

М.П. Новицкая, старший научный сотрудник (Институт технической теплофизики НАНУ), г. Киев

# Численное моделирование теплообмена между газо-топливным и водяным трактами котла малой мощности

*Приведены результаты численного моделирования процессов теплообмена в трактах котла для конструирования и модернизации устройств для сжигания топлива.*

**Ключевые слова:** котел, топливо, горение, моделирование, теплообмен.

*Приведені результати чисельного моделювання процесів теплообміну в трактах котлу для конструювання й модернізації обладнання для спалювання палива.*

**Ключові слова:** котел, паливо, горіння, моделювання, теплообмін.

*Results over of numeral design of processes of heat exchange are brought in the highways of caldron for constructing and modernisation of devices for incineration of fuel.*

**Keywords:** caldron, fuel, burning, design, heat exchange.

Проблемы, возникшие в связи с повышением стоимости топлива и требованиями к уменьшению загрязнения окружающей среды, обусловили рост интереса к разработке новых и модернизации существующих устройств для сжигания топлива.

В настоящее время в Институте технической теплофизики ведутся работы по расчету огневого пространства котельных агрегатов, работающих на различных видах топлива с целью оптимизации процессов горения и снижения вредных выбросов в атмосферу [1-5].

Разработка новых и усовершенствование имеющихся устройств для сжигания топлива, а также получения электрической либо тепловой энергии, возможна несколькими путями. Это – натурный эксперимент и численное моделирование. Существуют технические трудности в проведении натурального эксперимента, поэтому в рамках данной работы ограничались численным моделированием процессов, происходящих в котле. Достоверность некоторых численных методов расчета течений, газового состава и температуры в топочных устройствах хорошо доказана, и их можно применять при

конструировании и модернизации оборудования.

Целью данного исследования было решение сопряженной задачи стационарного теплообмена для котла мощностью 100 кВт.

### Теплофизическая модель.

Система дифференциальных уравнений, характеризующих процесс, включала в себя дифференциальные уравнения: неразрывности, движения, конвективного теплообмена и теплопроводности [6].

Уравнение неразрывности для случая стационарной задачи без источников массы имеет вид

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность среды;  $v$  – скорость.

Предполагалось, что гравитационные силы  $\rho \vec{g}$  малы и отсутствуют, также как и внешние силы. Для такого случая уравнение движения принимает вид:

$$\nabla (\rho \vec{v}) = -\nabla p + (\vec{\tau}_{eff}). \quad (2)$$

Тензор напряжений  $\vec{\tau}_{eff}$  определяется формулой:

$$\vec{\tau}_{eff} = \mu_{eff} (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I, \quad (3)$$

где  $I$  – член, определяющий эффект объемного расширения,  $\mu_{eff}$  – эффективная вязкость  $\mu_{eff} = \mu + \mu_i$ .

Уравнение конвективного теплообмена при условии отсутствия дополнительного тепловыделения и постоянных теплофизических свойствах теплоносителя можно записать в виде

$$\nabla(\vec{v}T) = -a\nabla^2 T, \quad (4)$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $T$  – температура.

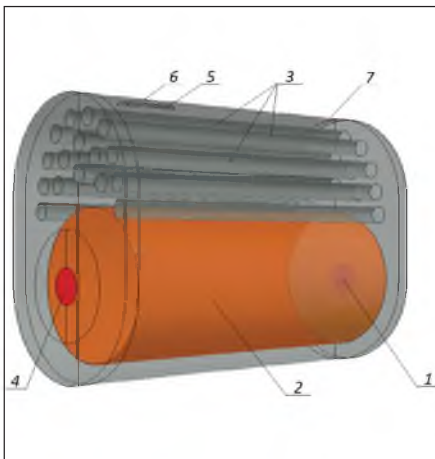
Уравнение теплопроводности в стенках

$$\nabla^2 T = 0. \quad (5)$$

**Постановка задачи.** В качестве объекта моделирования был выбран типовой котел малой мощности «Виктор 100». Его основными конструктивными элементами (рис. 1) являются: конвективный пучок труб 3, состоящий из 16 труб  $\varnothing 50 \times 9$  мм, расположенных в верхней части котла, жаровая цилиндрическая труба 1 диаметром  $\varnothing 420$ , длиной 1040 мм и распределительная пластина 5. Пространство котла представляет собой эллиптический цилиндр длиной 1240 и радиусом 550 мм. Диаметр вентиляторной горелки составляет 100 мм. На рис. 1 представлена геометрия расчетной области. Поток теплоносителя подается на вход горелки 1, разворачивается в тупике жаровой

трубы 2 и поднимается к конвективному пучку труб 3, далее через него следует на выход 4.

Задача решалась в трехмерной постановке. С целью экономии машинного времени и уменьшения количества расчетных ячеек вычисления проводили для половины топки, при этом в центральном сечении задавались условия симметрии. На входе в газо-топливный тракт котла 1 (рис. 1) был задан соответствующий стехиометрическому горению расход  $Q_{см}/2=0,019882$  кг/с и температура горения,  $T=0,75 \cdot T_m=1720$  К [7]. При расчете водяного тракта принимали, что расход воды в котле составляет  $Q=0,4158$  кг/с, а толщина стенок котла равна 0,009 м.



**Рис. 1. Геометрия расчетной области:** 1 – вход топлива с окислителем; 2 – жаровая труба; 3 – конвективный пучок труб; 4 – выход дымовых газов; 5 – распределительная пластина; 6 – вход воды; 7 – выход воды из котла

**Результаты.** В работе были получены поля температур, давлений и скоростей. Расчеты проводились в двух вариантах с распределительной пластиной 5 (рис. 1) на входе водяного тракта 6 и без нее. На рис. 2 представлены поля температур на границе между водой и топливо-воздушной смесью для жаровой трубы и конвективного пучка труб. Эффективные коэффициенты теплообмена  $\alpha$  на поверхности жаровой трубы и конвективного пучка труб представлены на рис. 3. Полученные данные необходимы для расчета котла с учетом физико-химических процессов горения.

При наличии гидравлического распределителя температура стенок конвективной части по длине труб становится более равномерной, как это показано на рис. 3.

Как видно (рис. 4), при наличии гидравлического распределителя температура более равномерно распределена по длине трубы. Исключение составляет начальный участок трубы, где процесс теплопроводности от нагретого газа в коробе, по-видимому, преобладает над конвективным теплообменом с водой.

Также для каждого из вариантов был определен тепловой баланс котла (рис. 5).

Результаты сравнения двух вариантов расчета приведены в таблице.

Как видно из таблицы и полей распределения температуры (рис. 2), при наличии гидравлического распределителя теплосъем равномерно распределяется между конвективным пучком труб и жаровой трубой, что в свою очередь предотвращает повышенный износ котельного оборудования.

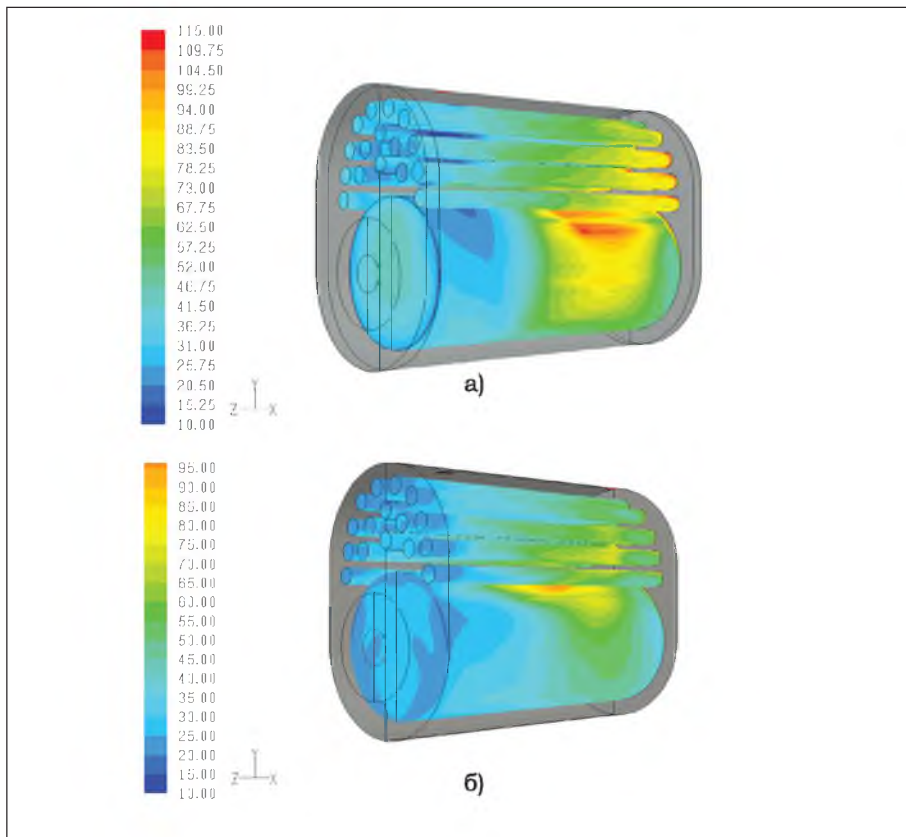
**Выводы.** Предложенная методика позволяет рассчитывать аэродинамику и теплообмен в котлах малой мощности. Полученные данные о коэффициентах теплоотдачи и температурах на стенках между газо-топливным и водяным трактами котла позволят рассчитывать процессы в котле с учетом физико-

химических процессов горения и усовершенствовать конструкцию газо-топливного тракта.

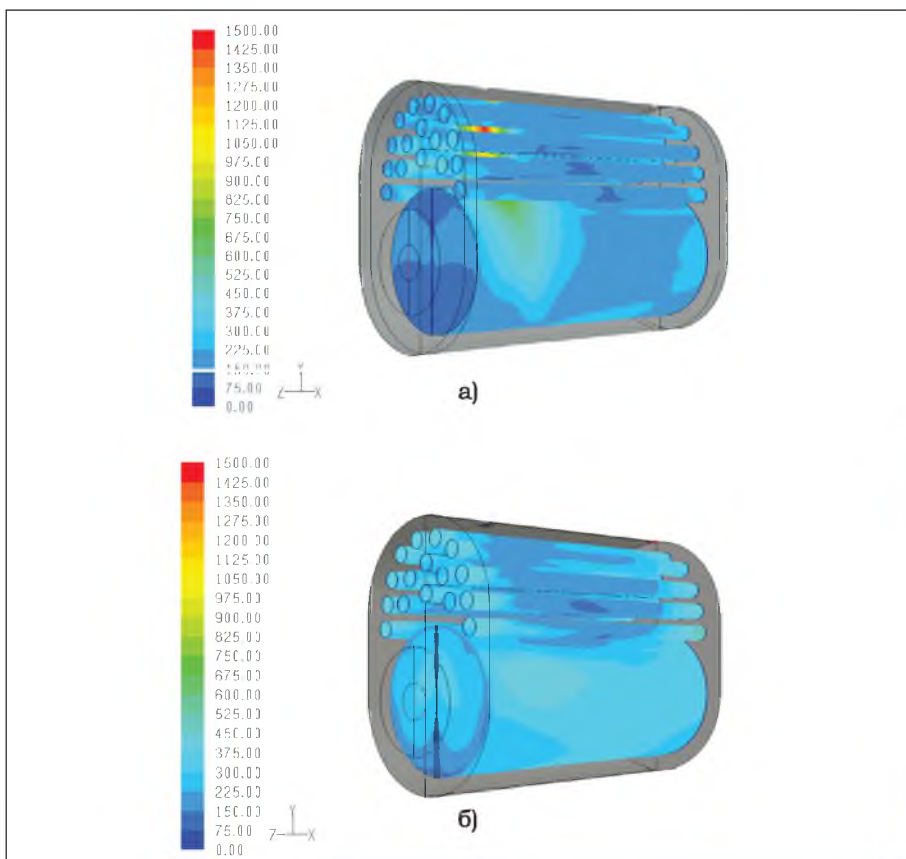
**Список литературы:**

1. Басок Б.И., Гоцуленко В.В. Интенсификация вибрационного горения параметрическими колебаниями // *Промышленная теплотехника*, 2010, том 32.– №5.– С. 48-53.
2. Кобзарь С.Г., Халатов А.А. Апробация упрощенной модели расчета горения и формирования оксидов азота при сжигании жидкого топлива // *Промышленная теплотехника*, 2003. –Т. 25.– №4. – С. 391-392.
3. Басок Б.И., Демченко В.Г., Мартыненко М.П. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла со вторичным излучателем // *Промышленная теплотехника*, 2006.– Т. 28.– № 1. – С. 17-22.
4. Кучин Г.П., Скрипко В.Я., Сигал А.И., Быкорез Е.И., Лавренцов Е.М. Повышение эффективности работы отопительных котлов мощностью до 1 МВт // *Промышленная теплотехника*, 2008.– Т. 30.– №2. – С. 55-59.
5. Кобзарь С.Г., Халатов А.А. Исследование процессов горения и теплообмена ультрадисперсных частиц угля в вихревой камере // *Промышленная теплотехника*, 2009.– Т. 31.– №7. – С. 9-11.

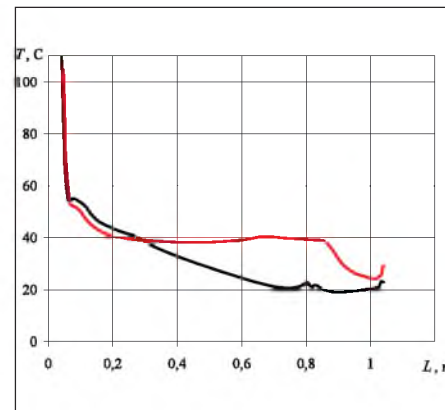
Количество теплоты, кВт	Котел без гидравлического распределителя, кВт	Котел с гидравлическим распределителем, кВт
Q1	72	72
Q2	20	24
Q3	28	24
Q4	24	24
Q5	0	0
Q6	48	48



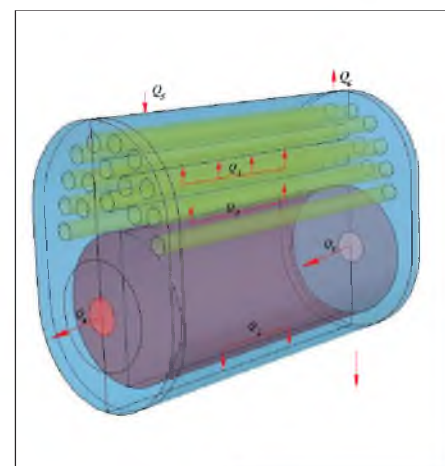
**Рис. 2. Температура труб конвективной части и жаровой трубы со стороны водяного тракта: а) без распределительной пластины, б) с распределительной пластиной**



**Рис. 3. Коэффициенты теплообмена  $\alpha$  на поверхности конвективной части и жаровой трубы со стороны водяного тракта: а) без распределительной пластины; б) с распределительной пластиной**



**Рис. 4. Температура на поверхности первой трубы в центральном сечении котла:**  
 — без гидравлического распределителя;  
 — с гидравлическим распределителем



**Рис. 5. Схема теплового баланса котла:  $Q_1$  – энергия, выделяющаяся в процессе реакции;  $Q_2$  – количество теплоты, передающееся воде через жаровую трубу;  $Q_3$  – количество теплоты, передающееся воде через трубный пучок;  $Q_4$  – количество теплоты, уходящее с дымовыми газами;  $Q_5$  – количество теплоты, подводимое с входящей водой;  $Q_6$  – количество теплоты, уходящее на выходе из водяного тракта**

6. Warnatz J., Maas U., Dibble R. W. Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation., 4th Edition, Springer Berlin Heidelberg New York, 2006. – 388 p.

7. Старкевич Л.Н., Северине Г. Н., Вигдорчик Д.Я. Справочник по газоснабжению и использованию газа. – Л.: Недра, 1990. – 762 с.