

ходу дымовых газов будет четыре ряда труб (две U-образные петли). Количество параллельно включенных трубок по воде определяется ее расходом. Шаги трубок пучка S1, S2 и длина трубок  $l$  в ряду являются переменными варьируемыми параметрами секции. Возможный диапазон изменения их определяется пространственными ограничениями габаритов УТО (длина, ширина, глубина), которые зависят от места установки УТО в котельной.

Заданными являются расход  $G_{\text{дг}}$ , давление  $P'_{\text{дг}}$  и температура  $t'_{\text{дг}}$  продуктов сгорания на входе в УТО, расход  $G_g$  и выходная температура нагреваемой воды  $t''_g$ . Для предотвращения низкотемпературной коррозии трубок УТО температура нагреваемой воды на входе в теплообменник принята равной температуре воды на входе в ВК  $t_T$ .

В настоящей статье представлен разработанный алгоритм теплового и гидравлического расчетов  $\dot{I}$ -того варианта теплообменника. Результаты расчета по приведенному алгоритму используются в последующих технико-экономических расчетах при выборе оптимального варианта УТО.

**Результаты расчета.** Алгоритм решения задачи состоит из 6 блоков.

В первом блоке принимается вариант конструктивного исполнения секции по диаметру  $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}}$  и длине трубок  $l$ , продольному  $s_2$  и поперечному  $s_1$  шагам. При этом должны соблюдаться компоновочные ограничения по ширине  $A$  и длине  $B$  поперечного сечения УТО, а последнее должно быть близким к квадратному сечению для сокращения длины входного диффузора от выхлопного патрубка ТД к УТО. Количество трубок в секции рассчитывают по рекомендуемой в [3] скорости нагреваемой воды.

Во втором блоке выполняют тепловой расчет секции, начиная с первой по ходу дымовых газов по рекомендациям [3]. В результате расчета определяют количество утилизируемой теплоты  $Q_{yi}$ , температуры дымовых газов на выходе из рассчитываемой секции  $t''_{di}$  и воды на входе в секцию  $t'_{vi}$ . Температуры  $t''_{di}$  и  $t'_{vi}$  необходимы для расчета каждой последующей секции. При расчете коэффициента теплопередачи  $K$  в первой секции учитывают изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  в трех первых рядах из-за турбулизации потока согласно [4]. После расчета каждой секции проверяется выполнение условия  $t'_{vi} < t_T$ . Секция, в которой это условие выполняется, является  $n$ -ной секцией УТО.

В третьем блоке рассчитывают глубину УТО  $C$  и сопоставляют ее с располагаемой по компоновочным решениям. Если  $C \leq C_{\text{расч}}$  то расчет продолжают в блоке №4, в противном случае – переходят к блоку №5.

В четвертом блоке рассчитывается суммарное количество тепла по секциям  $Q_y = \sum Q_{yi}$  и запаса по теплопередаче  $\alpha = \frac{Q_y}{Q_y}$  и сравнивают его с нормативным

$\alpha_{\text{норм}}$ . Наличие сверхнормативного запаса позволяет уменьшить металлоемкость УТО за счет воздействия на конструктивные характеристики его:  $l$ ,  $s_1$  и  $s_1$ . Условию  $\alpha = \alpha_{\text{норм}}$  соответствует первая группа вариантов конструктивного исполнения УТО.

В пятом блоке корректируется число секций в сторону уменьшения путем воздействия в первую очередь на продольный шаг, а затем на длину трубок и поперечный шаг раздельно или совместно. При каждом скорректированном конструктивном параметре повторяют расчеты в блоках 1÷3 до выполнения условия  $C \leq C_{\text{расч}}$ . Расчетам в пятом блоке соответствует вторая группа вариантов конструкции теплообменника.

В блоке №6 выполняют гидравлический и аэродинамический расчеты по общепринятой методике каждого варианта УТО, в результате чего оценивают их энергоемкость.

Сопоставление результатов посекционного расчета с расчетом по усредненным параметрам проводится на примере со следующими исходными данными: расход продуктов сгорания после ТД  $G_{\text{дг}} = 3 \text{ кг/с}$ , тем-

пература  $t'_{\text{дг}} = 450^\circ \text{C}$ , расход нагреваемой в УТО воды для системы отопления  $G_g = 7.7 \text{ кг/с}$ , температура воды на входе  $t_T = t'_g = 70^\circ \text{C}$ , на выходе  $t''_g = 95^\circ \text{C}$ , коэффициент потерь в окружающую среду  $\alpha = 0.01$ . В результате потерь в окружающую среду  $\alpha = 0.01$ . В результате посекционного расчета одного варианта УТО получено: утилизационный теплообменник состоит из 9 секций, с суммарной поверхностью нагрева рассчитанной по наружному диаметру трубок  $F = 34.7 \text{ м}^2$ , количество утилизированной теплоты  $Q_y = 806,665 \text{ кВт}$ . Изменение по секциям утилизированной теплоты  $Q_{yi}$ , температур продуктов сгорания и нагреваемой воды, температурного напора  $\Delta t$ , коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , коэффициента теплопередачи  $K$  показаны на рисунке 1 сплошными линиями.

Из рисунка 1а видно, что количество переданной теплоты  $Q_{yi}$  существенно изменяется по секциям теплообменника, при этом изменение не монотонное, а возрастающее в первых двух секциях и убывающее – в последующих. Количество утилизированной теплоты определяется двумя факторами: температурным напором  $\Delta t$  и коэффициентом теплопередачи  $K$ . Несмотря на общую противоточную схему движения теплоносителей, температурный напор плавно уменьшается по секциям (рисунок 1г) из-за того, что темп снижения температуры продуктов сгорания выше темпа роста температуры воды. Коэффициент теплопередачи как видно из рисунка 1ж имеет сложный характер изменения по секциям. Влияние коэффициента  $\alpha_2$  рисунок 1е на коэффициент теплопередачи незначительное, а определяющим является влияние коэффициента  $\alpha_1$  рисунок 1д. Увеличение коэффициента  $\alpha_1$  в первых двух секциях объясняется ростом турбулизации входящего потока продуктов сгорания [4]. В последующих секциях, где турбулизация стабилизировалась, уменьшение коэффициента  $\alpha_1$  обусловлено понижением температуры дымовых газов.

В первых двух секциях темп роста коэффициента теплопередачи  $K$  выше темпа снижения температурного напора  $\Delta t$ , поэтому количество утилизируемой теплоты возрастает. В последующих секциях оба фактора и  $K$ , и  $\Delta t$  влияют одинаково – уменьшаются, поэтому уменьшается и утилизируемая теплота  $Q_{yi}$ .

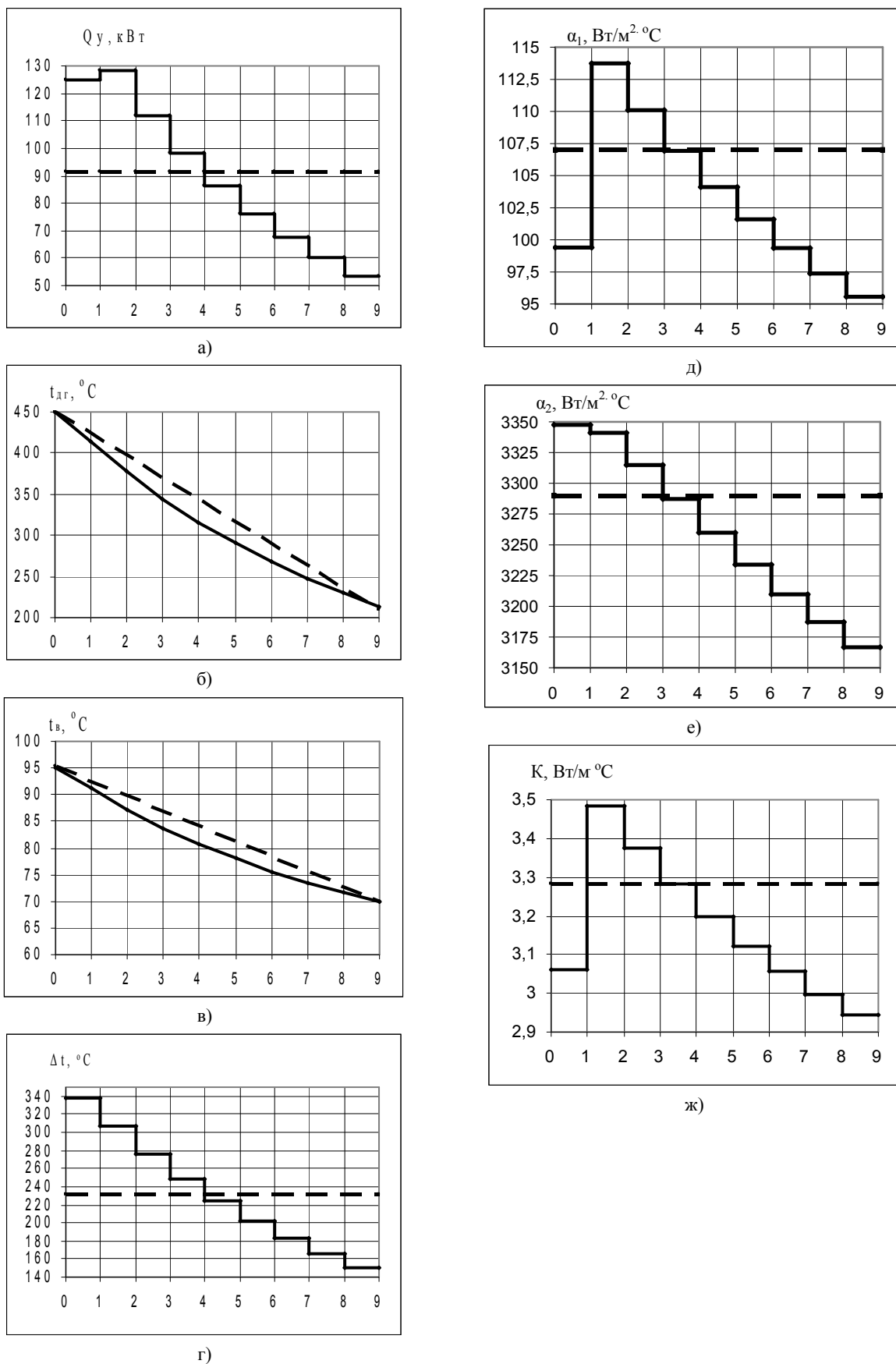


Рис. 1. Результаты расчетов УТО

Графическая интерпретация результатов расчетов УТО по усредненным параметрам представлена на рисунке 1 пунктирными линиями. При расчете по усредненным параметрам УТО с переменными температурами теплоносителей заменяют условным теплообменником с постоянными температурами теплоносителей, равными средним арифметическим значениям. Следствием этого неизменными по секциям теплообменника будут  $t_{\partial z}^{cp}$ ,  $t_{\partial z}^{cp}$ ,  $\Delta t$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $K$  и  $Q_y$ . Расчет такого теплообменника выполнен по общепринятой методике [3].

Сопоставление результатов посекционного расчета УТО с расчетом по усредненным параметрам показало, что второй метод расчета дает завышенные теплоту  $Q_y$  на 1,8% и температуру  $t_g''$  - на 0,5%. Это свидетельствует о том, что в условиях эксплуатации теплообменник, рассчитанный по усредненным параметрам, не обеспечит нагрев воды до заданной температуры. Такой вывод подтвержден опытными замерами на работающем теплообменнике. Для устранения недогрева необходимо либо увеличивать поверхность, либо тепловую мощность утилизируемого потока продуктов сгорания, что негативно отразится на материалоемкости и экономичности работы КУ.

Сопоставление результатов гидравлического и аэродинамического расчетов УТО посекционным методом и по усредненным параметрам показало, что первый расчет можно выполнять по усредненным параметрам, а второй - посекционно, так как выполнение аэродинамического расчета по усредненным параметрам приводит к завышению сопротивления теплообменника на 5,5%.

При поверочном расчете УТО известны конструктивные характеристики его, расход, температура и давление продуктов сгорания на входе, температуры нагреваемой воды на входе и выходе.

Цель расчета - определение количества утилизируемой теплоты и расхода нагреваемой воды.

Алгоритм поверочного расчета.

1. Принимают минимальную температуру уходящих газов за УТО  $t_{\partial z}^{\min} = t_T + (10 \div 20)^\circ C$  и рассчитывают максимально возможное количество утилизируемой теплоты с учетом потерь в окружающую среду  $\alpha_{nom}$ :

$$Q_y = G_{\partial z} \cdot c_p \cdot (t_{\partial z}' - t_{\partial z}'') \cdot (1 - \alpha_{nom}) \quad (1)$$

А по ней - расход нагреваемого теплоносителя:

$$G_g = \frac{Q_y}{c_p \cdot (t_g'' - t_g')} \quad (2)$$

2. Разбивают УТО на секции и выполняют тепловой посекционный расчет УТО по алгоритму приведенного выше конструктивного расчета.

3. Если в последней секции выполняется условие

$$\frac{Q_{\partial} - Q_k}{Q_{\partial}} \cdot 100 \leq 0,01 \quad (3)$$

где  $Q_{\partial} = G_g \cdot c_p \cdot (t_g'' - t_g')$ ,  $Q_k = K \cdot F \cdot \Delta t$ , то расчет считается законченным. В противном случае необходимо перезадавать  $t_{\partial z}''$  и повторить расчет по пунктам 1÷3 до выполнения условия (3).

По полученным в последнем варианте результатам: расходу воды и ее температурам, расходу дымовых газов и их температурам выполняют гидравлический и аэродинамический расчеты УТО в соответствии с рекомендациями блока №6.

Если по условиям задачи поверочного расчета температура нагрева воды не лимитируется, а требуется утилизировать максимальное количество теплоты, то задача решается по алгоритму поверочного расчета перебором вариантов не только по расходу, но и по температуре нагреваемой воды и выбором искомого варианта из просчитанных с  $Q_{yi}^{\max}$ .

Оценка энергетической эффективности УТО может быть проведена двумя методами: балансовым и эксергетическим. Применение первого метода для расчета эффективности проведенное согласно [2], показало, что тепловая эффективность УТО рассчитанного по усредненным параметрам, составляющая  $\eta^{ycp} = 63,6\%$ , является завышенной по сравнению с тепловой эффективностью УТО рассчитанного посекционно с  $\eta^{noc} = 62,5\%$ . Однако оценка энергетической эффективности балансовым методом не учитывает энергетической ценности теплоносителей, которая определяется эксергией. Эксергетический КПД, рассчитанный согласно с [5], при посекционном расчете УТО составляет  $\eta_{ex}^{noc} = 34,3\%$ , а при расчете УТО по усредненным параметрам -  $\eta_{ex}^{ycp} = 34,5\%$ . То есть,  $\eta_{ex}^{ycp}$ , как и в первом методе, является завышенным

по сравнению с  $\eta_{ex}^{noc}$ . Из расчетов видно, что эксергетический КПД меньше тепловой эффективности, что указывает на наличие в теплообменнике необратимости при теплопередаче от дымовых газов к воде, которая составляет 65,7%, из которых наибольшая необратимость, составляющая 61%, имеет место с газовой стороны.

Таким образом, для повышения эффективности теплообменника необходимо конструктивными или режимными параметрами повышать теплоотдачу от греющего теплоносителя к нагреваемой поверхности.

## Выводы

Разработаны алгоритмы посекционного конструктивного и поверочного расчетов утилизационных теплообменников когенерационных установок.

Сопоставлением на конкретном примере результатов расчета УТО посекционно и по усредненным параметрам теплоносителей подтверждена целесообразность применения посекционного метода при расчете УТО.

Разработанный алгоритм используется при выборе технико-экономическим расчетом оптимального варианта утилизационного теплообменника и схемы включения его в водяную систему теплоснабжения реконструируемых и проектируемых котельных с использованием принципа когенерации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А. Долінський, В. Клименко Когенерация – нові потужності для енергетики / Вісник НАН України, 2002, №4, с. 26-32.
2. Справочник по теплообменным аппаратам / Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. – М.: Машиностроение, 1989.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н.В.Кузнецова и др., М., «Энергия», 1973.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Изд. 2-е М., «Энергия», 1969.
5. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К., Эксергетический метод и его приложения. Под ред. В.М. Бродянского. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

