $c_{ж}$ - теплоёмкости соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях "б" и "г", (рис. 1), до и после контактной камеры, Дж/(кг·°С).

$t_{г}$, $t_{п}$ и $t_{ж}$ - температуры соответственно сухой компоненты газа, паров и сконденсировавшейся их части в соответствующих сечениях "б" и "г" до и после контактной камеры, °С

$d_{п}$ - влагосодержание газа после контактной камеры, кг/кг;

$i_{г}$, $i_{п}$ - 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

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

где: $c_{г}$, $c_{ж}$ - теплоёмкость газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, (рис. 1), Дж/(кг·°C);

$t_{г}$, $t_{ж}$ - температура газа и сконденсировавшегося пара в соответствующих сечениях “г” и “д”, °C;

$d_{п}$ - 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

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

где: $c_{г}$ - средняя теплоёмкость газа между сечениями “е” и “д”, (рис. 1), Дж/(кг·°C);

$t_{г}$ - температура газа в соответствующих сечениях “е” и “д”, (рис. 1), °C;

$d_{п}$ - влагосодержание газа в соответствующих сечениях “е” и “д”, кг/кг;

$i_{п}$ – 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, изображенной на рис 1. Очевидно, что расходы воды во второй контактной камере $G_{к2}= G_{хв}- G_{гв}$, а в первой $G_{к1}= G_{п}$. Представив поступающий расход воды из поддона на исходный цикл технологического процесса $G_{техн}$ в виде $\Theta G_{п}$, получим

$$G_{\text{техн}}=\Theta G_{п}=G_{хв}- G_{гв}+ G_{\text{конд}}, \text{ кг/с}, \quad (6)$$

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”, (рис. 1)

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

где: $m \geq 1$ – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагрева воды к предельной температуре возможного насыщения газа водяными парами;

μ – коэффициент учета относительного перепада подогрева охлажденного газа в теплообменнике 8 перед отводящим газоходом и выбросной трубой.

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

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

Обозначим соотношение «а» расходов отработанного газа $G_{г}$ к общему расходу нагреваемой воды в первой $G_{к1}$ и второй $G_{к2}$ контактных камерах в виде

$$a = \frac{G_{г}}{G_{к1} + G_{к2}}, \quad (8)$$

тогда расход отработанного газа соответствует выражению

$$G_{г} = a \cdot (\beta \cdot G_{гв} + G_{хв}). \quad (9)$$

Таким образом тепловой поток нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура $Q_{к}$ приобретает вид

$$Q_k = (1 + \beta) G_{ГВ} c_B \left\{ t_{Г} + \Delta t - \frac{a}{c_B} \left(1 + \frac{G_{ХВ}}{\beta G_{ГВ}} \right) \cdot \left[c_{Г} \bar{\Delta} t_{по} \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) + \right. \right. \\ \left. \left. + d_{П} \left(c_{П} t_{П} - c_{П, \delta} \left(t_{Г} - \bar{\Delta} t_{по} (t_{Г} - t_{УХ}) \right) \right) \right] - t_{М} \right\}. \quad (10)$$

где: Δt - температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, °С;

$\bar{\Delta} t_{по}$ - относительное снижение температуры газа в теплообменнике предварительного охлаждения;

$t_{М}$ - температура воды в поддоне, определенная на основе [14] и графического построения процессов на I-d диаграмме влажного газа, °С;

$t_{УХ}$ - температура уходящего отработанного газа, °С.

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 приобретает вид

$$Q_{И} = G_{ГВ} c_B \left\{ \left[\left(\frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} + j \right) \cdot \left[t_{И, К} + \frac{a}{(1 + j) c_B} \left(\beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) \cdot (c_{Г} (t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г, Д} + mt_{В, Г})) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[c_{П} d_{П} (t_{Г} - (1 + \mu) \cdot (t_{Г} - t_{УХ}) - 2t_{Г, Д} + m \cdot t_{В, Г}) - c_{Ж} t_{Ж} (d_{П, Г} - d_{П, Д}) \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} (\beta t_{О} + t_{ГВ}) \right] - (1 + j) t_{И, К} \right\}. \quad (11)$$

где: j - рециркуляционная часть общего расхода теплоносителя в системе горячего водоснабжения, проходящая через теплообменник 8 для предотвращения выпадения конденсата из охлаждённого газа при дальнейшем его контакте с поверхностями газопроводов и выбросной трубы.

Взаимосвязь расходов исходной холодной воды $G_{ХВ}$ и на горячее водоснабжение $G_{ГВ}$ с учетом ранее принятого соотношения (5) $G_{Гехн} = \Theta G_{П}$ представляется как.

$$G_{ХВ} = G_{ГВ} [1 + \Theta(1 + \beta)]. \quad (12)$$

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

$$\varphi = \frac{Q_{К}}{W} = \left(1 - \frac{Q_{И}}{Q_{К}} \right)^{-1}. \quad (13)$$

После подстановки соответствующего соотношения тепловых потоков конденсатора $Q_{К}$ и испарителя $Q_{И}$ в зависимость (13), анализ эффективности преобразования энергетических потоков в анализируемой системе представляется возможным производить по уравнению в окончательном виде

$$\varphi = \left\{ 1 - [(A \cdot B + B_1) - B_2] \cdot B^{-1} \right\}^{-1}, \quad (14)$$

где комплексы A , B , B_1 , B_2 и B учитывают соответствующую взаимосвязь исходных и режимных параметров в испарителе и конденсаторе в соответствующем виде:

$$A = \left(j + \frac{1}{1 + \Theta(1 + \beta)} \right);$$

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

$$B_1 = \frac{\beta t_{о} + t_{гв}}{1 + \Theta(1 + \beta)}$$

$$B_2 = (1 + j)t_{и,к}$$

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

Из уравнения (14) 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.

Интерес представляет влияние интенсивности тепломассообменного процесса в контактной камере, характеризуемого значением $m > 1$, на коэффициент преобразования. Проведенные расчетно-графические исследования по зависимости (14) при начальной температуре отработанных газов, равной 100 °С и соотношении расходов греющей и нагреваемой среды в контактной камере, $a = 0,5$, указывают на возрастание коэффициента преобразования до 33%. Более существенный прирост коэффициента преобразования отмечается для газа с начальной температурой 300 °С с ранее указанным соотношением расходов, при котором обеспечивается повышение коэффициента преобразования 36%.

Выводы

1. Предложен новый подход и соответствующая система энергосбережения на основе контактно-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией теплоты отработанных низкотемпературных газов вращающихся печей для теплотехнологического и промышленного теплоснабжения. Она создает 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% повышения эффективности использования первичной энергии сжигаемого топлива в печных агрегатах для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.
2. Установлена зависимость коэффициента преобразования, которая позволяет производить оценку эффективности совместной работы контактно-рекуперативной и абонентских систем 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.
3. Проведенные расчетно-графические исследования при $a = 0,5$ указывают на возрастание коэффициента преобразования до 33% и до 36% при начальной температуре отработанных газов, равной соответственно 100 °С и 300 °С.

Литература

1. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности Л.: Изд. Литературы по строительству, 1968г, 456с.
2. Древицкий Е.Г. и др. Повышение эффективности работы вращающихся печей М.:Стройиздат, 1990,с.225.
3. Онацкий С.П. Производство керамзита М.: Стройиздат, 1987г. 333с.

4. J.J.M.Berdowski, P.F.J. van der Most, R.Wessels Boer Руководство по инвентаризации выбросов –TheNetherlands, 2006 с.127-143.
5. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа – Недра, 1978, 280 с.
6. А.А. Хавин, Н.П. Очеретянко и С.М. Комков Установка для утилизации тепла и очистки дымовых газов АС СССР №865345– Опытное конструкторское-технологическое бюро по интенсификации теплообменных процессов Института технической теплофизики АН УССР, 1985, 3 с.
7. Н.М. Фиалко, Шеренковский Ю.В. и др. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа – ИТТФ, Промышленная теплотехника, т. 30, №3, 2008,
8. М.М.Полунин, В.Д.Петраш. Совместная работа теплоутилизирующего комплекса обжиговой вращающейся печи и теплопотребляющих систем // Известия вузов. Строительство.– Новосибирск.– 1996.–№11.–С.90-94.
9. Семенюк Л.Г., Михайлов А.А. и др. Комплексная система утилизации тепла уходящих газов, Ж. Промышленная энергетика №2, 1991, 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. научных трудов, К.: УМК ВО, 1989, с. 140.
11. Михайлов-Вагнер А. Современные энергосберегающие технологии и возможность их применения в цементной промышленности России / А. Михайлов-Вагнер // Цемент и его применения. – 1997. - №4. – С. 9-14
12. Ю.Н. Полунін, В.Д. Петраш Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання – Патент України на винахід №100923, ОГАСА, Бюл. №19, 2012.
13. В.Д. Петраш, Ю.Н. Полунін Тепломасообмінний апарат для відбору теплоти з низькотемпературних газів - Патент України на корисну модель №73654, ОГАСА, Бюл. №19, 2012.
14. Ю.П. Соснин, Е.Н. Бухаркин. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели – Москва Стройиздат, 1988, 376 с.
15. В.С. Мартыновский. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. –М.: Энергия, 1977. - 280с.

Тепломасообмінні процеси в контактнo-рекуперативній системі теплоносія на основі термотрансформаторного охолодження відпрацьованих газів обертових печей.

Петраш В.Д., Полунін Ю.М.

Запропоновано нову систему відбору та трансформації енергії відпрацьованих газів обертових печей для промислового теплопостачання. У результаті аналітичного дослідження встановлено модифікований критерій комплексної оцінки її енергетичної ефективності. Проведений розрахунково-графічний аналіз вказує на збільшення коефіцієнта перетворення до 33% та до 36% за початкової температури відпрацьованих газів, яка дорівнює відповідно 100 °С та 300 °С

Heat and mass transfer processes of coolant in a contact-regenerative system on the basis of thermotransformation cooling of the exhaust gases of rotary kilns.

Vitaly Dem`yanovich Petrash, Yuri Nikolaevich Polunin

A new system for the selection and transformation of the energy of exhaust gases of rotary kilns for industrial heating is proposed. As a result of the analytical study, established a modified criterion comprehensive estimation of its energy efficiency. Conducting settlement-graphic analysis indicates an increase in the conversion factor to 33% and to 36% at the initial temperature of the exhaust gases, respectively, equal to 100 °C and 300 °C.