

**ВЛИЯНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ  
НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ  
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

**Петраш В.Д.**, д.т.н., профессор,  
**Полунин Ю.Н.**, к.т.н.,  
*Одесская государственная академия строительства и архитектуры*  
yuri.polunin@ogasa.org.ua

**Ольшановский В.С.**, к.т.н., доцент,  
*Национальный университет "Одесская морская академия"*

**Аннотация.** В результате аналитического исследования предложенной системы контактно-рекуперативного отбора с трансформацией теплоты отработанных газов вращающихся печей установлена обобщенная зависимость действительного коэффициента преобразования. Определены рациональные уровни предварительного охлаждения газов с температурой 75 и 150 °С, при которых достигается повышение эффективности преобразования энергетических потоков. При этом учитывается влияние соотношения расходов и температур теплоносителей отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения.

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

**ВПЛИВ ПОПЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ  
НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ  
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

**Петраш В.Д.**, д.т.н., професор,  
**Полунін Ю.М.**, к.т.н.,  
*Одеська державна академія будівництва і архітектури*  
yuri.polunin@ogasa.org.ua

**Ольшановський В.С.**, к.т.н., доцент,  
*Національний університет "Одеська морська академія"*

**Анотація.** В результаті аналітичного дослідження запропонованої системи контактно-рекуперативного відбору з трансформацією теплоти відпрацьованих газів обертових печей встановлена узагальнена залежність дійсного коефіцієнта перетворення. Визначено раціональні рівні попереднього охолодження газів з температурою 75 і 150 °С, при яких досягається підвищення ефективності перетворення енергетичних потоків. При цьому враховується вплив співвідношення витрат і температур теплоносіїв опалювально-вентиляційних систем і гарячого водопостачання.

**Ключові слова:** теплопостачання, відпрацьовані газы, печі обпалу будівельних матеріалів, теплові насоси.

## INFLUENCE OF PRELIMINARY COOLING OF WASTE GASES ON ENERGY EFFICIENCY OF THERMAL-TRANSFORMATIONAL HEAT SUPPLY SYSTEM

**Petrash V.D.**, Doctor of Engineering, Professor,  
**Polunin Y.M.**, Ph.D.,

*Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture*  
yuri.polunin@ogasa.org.ua

**Olshanovsky VS**, Ph.D., Assistant Professor,  
*National University "Odessa Maritime Academy"*

**Abstract.** The authors proposed a new scheme and developed a functional device for a basic system of selecting the heat from waste gases from rotary kilns for industrial and municipal heat supply, which is distinguished by patent novelty. After the traditional and subsequent fine cleaning in the filter, the exhaust gas enters the pre-cooling heat exchanger, then, passing through the contact chambers, enters the heat exchanger for deep cooling. In the heat exchanger, it is slightly heated to prevent the possible appearance of condensate in the chimney. The part of the tap water heated in the heat exchanger passes through the evaporator of the heat pump circuit, in which the selected heat flow heats a part of the water coming from the tray in the condenser to heat the corresponding heat carriers to the set temperatures in the heating and hot water supply systems. At the same time, part of the recovered water is taken from the tray to process heat consumption through the site. The reliability of the system is ensured by the fact that the recovery of the circulating water in the tray is ensured by the level of consumption of cold water from the pipeline for technological heat consumption through the drainage section. Based on the analytical dependencies for the respective temperatures and heat flows the heat-energy potential of the stage-by-stage and general cooling of the gas in the «a» - «e» sections of the system is determined. Dependencies have been established to determine the heat flow to be taken for gas pre-cooling, heat flow during the heating of water in the condenser, and cooling of the water in the evaporator of the thermal transformer circuit. The energy efficiency of the heat selection system is determined by the modified dependence of the actual conversion factor, which is represented as a ratio of heat fluxes in the condenser and evaporator. Rational levels of preliminary cooling of gases with a temperature of 75 and 150 °C are determined at which the increase in the efficiency of conversion of energy flows is achieved. At the same time the influence of the ratio of costs and temperatures of the heat carriers of the heating and ventilation systems and hot water supply is taken into account.

**Keywords:** heat supply, exhaust gases, firing kilns of building materials, heat pumps.

**Введение.** 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, 2], при этом топливная составляющая в стоимости конечной продукции достигает 60%. Отработанные газы с температурой 50-150 °C, являющиеся наибольшим резервом вторичных энергоресурсов в теплотехнологическом процессе производства строительных материалов с характерной пылегазовой составляющей, отличаются большими расходами. Они обладают мощным теплоэнергетическим потенциалом, который в настоящее время практически не используется для промышленного теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Одним из перспективных направлений является применение теплонасосных технологий энергосбережения в процессах производства строительных материалов для утилизации теплоты отработанных газов. Логично, что термотрансформаторная составляющая энергосберегающих систем в общем теплоэнергетическом потоке должна быть минимальной.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Кроме основных [1, 2], известны работы [3-5], в которых разрабатываются новые технические принципы повышения эффективности утилизируемой энергии первичного топлива в процессе отбора, преобразования

и потребления утилизируемой теплоты из отработанных газов вращающихся печей для технологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

**Целью** настоящей работы является определение влияния предварительного охлаждения отработанных газов на энергетическую эффективность термотрансформаторной системы теплоснабжения.

**Пути решения проблемы.** Авторами предложена новая схема и разработано структурно-функциональное устройство базовой системы [3, 4] отбора теплоты из отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения, которая отличается патентной новизной [5], рис. 1.

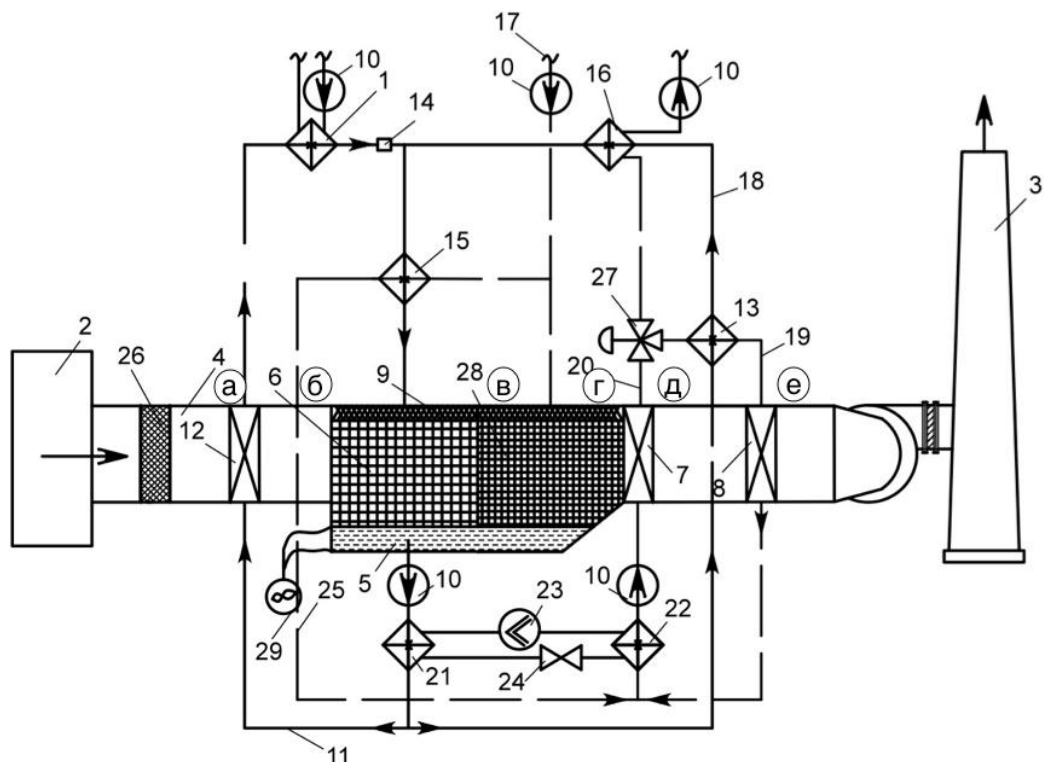


Рис. 1. Схема системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты из отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения:

- 1 – теплообменник нагрева воды для отопительно-вентиляционных систем; 2 – газоход после традиционной очистки отработанных газов из вращающейся печи; 3 – дымовая труба; 4 – газоход после тонкой очистки отработанных газов; 5 – поддон для сбора воды в контактной камере; 6 – первая контактная камера предварительного увлажнения; 7 – теплообменник глубокого охлаждения газа; 8 – подогреватель газа перед дымовой трубой; 9 – ороситель; 10 – циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20 – трубопроводы; 12 – теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16 – теплообменники; 14 – регулятор соотношения расходов; 17 – трубопровод подачи исходной холодной воды; 21 – конденсатор; 22 – испаритель; 23 – компрессор; 24 – дроссельный вентиль 25 – трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26 – фильтр тонкой очистки; 27 – трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28 – вторая контактная камера; 29 – дренажный участок технологического теплоснабжения с регенерацией воды в поддоне 5

После традиционной и последующей тонкой очистки в фильтре 26 отработанный газ поступает в теплообменник предварительного охлаждения 12, затем, проходя через контактные камеры 6 и 28 с разной плотностью орошения, попадает в теплообменник 7 для глубокого его охлаждения. В теплообменнике 8 он незначительно подогревается для исключения возможного выпадения конденсата в дымовой трубе. Подогретая в теплообменнике 15 часть исходной водопроводной воды проходит через испаритель 22 теплонасосного контура, в котором

отбираемый тепловой поток подогревает часть воды, поступающей из поддона 5 в конденсаторе 21 для подогрева соответствующих теплоносителей до установленных температур в системах отопления и горячего водоснабжения. Одновременно из поддона 5 отбирается часть регенерируемой воды на технологическое теплотребление по участку 29.

Надежность работы системы обеспечивается тем, что регенерация циркуляционной воды в поддоне обеспечивается степенью потребления холодной воды из трубопровода 17 для технологического теплотребления по дренажному участку 29.

На основе аналитических зависимостей для соответствующих температур и тепловых потоков [3, 4], определяется теплоэнергетический потенциал поэтапного и общего охлаждения газа в характерных сечениях системы «а» - «е», рис. 1. Отбираемый тепловой поток предварительного охлаждения газа представляется в виде:

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

где  $c_r$  и  $c_n$  – средняя изобарная теплоёмкость 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, кг/кг.

Затем поэтапно определялся также теплоэнергетический потенциал отработанного газа и нагреваемой воды в характерных режимах работы системы.

Для определения теплового потока в процессе нагрева воды в конденсаторе термотрансформаторного контура установлена зависимость:

$$Q_k = (1 + \beta) G_{гв} c_b \left\{ t_r + \Delta t - \frac{a}{c_b} \left( 1 + \frac{G_{хв}}{\beta G_{гв}} \right) \cdot \left[ c_r \bar{\Delta} t_{по} \cdot (t_r - t_{yx}) + d_n (c_n t_n - c_{n,b} (t_r - \bar{\Delta} t_{по} (t_r - t_{yx}))) \right] - t_m \right\}, \quad (2)$$

где  $\beta$  – соотношение расходов воды на отопительно-вентиляционные нужды и горячее водоснабжение;

$j$  – 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 газоходов и выбросной трубы;

$G_{гв}$  – расход воды в системе горячего водопровода, кг/ч;

$c_b$  и  $c_n$  – средняя изобарная теплоёмкость воды и водяных паров, Дж/(кг °С);

$t_r$  и  $t_n$  – температуры соответственно сухой компоненты газа и паров до и после контактной камеры, °С;

$t_o$  – температура теплоносителя в обратном трубопроводе системы отопления, °С;

$a$  – соотношение расходов греющей и нагреваемой среды;

$G_{хв}$  – расход холодной воды, подаваемой из системы холодного водопровода, кг/с;

$c_r$  – средняя изобарная теплоёмкость газов, Дж/(кг °С);

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

$t_{yx}$  – температура уходящего отработанного газа после конечной стадии его охлаждения, °С;

$d_n$  – влагосодержание газа, кг/кг;

$t_m$  – температура “мокрого” термометра, °С.

Тепловой поток охлаждения воды в испарителе термотрансформаторного контура окончательно представляется в виде:

$$Q_{и} = G_{гв} c_b \left\{ \left[ \left( \frac{G_{гв}}{G_{хв}} + j \right) \cdot \left[ t_{и,к} + \frac{a}{(1+j)c_b} \left( \beta + \frac{G_{хв}}{G_{гв}} \right) \cdot (c_r (t_r - (1+\mu) \cdot (t_r - t_{yx}) - 2t_{г,д} + mt_{в,г})) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[ c_n d_n (t_r - (1+\mu) \cdot (t_r - t_{yx}) - 2t_{г,д} + m \cdot t_{в,г}) - c_{ж} t_{ж} (d_{п,г} - d_{п,д}) \right] + \frac{G_{гв}}{G_{хв}} (\beta t_o + t_{хв}) \right] - (1+j) t_{и,к} \right\}, \quad (3)$$

где  $t_{и,к}$  – температура воды после испарителя теплонасосного контура, °С;

$\mu$  – степень догрева газа в подогревателе 8;

$m$  – коэффициент, отражающий степень приближения температуры нагреваемой воды к предельной температуре возможного насыщения газа водяными парами;

$c_{ж}$  – теплоёмкость сконденсировавшегося пара, Дж/(кг·°C);

$t_{ж}$  – температура сконденсировавшегося пара, °C.

В результате энергетическая эффективность системы отбора теплоты определяется согласно [6] по модифицированной зависимости действительного коэффициента преобразования [7], которая представляется в виде следующего соотношения, учитывающего соответствующие тепловые потоки (2) и (3) в конденсаторе и испарителе:

$$\varphi_y = \left( 1 - \frac{Q_{и}}{Q_{к}} \right)^{-1} \quad (4)$$

Из совместного анализа уравнений (2), (3) и (4) следует, что действительный коэффициент преобразования  $\varphi$ , как модифицированный критерий комплексной оценки эффективности трансформации энергетических потоков в предложенной системе, учитывающий исходные параметры и режимные условия работы структурных подсистем, зависит, прежде всего, от соотношения температур и расходов греющей и нагреваемой среды.

Предварительное охлаждение отработанных газов в разработанной системе позволяет обеспечить максимальный нагрев циркулирующего теплоносителя для отопительно-вентиляционных систем. Вместе с тем анализируемый температурный перепад предварительного охлаждения газов ограничивается нежелательным процессом возможной конденсации водяных паров в соответствующем теплообменнике 12. В результате возможно ухудшение его теплообменных, аэродинамических и эксплуатационных характеристик. Закономерно, что главным в данном вопросе должна быть рациональная степень предварительного охлаждения газов с позиции обеспечения общей надежности работы и энергетической эффективности предложенной контактно-рекуперативной системы на основе трансформации энергетических потоков.

В практике инженерной разработки представляет интерес влияние предварительного охлаждения отработанных газов на энергетическую эффективность термотрансформаторной системы теплоснабжения, рис. 2.

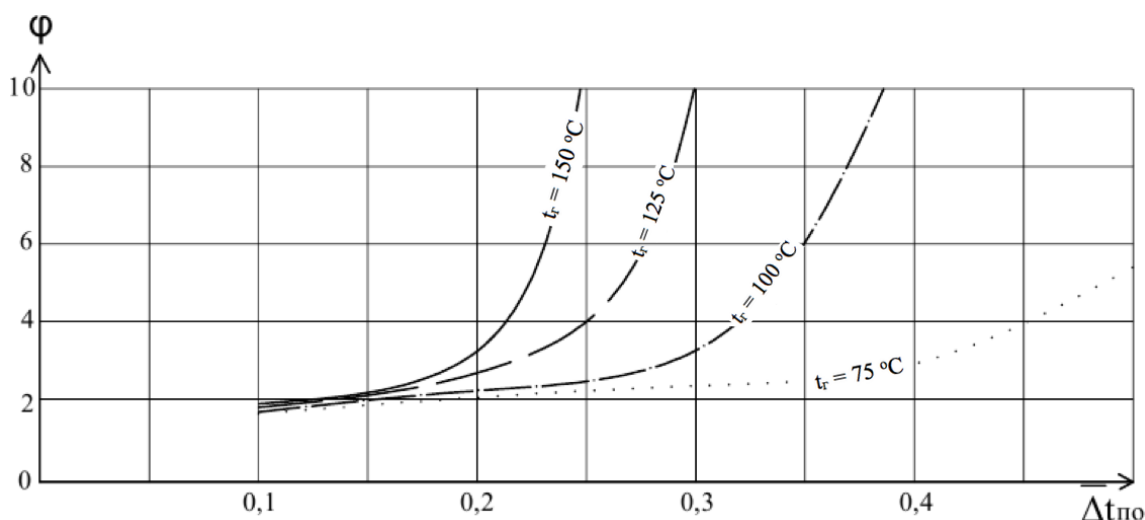


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от глубины предварительного охлаждения газа в рекуперативном теплообменнике:

— при  $t_g=150^\circ\text{C}$ ; — — — при  $t_g=125^\circ\text{C}$ ; - - - при  $t_g=100^\circ\text{C}$ ; ..... –  $t_g=75^\circ\text{C}$

При построении графиков для реальных значений исходных параметров отработанного газа и жидкости, соответствующих их термодинамическим характеристикам на основе

результатов анализа графического построения процессов в I-d диаграмме, в качестве исходных данных принимались:

$j=0,2$ ;  $t_{ик}=5$  °C;  $a=0,1-2$ ;  $\beta=0,1-0,5-0,9$ ;  $\mu=0,04$ ;  $t_1=75;150$  °C;  $t_{r2}=20$  °C;  $m=1$ ;  $t_m=44$  °C;  $c_{п1}=1100$  Дж/(кг·°C);  $c_{ж}=4200$  Дж/(кг·°C);  $c_{г1}=1026$  Дж/(кг·°C);  $t_{ж}=35$  °C;  $d_{п1}=0,04$  кг/кг;  $d_{к1}=0,02$  кг/кг;  $t_{yx}=25$  °C;  $t_0=70; 65$  °C;  $t_{гв}=55$  °C;  $\Delta t=5$  °C;  $t_1=95; 85$  °C;  $c_{в1}=4200$  Дж/(кг·°C);  $c_{г1}=1026$  Дж/(кг·°C);  $c_{п1}=1100$  Дж/(кг·°C);  $c_{yx}=1009$  Дж/(кг·°C);  $\Delta t_{по}=0,1-0,5$ ;  $\Theta=0,5$ ;  $t_{п1}=45-75$  °C;  $c_{п,б1}=1026$  Дж/(кг·°C).

Из представленных графиков на рис. 2 следует, что рациональная степень предварительного охлаждения газов определяется, прежде всего, их начальной температурой.

При этом целесообразные значения предварительного охлаждения отработанного газа с температурой  $t_1=75$ °C находятся в пределах  $\Delta t_{по} = 0,33-0,5$  с возрастанием их со снижением соотношения расходов энергоносителей  $\beta$  в системе отопления в процессе эксплуатационного регулирования и горячего водоснабжения. Для отработанных газов с более высокой температурой диапазон предварительного охлаждения газов  $\Delta t_{по}$  заметно сужается. Например, для газов с температурой  $t_1=150$  °C диапазон соответствующих значений значительно уменьшается и находится в пределах  $\Delta t_{по} = 0,2-0,25$  со снижением его начального значения. Здесь также отмечается закономерность повышения эффективности преобразования энергетических потоков при снижении расхода теплоносителя в системе отопления в процессе ее эксплуатационного регулирования.

**Выводы и перспективы дальнейших исследований.** Для увеличения действительного коэффициента преобразования за счет повышения степени нагрева воды в традиционном рекуперативном теплообменнике предварительного охлаждения отработанных газов 12, рациональный диапазон их охлаждения индивидуален для соответствующих температур с сохранением общей закономерности. Он определяется в зависимости от начальной температуры и режимных условий работы предложенной системы теплоснабжения, с использованием установленных аналитических и графических зависимостей. Закономерно, что перспективы дальнейших исследований по анализируемой тематике должны быть направлены на расширение функциональных возможностей и повышения энергетической эффективности системы теплоснабжения.

## Литература

1. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности / Е.И. Ходоров. – Л.: Изд. литературы по строительству, 1968. – 456 с.
2. Древицкий Е.Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей / Е.Г. Древицкий, А.Г. Добровольский, А.А. Коробок. – М.: Стройиздат, 1990. – 225 с.
3. Петраш В.Д. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов / В.Д. Петраш, Ю.Н. Полуниин // Вісник ОДАБА. – Одеса, ОДАБА, 2013. – Вип. №53. – С. 173-185.
4. Петраш В.Д. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения / В.Д. Петраш, Ю.Н. Полуниин // “Энерготехнология и ресурсосбережение”. – 2013. – Вип. №6. – С. 59-56.
5. Пат. 100923, Укр., МПК (2013.01) F27B 9/00. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплопостачання / Ю.Н. Полуниин, В.Д. Петраш. – Опубл. 11.02.2013. Бюл. №3.
6. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1977. – 280 с.
7. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения / В.Д. Петраш. – ВМВ, Одесса, 2014. – 556 с.

Стаття надійшла 17.10.2017