

**ТЕПЛОНАСОСНАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
ПОТОКА В СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ
ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ**

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры,
Украина*

Исследованием установлено, что усовершенствованный вариант базовой системы отбора теплоты из отработанных газов, предусматривающий подогрев теплоносителя с неизменным расходом после конденсатора в рекуперативном теплообменнике предварительного охлаждения газов более эффективен по сравнению с исходным вариантом по теплонасосной составляющей, для характерных условий составляет 0,22-0,45.

Постановка проблемы. 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 промышленного теплотехнологического и коммунально-бытового теплоснабжения.

Анализ последних исследований и публикаций. 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 [4, 5, 6, 7, 8, 9].

Постановка задачи. В работе [10] предложена система отбора и трансформации энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения, которая в качестве базовой открывает ряд возможностей для улучшения тепломассообменных процессов с

расширением температурного диапазона и увеличением объёма отбираемой теплоты из отработанных газов для промышленного теплоснабжения при ниже следующих исходных условиях.

Главное отличие предусматривает поступление подогретого теплоносителя в конденсатор теплового насоса с неизменным общим расходом через рекуперативный теплообменник предварительного охлаждения газов 12. При этом обеспечивается дополнительное контактное взаимодействие нагреваемой среды с отработанным газом после его прохождения через контактные камеры. В результате возможна дальнейшая очистка газа с одновременным его осушением в завихрительном устройстве 35 [11]. Также поддерживается надежность работы системы в летний период года путем использования усовершенствованной конфигурации контура технической воды, для режима минимальной нагрузки на отопление, который обеспечивает непрерывный переток воды из завихрительного устройства, исключаящее скопления шлама в завихрительном устройстве.

Основная часть. На рис. 1 представлен усовершенствованный вариант системы, работающий по аналогии с базовой системой. Особенность тепломассообменных процессов заключается в том, что в первой секции предварительного охлаждения процесс контактного взаимодействия потоков проходит при более высокой температуре воды после теплообменника 15. Во второй оросительной секции 28 происходит более глубокое доохлаждение парогазовой смеси. Это обусловлено тем, что весь расход теплоносителя после конденсатора 21 направляется по трубопроводу 11 через теплообменник предварительного охлаждения 12. Предложенное техническое решение обеспечивает более глубокое охлаждение отработанных газов в теплообменнике 12, что способствует лучшей работе теплонасосной установки в дальнейшем технологическом процессе.

После прохождения газов первой и второй контактных камер они попадают в завихрительное устройство 35. Завихрительное устройство 35 состоит из наружного 30 и внутреннего 31 цилиндрических элементов. Наружный элемент в нижней части снабжен коническим поддоном по его диаметру, а верхняя часть сопряжена по сечению с общим газоходом. Внутренний, как и наружный, цилиндрические элементы имеет входные сечения, соразмерные с выходным сечением второй контактной камеры. Верхняя часть внутреннего цилиндрического элемента выполнена в форме конуса. Нижняя часть внутреннего элемента снабжена завихрителем и погружена в пенообразующую жидкость, которая находится в коническом поддоне наружного цилиндрического элемента.

Теплообменник 7 с поступающей исходной холодной водой после испарителя 22 обеспечивает предельно достаточное охлаждение парогазовой смеси до 20 °С, установленное [12], что сопровождается конденсацией паров с выделением скрытой теплоты парообразования.

Для повышения надежности работы как оросительных камер, так и всей системы, водно-шламовая смесь с повышенной концентрацией удаляется, например, шнековой системой для последующего применения в исходном процессе замкнутого технологического цикла.

Вода после контактного взаимодействия из поддона 5 с помощью циркуляционного насоса 10 проходит через конденсаторный теплообменник 21. Здесь происходит нагрев воды за счет отбираемой теплоты в испарителе 22 из воды, поступающей после теплообменников 8, 13 и 15, а также части энергии, расходуемой на привод компрессора 23.

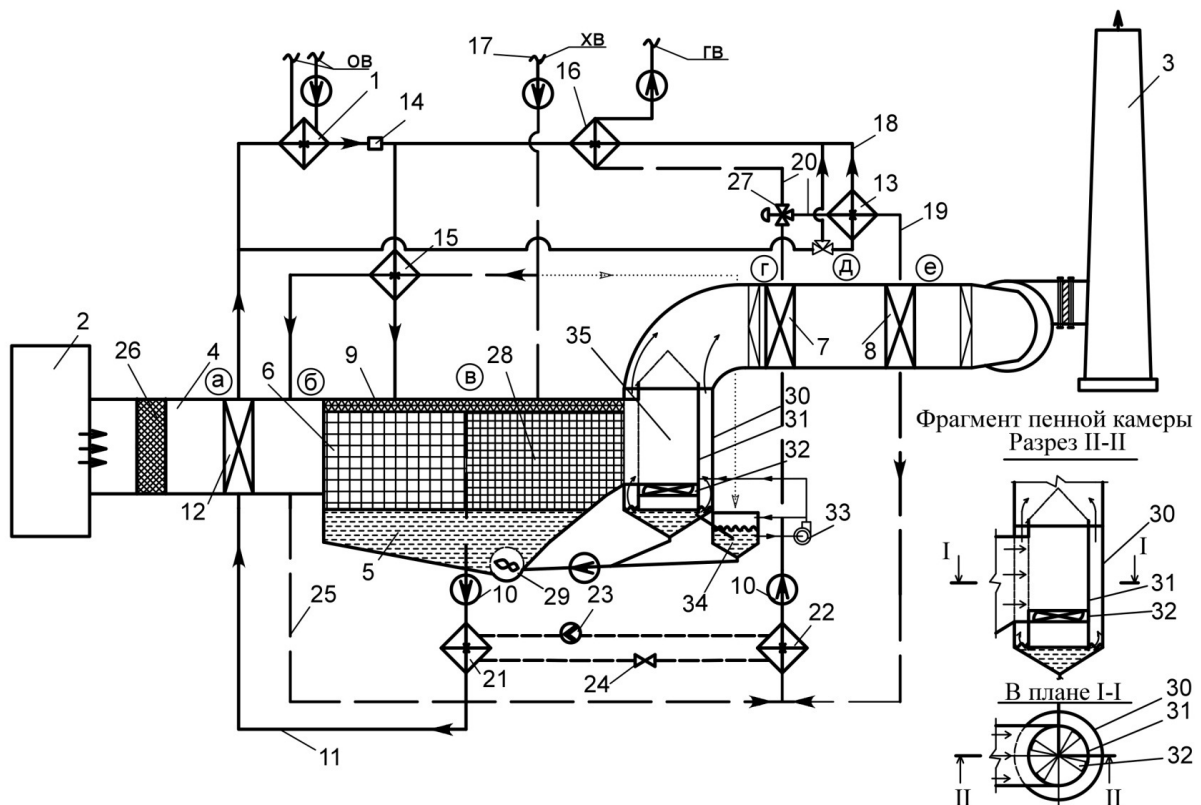


Рис.1. Схема усовершенствованной системы контактно-рекуперативного отбора и трансформации теплоты из отходящих газов.

Условные обозначения: 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 доохлаждения газа; 8-подогреватель; 9-ороситель; 10-циркуляционные насосы; 11, 18, 19, 20-трубопроводы; 12-теплообменник предварительного охлаждения газов; 13, 15, 16-теплообменники; 14-дрессель; 17-трубопровод подачи исходной холодной воды; 21-конденсатор; 22-испаритель; 23-компрессор; 24-дрессельный вентиль; 25-трубопровод подачи воды на горячее водоснабжение; 26-фильтр тонкой очистки; 27-трехпозиционный регулятор расхода жидкости; 28-вторая контактная камера; 29-дренаж; 30-внешний цилиндрический элемент; 31-внутренний цилиндрический элемент; 32-завихритель; 33-шламовый (циркуляционный) насос; 34-промежуточная емкость; 35-завихрительное устройство.

Особенность функционирования термотрансформаторного цикла заключается в полезной работе не только испарителя 22, но и конденсаторного теплообменника 21. В испарителе 22 теплоноситель охлаждается до максимально возможной для воды низкой температуры, что необходимо для высокоэффективной работы теплообменника 7. В конденсаторе 21 осуществляется дальнейший нагрев контактирующей воды для повышения эффективности работы как теплообменников 12, 1, 13 и 16, так и теплообменника 15. После конденсатора вода с повышенной температурой и неизменным расходом после теплообменника 12 разделяется на два параллельно работающих рециркуляционных контура. Первая часть общего потока после прохождения через рекуперативный теплообменник 1 направляется в теплообменник 15, а затем в контактную камеру 9. Вторая часть подогретой воды после прохождения через теплообменники 13 и 16 по трубопроводу 18 поступает в тот же ороситель 9.

Для поддержания работы системы в летний период года, когда нагрузка на отопительные нужды минимальна, предусмотрена скорретированная конструкция контура технической воды, где вся техническая вода, идущая по трубопроводу 11, подается в теплообменник 13, после чего поступает в ороситель 9.

Ввиду относительно высокой стоимости оборудования парокompрессионных тепловых насосов, применяемых в качестве высокоэффективных средств энергосбережения, представляет интерес соотношение энергетической компоненты теплонасосной установки в общем потоке утилизируемой теплоты, генерируемой в разработанной системе теплоснабжения. Из анализа разработанной контактно-рекуперативной системы с термотрансформаторной составляющей охлаждения отработанных газов вращающейся печи, рис 1, следует, что энергетический поток теплонасосной составляющей относительно общей мощности утилизируемой теплоты может быть представлен в следующем виде

$$\bar{Q}_{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}} = \frac{G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{к}} - t_{\text{м}})}{G_{\text{г}} c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{п}}$ и $Q_{\text{г}}$ – соответственно теплота нагреваемого энергоносителя, проходящего через конденсатор, и общая теплота охлаждения отработанного газа, Вт,

$G_{\text{п}}$ и $G_{\text{г}}$ – расходы проходящего энергоносителя через конденсатор и отработанных газов, кг/с,

$t_{\text{к}}$ и $t_{\text{м}}$ – конечная температура нагрева теплоносителя в конденсаторе и температура смеси воды, поступающей из поддона системы, °С,

$t_{\text{г}}$ и t_{yx} – начальная и конечная температура отработанных газов, °С.

Следуя анализу структурно-функциональной взаимосвязи элементов предложенной системы, рис 1, а также закономерности распределения

нагреваемой воды при взаимодействии с низкотемпературным газом следует, что на исходный технологический цикл подогретая вода поступает с расходом $G_{\text{техн}}$ в соотношении Θ относительно того расхода теплоносителя $G_{\text{п}}$, который направляется для дальнейшего нагрева из поддона в конденсатор. Поэтому, пренебрегая незначительным влиянием изменения расхода сконденсировавшихся водяных паров из газов в общем потоке нагреваемой среды, справедливо соотношение

$$G_{\text{техн}} = G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}} = \Theta G_{\text{п}}. \quad (2)$$

Принимая во внимание взаимосвязь соотношения расхода отработанного газа $G_{\text{г}}$ и общего расхода нагреваемой среды в контактных камерах ($G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}$) в виде $a = G_{\text{г}} / (G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}})$, взаимосвязь расходов газового потока $G_{\text{г}}$ и проходящего теплоносителя через конденсатор $G_{\text{п}}$ представляется следующим соотношением при соответствующем упрощении в виде

$$G_{\text{г}} = a(G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}}) = a[(G_{\text{хв}} - G_{\text{гв}}) + G_{\text{п}}] = a(1 + \Theta) G_{\text{п}}. \quad (3)$$

В результате теплонасосная составляющая (1) с учетом (3) приобретает следующий вид

$$\bar{Q}_{\text{тн}} = \frac{G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{кд}} - t_{\text{м}})}{G_{\text{п}} a (1 + \Theta) c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})} = \frac{c_{\text{в}} (t_{\text{кд}} - t_{\text{м}})}{a (1 + \Theta) c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})}. \quad (4)$$

Следует отметить, что диапазон рациональных соотношений греющей и нагреваемой среды a для отработанных газов с начальной температурой $t_{\text{г}}$ был ранее установлен в работе [10]. Из определения физического смысла соотношения $\Theta = \frac{G_{\text{техн}}}{G_{\text{п}}}$ следует, что, например, при

$\Theta=1$ соблюдается равенство распределяемых расходов воды из поддона для технологического назначения $G_{\text{техн}}$ и поступающего $G_{\text{п}}$ для последующего подогрева в конденсаторе и для предельно возможного нагрева в теплообменнике предварительного охлаждения газа, обеспечивающего высокоэффективный рекуперативный нагрев воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Таким образом очевидно, что для анализа работы предложенной системы диапазон его реального соотношения Θ следует рассматривать в пределах $0,5 \div 2$, то есть при их соотношении в диапазон $(1/2 \div 2/1)$.

Графическая интерпретация теплонасосной составляющей теплового потока $\bar{Q}_{\text{тн}}$ согласно уравнению (4) в зависимости от соотношения расходов энергоносителей на технологическое теплотребление и через конденсатор Θ при работе термотрансформаторной системы иллюстрируется на рис. 2 при следующих исходных данных: $t_{\text{г}}=100$ и 60 °С в условиях $\beta=0,5$, при котором $a=2,6$ и $3,35$ для анализируемых температур нагрева воды в конденсаторе до $t_{\text{кд}}=60$ и 80 °С (для $t_{\text{г}}=100$ °С) и $t_{\text{кд}}=45$ и 55 (для $t_{\text{г}}=60$ °С) при соответствующих значениях $t_{\text{м}}=37,5$ и $32,5$ °С.

Из графиков закономерно следует, что теплонасосная составляющая в общем потоке генерируемой теплоты для усовершенствованной схемы

системы теплоснабжения, рис.1., находится в пределах $0,22 \div 0,45$ при соответствующих начальных температурах низкотемпературных газов 100 и 60 °С в характерных условиях работы с равным соотношением расходов воды ($\Theta=1$) для технологического и коммунально-бытового назначения. Очевидно также, что теплонасосная компонента существенно снижается при увеличении отбора теплоты на технологическое потребление при повышении интенсивности строительного-технологического производства в весенний и летний периоды года, что удачно согласуется со снижением теплового потока для систем коммунально-бытового теплоснабжения в процессе их эксплуатационного регулирования.

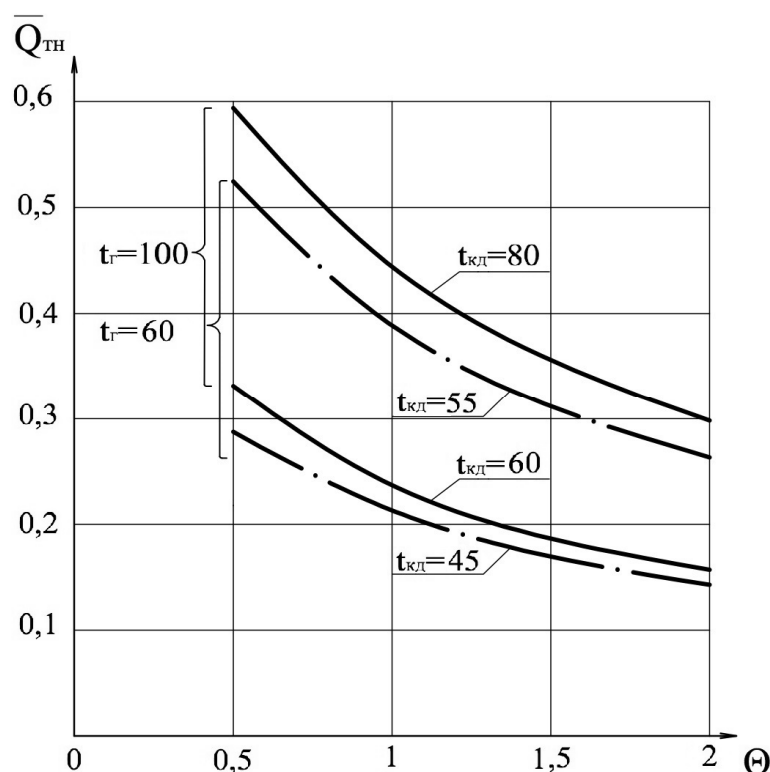


Рис.2. Зависимость энергии теплонасосной составляющей в общем потоке утилизируемой теплоты в системе от соотношения распределения расходов нагретой воды из поддона для технологического и коммунально-бытового назначения при соответствующем расходе отработанных газов:
 — - $t_{кд}=60$ и 80 °С при $t_{г}=100$ °С; - · - · - $t_{кд}=45$ и 55 °С при $t_{г}=60$ °С.

Сопоставительный анализ подтверждает, что энергия теплонасосной компоненты в суммарном утилизируемом тепловом потоке является незначительной величиной, как для усовершенствованной системы, так и для ее базовой структуры в условиях преобладания теплового потока теплотехнологического назначения.

Полученный результат дополнительно подтверждает технико-экономическую целесообразность применения разработанных термотрансформаторных систем для промышленного теплоснабжения, обладающих повышенными возможностями энергосбережения в

технологии производства строительных материалов и изделий на основе утилизации теплоты отработанных низкотемпературных газов.

Выводы. Теплонасосная составляющая теплового потока существенно снижается при возрастании отбора теплоты на технологическое потребление. Усовершенствованный вариант базовой системы отбора теплоты из отработанных газов, предусматривающий подогрев теплоносителя с неизменным расходом после конденсатора в рекуперативном теплообменнике предварительного охлаждения газов более эффективен по сравнению с исходным вариантом по теплонасосной составляющей. Для него теплонасосная компонента энергетического потока составляет $0,22 \div 0,45$ при начальной температуре низкотемпературных газов 100 и 60 °С для характерных соотношений равенства расходов воды на технологическое и коммунально-бытовое теплоснабжение.

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. *Аронов И. З.* Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа – Недра, 1978, 280 с.
5. *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.
6. *Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В. и др.* Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа – ИТТФ, Промышленная теплотехника, т. 30, №3, 2008,
7. *М.М.Полунин, В.Д.Петраш.* Совместная работа теплоутилизирующего комплекса обжиговой вращающейся печи и теплотребляющих систем // Известия вузов. Строительство.– Новосибирск.– 1996.–№11.–С.90-94.
8. *Семенюк Л.Г., Михайлов А.А. и др.* Комплексная система утилизации тепла уходящих газов, Ж. Промышленная энергетика №2, 1991, с. 38-40;
9. *Губарь В.Ф., Лукьянов А.В., Гуцин 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.

10. *Петраш В.Д., Полунин Ю.Н.* Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения / Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2013. - №6. – С. 59-66

11. *Лукьянов А.В.* Многоступенчатая схема мокрой очистки вентиляционных выбросов в условиях цементного производства, авторефер. дис. канд.техн.наук: 05.23.03 / Макеевский инженерно-строительный ин-т. — Макеевка, 1993. — 18 л.

12. *Клименко В.Н.* Некоторые особенности применения пароконвексионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов, Ж. Промышленная теплотехника № 5, 2011, с 42-48.

ТЕПЛОНОСНА СКЛАДОВА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТОКУ В СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА ОСНОВІ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

В. Д. Петраш, Ю. М. Полунін

Дослідженням встановлено, що вдосконалений варіант базової системи відбору теплоти з відпрацьованих газів, який передбачає підігрів теплоносія з незмінною витратою після конденсатора у рекуперативному теплообміннику попереднього охолодження газів є більш ефективним в порівнянні з вихідним варіантом по теплонасосній складовій, для характерних умов дорівнює 0,22-0,45

HEAT PUMP COMPONENT OF THE ENERGY FLOW IN THE HEATINGSUPPLY SYSTEM BASED ON THE COOLING OF EXHAUST GASES.

V. Petrash, Y. Polunin

The study found, that an improved version of the basic heat selection system from the exhaust gases, that comprises heating the coolant with a constant flow consumption after the condenser in the recuperative pre-cooling gas heat exchanger is more effective in comparison with the original version in the area of heat pump component, for typical conditions it is equal to 0,22-0,45