

УДК 697.34:536.7

## ИСХОДНЫЕ УСЛОВИЯ И РЕЖИМНЫЕ ПАРАМЕТРЫ В УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СИСТЕМЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ

**В. Д. ПЕТРАШ, Ю. Н. ПОЛУНИН**

*Учреждение образования «Одесская государственная академия строительства и архитектуры», Украина*

**Ключевые слова:** печи обжига строительных материалов, отработанные газы, теплоснабжение, тепловые насосы.

### Введение

Утилизация теплоты низкотемпературных отработанных газов теплоэнергетических установок является весьма актуальной с позиции энергосбережения и охраны окружающей среды. Авторами предложен базовый вариант системы контактно-рекуперативной утилизации теплоты [1]–[3] с парокompрессионной трансформацией энергетических потоков для абонентского теплоснабжения. В настоящей работе представлены результаты аналитического исследования по определению взаимосвязи параметров греющей и нагреваемой среды для усовершенствованной системы отбора теплоты из отработанных газов, схема которой приведена в работе [4]. Установленные зависимости необходимы для последующего анализа влияния исходных условий и режимных параметров на ее энергетическую, экологическую и экономическую эффективность.

Целью настоящей работы является установление закономерности функционального распределения нагреваемой воды и теплоэнергетического потенциала греющей и нагреваемой среды при поэтапном и общем охлаждении газа в процессе контактно-рекуперативного взаимодействия в анализируемой системе.

### Основная часть

Определим теплоэнергетический потенциал при поэтапном и общем охлаждении газа в системе. Поступающий из печи газ после тонкой очистки с расходом сухой части  $G_r$  и паров  $G_n$  с начальной температурой до 200 °С нагревает воду в рекуперативном теплообменнике предварительного охлаждения 12 в «сухом» режиме. При этом отбираемый тепловой поток в процессе охлаждения газа  $Q_{п.о}$  определяется по зависимости

$$Q_{п.о} = G_r \left[ c_r (t_{r,a} - t_{r,b}) + d_n (c_{n,a} t_{n,a} - c_{n,b} t_{n,b}) \right], \text{ Вт}, \quad (1)$$

где  $c_r$  и  $c_n$  – средняя изобарная теплоемкость газов и паров в рассматриваемых сечениях «а» и «б», 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 после контактной камеры, кг/кг.

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

$$Q_k = G_r c_r (t_{r,б} - t_{r,r}) + G_r (d_{п,б} c_{п,б} t_{п,б} - d_{п,r} c_{п,r} t_{п,r}) + G_r (d_{п,б} - d_{п,r}) c_{ж} t_{ж} = \\ = G_r [(c_r t_{r,б} - c_{r,r} t_{r,r}) + (d_{п,б} i_{п,б} - d_{п,r} i_{п,r}) + (d_{п,б} - d_{п,r}) c_{ж} t_{ж}], \quad (2)$$

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

Тепловой поток доохлаждения газа  $Q_{го}$  после контактной камеры в теплообменнике 7 определяется по зависимости

$$Q_{го} = G_r [c_r (t_{r,r} - t_{r,д}) + (d_{п,r} i_{п,r} - d_{п,д} i_{п,д}) + (d_{п,r} - d_{п,д}) c_{ж} t_{ж}], \quad (3)$$

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 соответствующих сечениях «г» и «д», °С.

Для предотвращения возможного выпадения конденсата из доохлажденного газа на поверхностях отводящего газохода и выбросной трубы необходимый тепловой поток для незначительного его подогрева  $Q_{под}$  в теплообменнике 8 определяется по уравнению

$$Q_{под} = G_r [c_r (t_{r,е} - t_{r,д}) + d_{п,д} (i_{п,е} - i_{п,д})], \quad (4)$$

где  $c_r$  – средняя теплоемкость газа между сечениями «е» и «д», Дж/(кг · °С);  $t_r$  – температура газа в соответствующих сечениях «е» и «д», °С;  $d_{п}$  – влагосодержание газа в соответствующих сечениях «е» и «д», кг/кг;  $i_{п}$  – энтальпия в соответствующих сечениях «е» и «д», Дж/кг.

Располагаемый тепловой поток общего охлаждения газа в системе представляется в виде теплоты его «сухой» компоненты, паров и сконденсировавшейся их части в начальном и конечном сечениях «а» и «е» согласно зависимости

$$Q_{общ} = G_r [c_r (t_{r,а} - t_{r,е}) + (d_{п,а} c_{п,а} t_{п,а} - d_{п,е} c_{п,е} t_{п,е}) + (d_{п,а} - d_{п,е}) c_{ж} t_{ж}]. \quad (5)$$

Определим закономерность распределения нагреваемой воды в системе при взаимодействии ее с низкотемпературным газом. Распределение исходной холодной воды  $G_{х,в}$  происходит по целевому назначению для нагрева ее на горячее водоснабжение  $G_{г,в}$  и параллельно для контактного взаимодействия с низкотемпературным газом во второй контактной камере с расходом  $G_{к2}$  согласно равенству

$$G_{х,в} = G_{к2} + G_{г,в}, \quad \text{кг/с.} \quad (6)$$

Закономерность распределения общего расхода поступающей воды в первую  $G_{к1}$  и вторую  $G_{к2}$  контактные камеры, а также уходящей воды из поддона  $G_{п}$  определяется соотношением

$$G_{к1} + G_{к2} + G_{конд} = G_{п} + G_{техн}, \quad \text{кг/с,} \quad (7)$$

где  $G_{конд}$  – общий расход сконденсировавшихся паров в результате непосредственного взаимодействия отработанного газа с водой в контактной камере и последую-

щего доохлаждения в теплообменнике 7, кг/с;  $G_{\text{техн}}$  – расход подогретой воды, поступающей из общего поддона контактной камеры на исходный цикл технологического процесса, который компенсируется соответствующим расходом исходной холодной воды, кг/с.

Из вышеприведенных соотношений определяется расход теплоносителя  $G_{\text{п}}$ , который поступает из поддона контактной камеры для дальнейшего нагрева его в конденсаторе термотрансформаторного контура:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}} + G_{\text{конд}} - G_{\text{техн}}, \text{ кг/с.} \quad (8)$$

Из анализа структурно-функциональной взаимосвязи основных элементов системы, схема которой представлена в [4] и зависимости (6) следует, что  $G_{\text{к2}} = G_{\text{х.в}} - G_{\text{г.в}}$ , а  $G_{\text{к1}} = G_{\text{п}}$ . Представив расход поступающей воды из поддона на исходный цикл технологического процесса  $G_{\text{техн}}$  в виде  $\Theta G_{\text{п}}$ , следует, что

$$G_{\text{техн}} = \Theta G_{\text{п}} = G_{\text{х.в}} - G_{\text{г.в}} + G_{\text{конд}}, \text{ кг/с.} \quad (9)$$

Увеличение общего расхода нагреваемого теплоносителя за счет сконденсировавшейся части содержащихся паров  $G_{\text{конд}}$  в газе в процессе доохлаждения его в теплообменнике 7 представляется в виде

$$G_{\text{конд}} = G_{\text{п}} (d_{\text{п,б}} c_{\text{п,б}} t_{\text{п,б}} - d_{\text{п,д}} c_{\text{п,д}} t_{\text{п,д}}), \quad (10)$$

где  $d_{\text{п}}$  – влагосодержание паров в соответствующих сечениях «б» и «д», кг/кг;  $c_{\text{п}}$  – теплоемкость паров в соответствующих сечениях «б» и «д», Дж/(кг · °С);  $t_{\text{п}}$  – температура паров в соответствующих сечениях «б» и «д», °С.

Установим закономерность изменения температур греющей и нагреваемой среды. Конечная температура греющей среды  $t_{\text{ов}}$  в теплообменнике отопительно-вентиляционной системы 1 может быть представлена в виде

$$t_{\text{о,ов}} = t_{\text{о}} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{С,} \quad (11)$$

где  $t_{\text{о}}$  – температура теплоносителя в обратной магистрали отопительно-вентиляционной системы, °С;  $\Delta t$  – температурный перепад между конечными температурами греющей и нагреваемой среды в поверхностном теплообменнике, °С.

Температура общей смеси греющего потока после теплообменников горячего водоснабжения и отопительно-вентиляционной системы, соответственно, 16 и 1 определяется по зависимости

$$t_{\text{см}} = \frac{(1-y)G_{\text{п}}c_{\text{в}}t_{\text{о,г.в}} + yG_{\text{п}}c_{\text{в}}t_{\text{о,ов}}}{G_{\text{п}}c_{\text{в}}}, \quad (12)$$

которая после соответствующих преобразований приобретает следующий вид:

$$t_{\text{см}} = (1-y)t_{\text{о,г.в}} + y(t_{\text{о}} + \Delta t), \quad (12a)$$

где  $y$  – часть общего расхода нагреваемой воды  $G_{\text{п}}$ , которая после конденсатора 21 и теплообменника 12 поступает в теплообменник 1 для нагрева воды системы отопления.

Таким образом, начальная температура первичного теплоносителя в теплообменнике 1, которая обеспечивает нагрев циркулирующей воды в отопительно-вентиляционной системе с расходом  $G_{\text{о}}$ , с учетом (11) представляется в виде

$$\tau = \tau_{o,ob} + \frac{G_o c_B (t_r - t_o)}{y G_{II} c_B} = \tau_{o,ob} \frac{j G_{r,B} c_B (t_{r,d} - t_{r,yx}) + G_{r,B} c_B (t_{r,B} - t_{r,o})}{(1-y) G_{II}}, \quad (13)$$

где  $t_r$  и  $t_o$  – расчетные значения температур воды в подающей и обратной магистралях отопительно-вентиляционной системы, °С.

Следовательно, начальная температура теплоносителя после конденсатора 21 на входе в рекуперативный теплообменник 12 предварительного охлаждения газа с учетом (13) представляется в виде следующего уравнения:

$$t_{kd} = t_o + \Delta t + \frac{G_o (t_r - t_o)}{y G_{II}} - \frac{Q_{по}}{G_{II} c_B}. \quad (14)$$

Определим температурные условия взаимодействия греющей и нагреваемой среды в контактной камере. Закономерно, что влагосодержание газовой среды после контактных камер на входе в рекуперативный теплообменник 7 доохлаждения газа может достигать как частичного, так и полного насыщения его водяными парами, в процессе которого температура нагреваемой среды  $t_{в,r}$  приближается к температуре мокрого термометра  $t_{м,т}$ . Соответствующее соотношение средних температур влагонасыщенного газа  $t_{г,r}$  и нагреваемой среды  $t_{в,r}$  на выходе из контактной камеры может быть представлено в следующем виде:

$$t_{г,r} = m t_{в,r}, \quad (15)$$

где  $m \geq 1$  – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагреваемой воды  $t_{в,r}$  к предельной температуре возможного насыщения газа с температурой  $t_{г,r}$  водяными парами, значение которой ограничивается температурой мокрого термометра  $t_{м,т}$ .

Очевидно, что в условиях достаточно интенсивного процесса взаимодействия контактируемых сред в камере предложенной конструкции (патент № 2, 5), при дальнейшем доохлаждении газа в теплообменнике 7 рассматриваемой системы с термотрансформаторным контуром его температура может снижаться в диапазоне температур газа в сечении «г» (с частичным либо полным насыщением водяными парами) до конечной его температуры в сечении «д». Значения последней логично принять на уровне температуры наружного воздуха, например, средней в межотопительный период,  $t_b = 20$  °С [6]. При этом процесс доохлаждения влагонасыщенного газа в рекуперативном теплообменнике 7 сопровождается конденсацией влаги в пределах установленной температуры  $t_b$ , т. е. в диапазоне (60–50÷20), °С.

Для предотвращения дальнейшего выпадения конденсата из влагонасыщенного газа в процессе последующего его прохождения по отводящему газоходу и выбросной трубе рассмотрен [7] один из надежных способов исключения конденсации влаги за счет предварительного незначительного подогрева охлажденного газа перед выбросом его в атмосферу. В работе [7] показано, что для этой цели достаточным является повышение температуры газа на (3÷5)% относительно общего температурного перепада охлаждения отработанного газа в системе.

Из аналогичных преобразований [2], [3] зависимость для определения искомой температуры газа в сечении «г» приобретает окончательный вид:

$$t_{г,r} = t_{г,b} - (1+m)(t_r - t_{yx}) - t_{г,d} + m t_{в,r}. \quad (16)$$

Очевидно, что температура влажного газа на входе в теплообменник 7, зависящая прежде всего от его исходных значений  $t_{г,б}$ , а также от  $\mu$  и  $m$ , является определяющей для последующего многофакторного исследования эффективности анализируемой системы.

### Заключение

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Установлены аналитические зависимости для определения теплоэнергетического потенциала при поэтапном и общем охлаждении газа в процессе контактно-рекуперативного взаимодействия греющей и нагреваемой среды в системе.

2. Определена закономерность функционального распределения нагреваемой воды в системе при взаимодействии ее с низкотемпературным газом.

3. Определены зависимости теплового взаимодействия греющей и нагреваемой среды в процессах теплообмена с термотрансформацией энергетических потоков.

Установленные закономерности и соотношения являются исходной основой для подбора оборудования, последующего определения и анализа влияния исходных условий и режимных параметров на энергетическую, экологическую и экономическую эффективность предложенной системы теплоснабжения в процессах поэтапного контактно-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией энергии отработанных газов.

### Литература

1. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового тепlopостачання : пат. 100923 Укр., МПК (2013.01) F27B 9/00 / Ю. Н. Полунін, В. Д. Петраш. – Опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3.
2. Петраш, В. Д. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Вісн. ОДАБА. – 2013. – Вип. № 53. – С. 173–185.
3. Петраш, В. Д. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Энерготехнология и ресурсосбережение. – 2013. – Вип. № 6. – С. 59–56.
4. Петраш, В. Д. Зависимость энергетической эффективности работы теплонасосной системы теплоснабжения от параметров абонентских систем / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2017. – № 4. – С. 97–101.
5. Петраш, В. Д. Тепломассообменный аппарат для отбора теплоты их низкотемпературных газов / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин. – ПУ на полезную модель № 73654. – 2011. – С. 80–81.
6. Клименко, В. Н. Некоторые особенности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов / В. Н. Клименко // Пром. теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 5. – С. 43–48.
7. Бельский, В. Н. Промышленные печи и трубы / В. Н. Бельский, Б. В. Сергеев. – М. : Стройиздат, 1974. – 304 с.

Получено 06.06.2018 г.