

Н.В. Егорова<sup>1</sup>, А.П. Солодов<sup>1</sup>, А.Н. Романенко<sup>2</sup>

Московский энергетический институт (технический университет), Россия (1)

ТЭЦ-8 Мосэнерго, Россия (2)

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ГРАДИРНЯХ

### АННОТАЦИЯ

Разработана универсальная методика расчета процессов теплообмена при испарении (конденсации) в контактных теплообменниках с насадками, при прямой или противоточной организации потоков теплоносителей. Программно реализованная дифференциальная математическая модель испарительного охлаждения в градирнях позволяет рассчитывать изменение параметров теплоносителей по высоте насадки, учитывать потери воды на испарение, проводить диагностику состояния парогазовой смеси, учитывать образование дисперсной фазы, определять расход воздуха через градирню (для аппаратов с естественной тягой). Сравнение расчета с данными инструментального обследования, проведенного на московских тепловых электрических станциях, показало достаточно высокую надежность математической модели.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Распространенное применение градирен в энергетике и в крупных системах кондиционирования воздуха объясняется эффективным использованием принципа испарительного охлаждения при непосредственном контакте теплоносителей.

На практике для упрощения расчетов теплообмена в градирне до сих пор используются концепции, базирующиеся на модели Меркеля [1]. Хотя в историческом плане соответствующие расчетные методики претерпели заметную эволюцию [2,3], однако до сих пор нет достаточно полной современной физической и математической модели теплообмена при испарительном охлаждении в градирне, реализованной в форме компьютерной модели как удобного инструмента для проектировщиков и эксплуатационников.

В работе дано описание физической и математической модели для расчета аппаратов контактного типа, в частности градирен.

### 2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ГРАДИРНИ

#### 2.1. Постановка задачи

Рассматриваемая проблема принадлежит к классу задач двухфазного теплообмена в многокомпонентных средах. Испарение (или конденсация) происходит в присутствии инертных газов. Парогазовый поток может содержать дисперсную конденсированную фазу. Диагностика состояний существенна как для точности расчета интенсивно-

сти теплообмена, так и в экологическом аспекте.

Концентрация компонентов, температура, скорость конденсации или испарения могут существенно изменяться по ходу потоков, поэтому использование обычных методик расчета аппаратов по средним характеристикам становится проблематичным. Предлагается одномерная дифференциальная модель аппарата, позволяющая рассчитывать распределение параметров потоков вдоль насадки.

#### 2.2. Исходные данные

Исходными параметрами для математической модели являются:

- расход  $G_{f,in}$  и температура  $t_{f,in}$  воды на входе в градирню;
- параметры атмосферного воздуха: давление  $p_{mix}$ , температура  $t_{v,in}$  и степень насыщения  $SatCoef$  на входе в градирню;
- геометрические характеристики: высота тягового участка над насадкой  $H_{ex}$ , высота насадки  $H_{pack}$ , поверхность контакта в насадке в расчете на единицу объема  $InterfaceVol$ , пористость насадки  $Por$ ;

В результате вычислений на компьютерной модели определяются:

- температура воды на выходе из насадки  $G_{f,out}$ , т.е. степень охлаждения в градирне;
- потеря воды за счет испарения  $\Delta G_f$ ; расход воздуха через градирню  $G_g$  (для аппаратов с естественной тягой);
- параметры воздуха на выходе из насадки, а именно, температура  $t_{v,out}$ , степень насыщения  $SatCoef_{out}$ , возможное содержание конденсированной влаги  $G_d$ .

#### 2.3. Физическая и математическая модель

Схема потоков теплоносителей и взаимодействия между ними показана на рис.1. Охлаждаемая вода ( $f$ ) стекает по элементам насадки вниз в виде тонкой пленки. Температура поверхности раздела фаз принимается равной среднemasсовой температуре воды  $t_f$ , т.е. предполагается, что термическое сопротивление пленки мало, а скорость переноса контролируется процессами в газовой фазе, т.е. в парогазовом потоке с высоким содержанием инертного газа. Величины с тремя индексами ( $v, g, d$ )

относятся к подсистеме «пар – воздух – дисперсная влага». Предполагается, что дисперсная жидкая фаза (индекс «d») образуется в результате возможного пересыщения паровоздушной смеси.

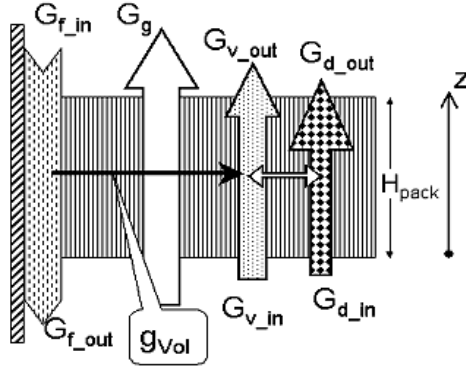


Рис. 1. Потoki теплоносителей в насадке и их взаимодействие:  $G$  ( $in$  – на входе,  $out$  – на выходе),  $кг/(м^2 \cdot с)$ ;  $f$  – жидкая фаза, вода из конденсатора,  $g$  – сухой воздух,  $v$  – водяной пар в паровоздушной смеси,  $d$  – дисперсная жидкая фаза в паровоздушной смеси;  $g_{Vol}$  – объемная скорость испарения,  $кг/(м^3 \cdot с)$

В основе математической модели лежат формулировки законов сохранения массы и энергии для потоков теплоносителей, т.е. для паровоздушной смеси с включением дисперсной влаги и для охлаждаемой воды.

Законы сохранения для расхода и потока энтальпии в дифференциальной форме:

$$\frac{d}{dz} G_f(z) = - \left( \frac{d}{dz} G_v(z) + \frac{d}{dz} G_d(z) \right); \quad (1)$$

$$\frac{d}{dz} (H_f(z)) = - \frac{d}{dz} (H_{vgd}(z)). \quad (2)$$

Расходы (массовые скорости)  $G_f$ ,  $G_g$  считаются величинами со знаком ( $G_f$  – отрицательная величина на рис. 1).

Потоки энтальпии определяются потоками массы и температурами компонентов:

$$\begin{aligned} H_f(z) &= G_f(z) \cdot c_{pf} \cdot t_f(z); \\ H_{vgd}(z) &= G_g \cdot c_{pg} \cdot t_v(z) + \\ &+ G_v(z) \cdot (r_0 + c_{pv} \cdot t_v(z)) + G_d(z) \cdot c_{pf} \cdot t_v(z). \end{aligned} \quad (3)$$

Изменение параметров потоков по высоте насадки происходит в результате процессов тепломассообмена между парогазовой средой и жидкой фазой (рис. 2).

Учитывается, что поток энтальпии через поверхность раздела фаз имеет две составляющие, а именно: тепловой поток, пропорциональный температурному напору «поверхность раздела – парогазовая смесь», и поток энтальпии, связанный с фазовым превращением на поверхности раздела. Величина последнего пропорциональна скорости испарения,

определяемой разностью концентраций пара непосредственно у поверхности раздела и в основном потоке влажного воздуха. Таким образом, полный поток энтальпии через поверхность раздела  $Q$ ,  $Вт/м^3$ :

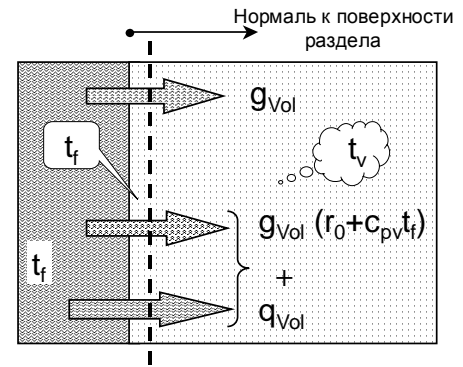


Рис. 2. Схема процессов тепломассообмена в насадке:  $g_{Vol}$  – объемная скорость испарения,  $кг/(м^3 \cdot с)$ ,  $q_{Vol}$  – объемная плотность теплового потока,  $Вт/м^3$ ,  $t_f$  – температура потока жидкости,  $°C$ ,  $t_v$  – температура парогазовой смеси,  $°C$

$$Q = q_{Vol} + (r_0 + c_{p,v} t_f(z)) \cdot g_{Vol}, \quad (4)$$

где  $q_{Vol}$  – объемная плотность теплового потока,  $Вт/м^3$ ;  $r_0$  – теплота парообразования,  $Дж/(кг)$ ;  $c_{p,v}$  – изобарная теплоемкость водяного пара,  $Дж/(кг \cdot °C)$ ;  $g_{Vol}$  – объемная скорость испарения,  $кг/(м^3 \cdot с)$ .

Объемная плотность теплового потока и скорость испарения определяются по методике, описанной выше, и рассчитываются по формулам:

$$g_{Vol} = \frac{(G_g + G_v)}{Por} St_D g_{Force} InterfaceVol, \frac{кг}{м^3 \cdot с}; \quad (5)$$

$$q_{Vol} = \frac{G_g c_{p,g} + G_v c_{p,v}}{Por} St q_{Force} InterfaceVol, \frac{Вт}{м^3}. \quad (6)$$

Для развивающихся потоков движущие силы переноса с учетом корректировки на поперечный поток массы рассчитывались по известным формулам:

$$\begin{aligned} g_{Force} &= \Psi_x \cdot (M_g - 1); \\ q_{Force} &= \Psi_x \cdot (t_f - t_v); \end{aligned} \quad (7)$$

$$\Psi_x = \frac{2}{(\sqrt{M_g} + 1) \sqrt{M_g}}.$$

Для течений в длинных каналах со вдувом (т.е. при испарении) использовались формулы вида:

$$\begin{aligned} g_{Force} &= \Psi (M_g - 1); \\ q_{Force} &= \Psi (t_f - t_v); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\Psi = \frac{4}{(\sqrt{M_g} + 1)^2}.$$

Уравнения сохранения массы (1) и энергии (2) для контактирующих потоков совместно с уравнениями тепломассообмена между фазами (3) приводят к формулировке с четырьмя дифференциальными уравнениями — для массовых расходов и потоков энтальпии обеих взаимодействующих сред:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dz} G_f(z) &= -g_{Vol}; \\ \frac{d}{dz} G_{vgd}(z) &= g_{Vol}; \\ \frac{d}{dz} H_f(z) &= -\left( q_{Vol} + (r_0 + c_{p,v} t_f(z)) g_{Vol} \right); \\ \frac{d}{dz} H_{vgd}(z) &= q_{Vol} + (r_0 + c_{p,v} t_f(z)) g_{Vol}. \end{aligned} \quad (9)$$

Граничные условия для системы уравнений (9) записываются следующим образом:

- при  $z=0$  (в нижнем сечении насадки) задаются температура воздуха и влагосодержание, давление парогазовой смеси:  $t_{v, in}$ ,  $SatCoef_{in}$ ,  $p_{mix}$ ;
- при  $z = H_{pack}$  (в верхнем сечении насадки) задаются расход и температура воды:  $G_{fin}$ ,  $t_{fin}$ .

Система дифференциальных уравнений (9) при необходимости может быть легко модифицирована для других схем контактных аппаратов.

Дифференциальные уравнения (9) описывают соответственно:

- изменение расхода воды за счет испарения;
- соответствующее изменение расхода парогазовой смеси;
- изменение потока энтальпии воды;
- изменение потока энтальпии парогазовой смеси вследствие тепломассообмена между жидкой и газообразной средой.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений (9) составляет ядро вычислительной программы. Для противоточной схемы, как в градирне с естественной тягой, когда вода орошает насадку сверху, а парогазовая смесь поступает в нижнюю часть аппарата, условия на входе для воды ставятся в верхнем сечении насадки, а условия для потока воздуха – в нижнем сечении. Поэтому интегрирование системы нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений организуется как решение краевой двухточечной задачи. На каждом шаге интегрирования специальная вычислительная процедура осуществляет расчет температуры по значениям энтальпии, что является нетривиальной задачей для многокомпонентной двухфазной системы.

В компьютерной модели предусмотрен специальный алгоритм для диагностики состояния двухфазной двухкомпонентной среды. Учитывается возможность образования дисперсной жидкой фазы (тумана, капельной влаги) в результате пересыщения паровоздушной смеси.

Расход воздуха через градирню с естественной тягой определяется в оптимизационной вычисли-

тельной процедуре из условия равенства гидравлического сопротивления и гидростатического напора, возникающего благодаря разности плотностей теплого влажного воздуха в башне  $\rho_{vg,top}$  и холодного воздуха снаружи  $\rho_{vg,down}$ :

$$dp_{resist} = dp_{grav}; \quad (10)$$

$$dp_{resist} = dp_{in} + dp_{out} + dp_{pack}; \quad (11)$$

$$dp_{grav} = (\rho_{vg,down} - \rho_{vg,top}) g H_{ex}. \quad (12)$$

где  $dp_{in}$  – потери давления на входе воздуха в градирню, Па;  $dp_{out}$  – потери давления на выходе воздуха из градирни, Па;  $dp_{pack}$  – потери давления в насадке, Па.

Реализация представленной адекватной математической модели градирни потребовала применения эффективных вычислительных средств и была осуществлена в математическом пакете Matlab. Графический интерфейс и локальная база данных спроектированы в программной среде MS Visual Basic.

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Результаты расчетов по компьютерной модели сопоставлялись с данными инструментального энергетического обследования градирен №3 и №4 ТЭЦ-8. Результаты расчета по компьютерной программе для градирни №3 представлены на Рис. 3.

Шесть графиков демонстрируют, как изменяются по высоте контактной насадки следующие характеристики:

- расход охлаждаемой воды  $G_f$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), и паровоздушно-капельного потока (атмосферного воздуха)  $G_{vgd}$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), (рис. 3, а);
- температура воды  $t_f$ , °С, и паровоздушной смеси  $t_v$ , °С, (рис. 3, б);
- концентрации пара у поверхности раздела  $C_{v,surf}$  и в ядре потока  $C_{v,flow}$ , а также концентрация, соответствующая насыщению  $C_{v,flow,sat}$  (рис. 3, в);
- расход пара  $G_v$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), и скорость испарения  $g_{Vol}$ , кг/(м<sup>3</sup>·с), (рис. 3, з);
- степень насыщения  $SatCoef$  (рис. 3, д);
- объемные плотности теплового потока  $q_{Vol}$ , Вт/м<sup>3</sup>, и потока энтальпии через границу раздела фаз на стороне паровоздушной смеси  $Q$ , Вт/м<sup>3</sup>, (рис. 3, е).

Согласно расчетам температура воды на выходе из градирни составляет  $t_f = 32,7$  °С, расход воздуха через градирню  $G_g = 1,44$  кг/(м<sup>2</sup>·с). Согласно эксперименту, температура воды на выходе из градирни — 33,4° (расчетная температура воды — 32,1 °С).

Таким образом, из сопоставления расчетных параметров, полученных с использованием разработанной математической модели, с результатами испытаний можно сделать вывод о достоверности разработанной компьютерной модели градирни.

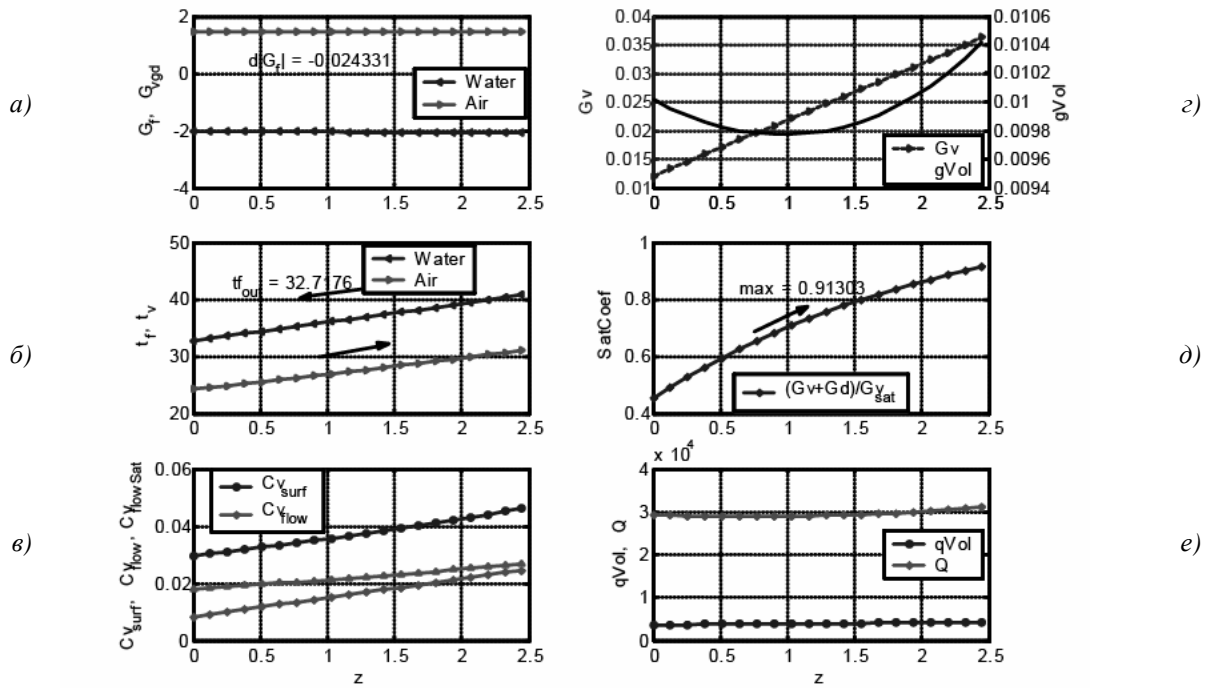


Рис. 3. Результаты расчета для градирни №3 ТЭС-8

Дальнейшие перспективы исследования тепло-массообмена в крупномасштабных установках испарительного охлаждения или в конденсационных устройствах рассматриваемого типа связаны с детальным анализом трехмерных гидротермодинамических полей, возникающих при свободноконвективном течении в областях со сложной геометрией. Целью таких исследований является обеспечение устойчивой циркуляции при различных внешних атмосферных условиях, поиски оптимальных геометрических конфигураций, анализ условия распространения сбрасываемой теплоты и примесей в окружающей среде.

Иллюстрация первых результатов работы в этом направлении представлена на рис. 4. Задача решалась в специализированном математическом пакете методом конечных элементов (МКЭ).

Представленная промежуточная картина развития во времени естественной циркуляции характеризуется очень сложным переходным вихревым течением. Сильно нагретый в начальный период воздух выбрасывается в окружающую среду. Как показывают расчеты, при установившемся режиме циркуляция захватывает значительное пространство в окрестности установки.

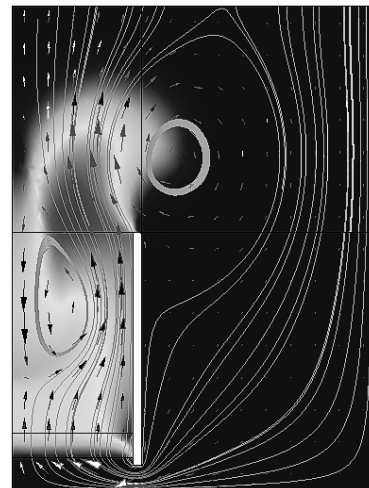


Рис. 4. Развивающееся свободно-конвективное течение в градирне

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Merkel F.** Verdunstungskühlung // VDI-Forschungsarbeiten, No. 275, Berlin, 1925.
2. **Берман Л.Д.** Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1957. 314с.
3. **Braun J.E., Klein S.A., Mitchell J.W.** Effectiveness models for cooling towers and cooling coils// ASHRAE Transactions. 1997. Vol. 97 (1). P. 470—485.