

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВУХФАЗНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ТРЕНАЖЕРА

А.А. Казанцев, В.А. Левченко

Обнинский институт атомной энергетики, г. Обнинск



В статье приводится описание алгоритма динамической модели двухфазного теплообменника, разработанного для тренажера АЭС. Модель предназначена для расчетов в реальном времени.

За последние несколько лет силами коллектива ЭНИМЦ МС (Экспериментальный научно-исследовательский и методический центр «Моделирующие системы», г. Обнинск) разработан ряд тренажеров реакторного и турбинного цехов для энергоблоков с ВВЭР.

Для моделирования турбинного отделения важным элементом является модель двухфазного теплообменника. Все подогреватели высокого и низкого давления, а также конденсатор моделируются с использованием такой модели.

Материал статьи является продолжением описания модели конденсатора [1], которая состоит, главным образом, из модели неравновесного сосуда [1] и модели теплообменника, приведенной в настоящей работе.

Модели известных существующих теплообменников основаны, как правило, на решении уравнений теплового баланса и уравнения теплопередачи [2] вида

$$Q = \int_0^F k \Delta t dF = \int_0^F k (t_1 - t_2) dF.$$

Интеграл необходим, поскольку уравнение теплопередачи применимо к элементу поверхности лишь в дифференциальной форме:

$$dQ_i = k_i * (t_1 - t_2)_i * dF_i. \quad (1)$$

Уравнения теплового баланса в греющем и нагреваемом теплоносителях

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad (2)$$

здесь и далее используются среднемассовые температуры и энтальпии теплоносителей,

$$Q_1 = G_1 * (h_{1in} - h_{1out}) = G_1 * c_{p1} * (t_{1in} - t_{1out}) \quad (3)$$

- количество теплоты, воспринятое горячим теплоносителем;

$$Q_2 = G_2 * (h_{2out} - h_{2in}) = G_2 * c_{p2} * (t_{2out} - t_{2in}) \quad (4)$$

- количество теплоты, воспринятое холодным теплоносителем; ΔQ – потери теплоты в окружающую среду.

На рис.1 представлено развитие температурного поля во времени в плоской пластине [2], из которого видны ограничения стандартного подхода, связанные с развитием профилей температуры во времени.

Основными схемами движения теплоносителей в теплообменниках являются схемы

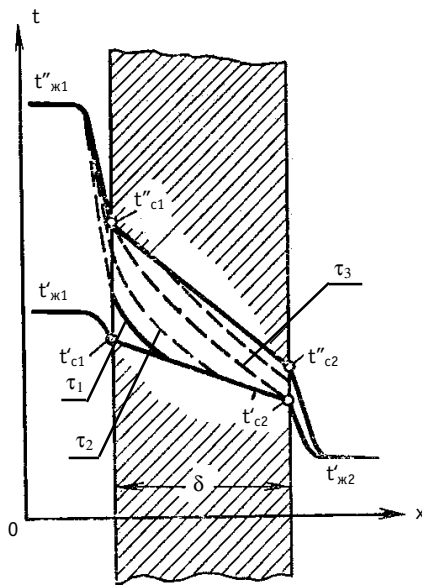


Рис.1. Нестационарная теплопередача через стенку. Развитие поля температуры во времени

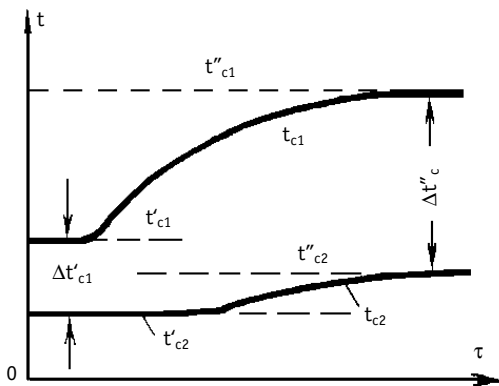


Рис.2. Нестационарная теплопередача через стенку. Развитие температуры поверхностей стенки во времени и температурного перепада

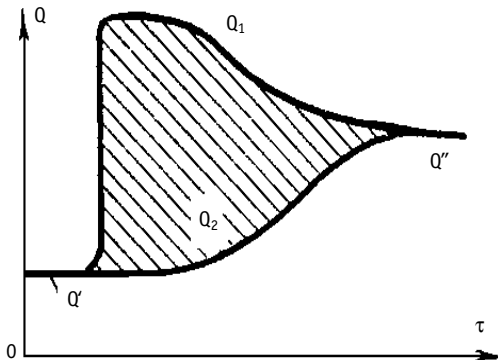


Рис.3. Нестационарная теплопередача через стенку. Тепловой поток от поверхностей стенки во времени и аккумулированное тепло для прогрева стенки

прямотока и противотока. При этом получение аналитического решения возможно только при постоянных теплофизических свойствах. Также необходимо иметь постоянство состояния среды (жидкость, пар или двухфазная область).

В качестве первого алгоритма написания модели теплообменника многие разработчики используют модели, основанные на аналитических решениях для противотока. Основанная на таком подходе модель имеет следующие ограничения. Она не может рассчитывать переменные режимы работы при смене направления потока на противоположное, например, вследствие переключения клапанов и изменения направления течения через теплообменник. При смене направления потока любого из теплоносителей меняется схема прямотока на схему противотока или наоборот. Чтобы модель давала верные результаты, расчет необходимо проводить по другому решению, что не всегда предусматривается разработчиками модели.

Также не учитываются влияние теплопроводности вдоль оси течения и основной механизм при низких или стремящихся к нулю скоростях теплоносителя. Нет и учета временно аккумулированного тепла в стенках и теплоносителях по сравнению со стационарным режимом, как показывает рис.3. Если в номинальном режиме теплообменник работает в однофазном состоянии, то в переходном режиме его состояние может измениться на двухфазное, что также требует учета в модели.

Перечисленные процессы требуется учитывать в модели, поскольку при расчете переходных процессов в тренажерах обучаемый видит результаты переупрощения как нефизическое поведение модели.

В настоящей работе решена задача разработки алгоритма и написана универсальная программа, работающая при противотоке и прямотоке, а также при любом состоянии (пар, двухфазная смесь, вода) греющей и нагреваемой сред.

Как показали тесты моделей, такую задачу для стационарных условий нельзя решить на основе расчета традиционных уравнений теплового баланса и уравнений теплопередачи. От решения уравнения теплопередачи для нестационарных расчетов в процессе работы над алгоритмом пришлось отказаться. Уравнение теплопередачи (1) справедливо для установившегося профиля температуры в стенке. Чтобы учесть ее тепловую инерционность и получить устойчивый алгоритм при расчете переходных процессов, необходимо решать уравнение нестационарной теплопроводности в стенке численным методом

Для элементарного участка теплообменной поверхности справедливо уравнение энергии

$$dQ = dH - V \cdot dP. \quad (5)$$

Примем общепринятое допущение о близости к изобарному процессу ($dP=0$) теплообмена в теплообменнике и линейное распределение давления по длине теплообменника. Давления на входе и выходе известны из сетевой модели. При этом уравнение энергии для стенки или каждого из теплоносителей после дифференцирования по времени имеет вид

$$\rho \frac{\partial h}{\partial \tau} + \rho u \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) \quad (6)$$

В уравнении принято, что только скорость u вдоль оси x не равна нулю (квазиодномерное течение).

Для стенки от этого исходного уравнения (6), в котором переносимой величиной является энтальпия, а тепло поступает за счет диффузии, перейдем к температурам также и в левой части. При этом для стенки опустим член со скоростью. Переход к температурам выполняется при помощи соотношения

$$h = C_p \cdot t = \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right)_p \cdot t. \quad (7)$$

Из (6) получим обычное уравнение энергии для стенки

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) \quad (8)$$

с граничными условиями по греющей стороне

$$q_1 = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_1 (t_{1f} - t_{1w}) \quad (9)$$

и по нагреваемой стороне

$$q_2 = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_1 (t_w - t_{2f}). \quad (10)$$

По оси x сверху и снизу используем адиабатные условия. В начале участка теплообмена используем условия

$$+\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = 0, \quad (11)$$

в конце участка теплообмена

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = 0. \quad (12)$$

Задача (8)-(10) является корректной для нестационарных условий, в отличие от уравнения теплопередачи (1). Для получения решения Q_1 и Q_2 (интегрального количества тепла, переданного каждому из теплоносителей) на каждом временном шаге проводится интегрирование по поверхностям теплообмена F_1 и F_2 соответственно (для цилиндрической системы координат это разные величины) методом прямоугольников, а на

второй итерации, вместе с уточнением свойств, интегрирование ведется методом трапеций:

$$Q_1 = \int_0^1 q_1 dF, \quad Q_2 = \int_0^2 q_2 dF. \quad (13)$$

В предлагаемом алгоритме это интегрирование проводится численно, а не аналитически. Это дает возможность находить решение для любой схемы (прямотока или противотока), что делает алгоритм не зависящим от направления течения теплоносителя. Другим преимуществом является возможность смены состояния теплоносителя по любой из сторон или даже по обеим. Поясним сказанное следующим примером.

Граничные условия конвективного теплообмена (9) и (10) записаны через температуры. В модели давление и энтальпия выбраны в качестве основных или определяющих параметров. Исключение из уравнений температуры или ее расчет как определяемого параметра проводится с помощью уравнения состояния вида

$$t = t(p, h). \quad (14)$$

При этом для любого из веществ и любого состояния справедливо соотношение

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \frac{\partial h}{\partial x} + \left(\frac{\partial t}{\partial p} \right)_h \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (15)$$

Уравнения (14), (15) дают возможность перейти в правой части уравнения энергии (6) к энтальпии, т.к. такая подстановка делает расчет пригодным для любой фазы или состояния теплоносителя.

Можно пренебречь последним членом в правой части уравнения (15) на основании принятого допущения о малости изменения давления на участке теплообменной поверхности.

При этом уравнение энергии (6) упрощается и для каждого из теплоносителей, имеет вид

$$\rho \frac{\partial h}{\partial \tau} + \rho u \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{\text{eff}} \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \frac{\partial h}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\text{eff}} \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \frac{\partial h}{\partial x} \right). \quad (16)$$

Уравнение (16) необходимо формально проинтегрировать по сечению S (трубы или ячейки межтрубного пространства, приходящегося на трубу) и по шагу времени. Учет граничных условий конвективного теплообмена (9), (10) для первого члена в правой части (16) дает величину Q_w потока тепла от стенок.

Граничное условие (9), для связи поля температуры в стенке (8) и поля энтальпий в теплоносителе (16) имеет вид

$$-\lambda_w \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_1 (t_{1f} - t_{1w}). \quad (17)$$

Конечно-разностная аппроксимация уравнения (16) выполнялась при разбиении поверхности теплообмена (трубы) на участки $i=1, \dots, n$ длины L_i с поперечным сечением S_i :

$$\begin{aligned} & \rho_i L_i S_i (h_i - h_i^{\text{old}}) / \Delta \tau + \rho u S_i (h_i - h_{i-1}) = \\ & = (Q_w - \Delta Q_w) + \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\lambda_{\text{eff}}}{L_{i+1}} S_{i+1} (h_{i+1} - h_i) - \frac{\lambda_{\text{eff}}}{L_i} S_i (h_i - h_{i-1}) \right), \end{aligned} \quad (18)$$

где индекс "old" относится к величине на старом временном шаге; ΔQ_w – тепловые потери в окружающую среду, приходящиеся на расчетный элемент пучка труб.

Удобно ввести массовый расход $G = \rho^* u^* S$, который не зависит от состояния теплоносителя.

Перегруппируем уравнение (18) относительно неизвестной энтальпии h_i :

$$\begin{aligned}
 h_i * \left(\rho_i S_i L_i / \Delta \tau + G_i + \frac{2 S_i \lambda_{\text{eff}}}{L_i} \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \right) &= \rho_i S_i L_i (h_i^{\text{пл}}) / \Delta \tau + G_i (h_{i-1}) \\
 &= (Q_w - \Delta Q_w) + S_i \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\lambda_{\text{eff}}}{L_i} (h_{i+1}) + \frac{\lambda_{\text{eff}}}{L_i} (h_{i-1}) \right)
 \end{aligned} \quad (19)$$

Получим уравнение для расчета h_i – среднemasсовой энтальпии на i -м участке

$$h_i = \frac{\left[\rho_i S_i L_i (h_i^{\text{пл}}) / \Delta \tau + G_i (h_{i-1}) + (Q_w - \Delta Q_w) + S_i \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\lambda_{\text{eff}}}{L_i} (h_{i+1}) + \frac{\lambda_{\text{eff}}}{L_i} (h_{i-1}) \right) \right]}{\left(\rho_i S_i L_i / \Delta \tau + G_i + \frac{2 \lambda_{\text{eff}}}{L_i} S_i \left(\frac{\partial t}{\partial h} \right)_p \right)} \quad (20)$$

В стационарном режиме без учета диффузии тепла при отсутствии тепловых потерь уравнение (20) имеет предельные переходы к уравнению баланса тепла ($Q_1=Q_2$) для расчета изменения энтальпии первого dh_1 ($Q_1=Q_w$) и второго теплоносителей dh_2 ($Q_2=Q_w$).

$$dQ_1 = G_1 * dh_1 \quad (21)$$

- количество теплоты, воспринятое горячим теплоносителем;

$$dQ_2 = G_2 * dh_2 \quad (22)$$

- количество теплоты, воспринятое холодным теплоносителем.

При этом для каждого участка теплообмена при граничных условиях (6) рассчитываются средние по участку температуры

$$\begin{aligned}
 t_1 &= (t_{1in} + t_{1out}) / 2, \\
 t_{1in} &= t(p_{1in}, h_{1in} + dh_1), \\
 t_{1out} &= t(p_{1in} - dp_1, h_{1in} + dh_1).
 \end{aligned} \quad (23)$$

Здесь учитывается падение давления на каждом из участков теплообменной поверхности, известное в контуре.

Теплообменник моделируется упрощенно, т.е. рассматривается одна труба трубного пучка, а остальные трубы считаются подобными. Эту трубу разбиваем от входа до выхода на n последовательных участков и для каждого из них рассчитываем нестационарное уравнение теплопроводности с граничными условиями третьего рода (заданы средние температуры теплоносителя и коэффициенты теплоотдачи) на каждом шаге. Решение ведется методом конечных разностей при помощи специально разработанной схемы повышенной точности для уменьшения времени счета. Такой прием обеспечивает учёт тепловой инерционности металла труб теплообменника.

Модель теплообменника работает обычно с двумя сетевыми теплогидравлическими моделями контуров греющего и нагреваемого теплоносителей. Каждый контур имеет ветвь, соответствующую участку внутри теплообменника, в которую от модели теплообменника передается количество поступающего или уходящего тепла за шаг моделирования тренажера. Для динамической модели Q_1 и Q_2 всегда разные величины, совпадающие только для установившегося режима и при $\Delta Q=0$.

В свою очередь, модель теплообменника получает из сетевых моделей расход, энтальпию входа, давление на входе и выходе из линии, а также индекс материала теплоносителя из библиотеки свойств (например, для маслоохладителя с водяным охлаждением). Используя уравнение состояния (14), получаем средние температуры теплоносителя при любом фазовом состоянии. Далее, используя формулы для расчета коэф-

фициента теплоотдачи в трубах и в межтрубном пространстве, с учетом состояния теплоносителя, перегородок и других особенностей находим коэффициент теплоотдачи для каждого участка по каждой из сторон по отдельной функции для греющего и нагреваемого теплоносителей.

ПРОЦЕДУРА РЕШЕНИЯ ПРИ ПРЯМОТОКЕ

Реализация схемы прямотока проверяется по знакам расходов.

Проводится численное интегрирование по участкам теплообменной поверхности последовательно от входа до выхода.

Для каждой поверхности по известным давлениям и энтальпиям определяются коэффициенты теплоотдачи посредством функции $\text{GetAlpha}()$, в которой учитываются все конструктивные особенности данного теплообменника.

На основе уравнения (23) находим температуру теплоносителя с каждой стороны теплообменной поверхности.

Решается нестационарная задача теплопроводности (8)-(12) для температуры металла стенки на участке теплообменной поверхности. На основе уравнений (13) рассчитывается тепло, переданное между трубкой и теплоносителями. Расчет тепловых потоков проводится на основе нового профиля температур в металле с использованием закона Фурье внутри и на поверхности трубы. Возможен способ расчета тепловых потоков на основе граничных условий (9),(10) и затем уравнений (13).

Удельные потоки тепла внутри и на поверхности трубы умножаются на соответствующие неравные площади поверхности:

$$dQ_w = -\lambda * (dt/dr) * F. \quad (24)$$

Полное количество тепла суммируется по каждой из сторон. Эта процедура заменяет решение уравнения теплопередачи в классическом подходе.

В качестве начального приближения для потоков тепла на следующей площадке используется значение с предыдущей итерации. Принимая линейным изменение потока от участка к участку, уточняется общее количество переданного тепла Q_1 и Q_2 (применением метода трапеций).

На основе соотношения (20) рассчитываются новые значения энтальпий и их изменений по каждой из сторон.

Вследствие зависимости теплофизических свойств, температуры и коэффициента теплоотдачи от полученных значений энтальпии решение повторяется; при этом корректируется поток тепла в следующей вершине и значения энтальпий в узлах. Процесс повторяется до обеспечения сходимости решения либо до достижения заданного числа итераций.

Описанные операции повторяются для всех площадок теплообменной поверхности от входа до выхода.

В результате получается поле температуры в металле, поле температур и энтальпий в теплоносителе для всех площадок и интегральные потоки тепла по каждой стороне, которые передаются сетевым теплогидравлическим моделям.

ПРОЦЕДУРА РЕШЕНИЯ ПРИ ПРОТИВОТОКЕ

Реализация схемы противотока проверяется по знакам расходов.

Алгоритм расчета при противотоке аналогичен процедуре прямотока, но дополнительно требует итераций, т.к. входные данные имеются на противоположных сторонах поверхности теплообмена. В качестве начального приближения для неизвестной выходной энтальпии, с которой начинается расчет, берутся ее значения с предыдущего временного шага. Для обеспечения совпадения заданного значения и расчетного значения энтальпии начальное значение корректируется. Расчет с коррекцией повторяется необ-

ходимое число раз до обеспечения сходимости. Для ускорения сходимости при выборе новых значений энтальпии применяется метод Эйткена, что позволяет получить сходимость итераций не более чем за 4-40 итераций с точностью 1 Дж/кг.

Для продолжения расчета на следующем временном шаге запоминаются все необходимые величины и температурные поля.

Затем полученные интегральные потоки тепла по каждой стороне передаются сетевым теплогидравлическим моделям.

Тесты, выполненные для определения точности программы, показали, что достаточно иметь около 50 участков трубки для получения быстрого и достаточно точного кода.

При существующем оборудовании на теплообменных поверхностях накапливается шлам. Кроме того, проектные параметры и реальные не всегда совпадают. Для обеспечения совпадения входных и выходных параметров оборудования с данными модели существует способ настройки модели с использованием корректирующего множителя в коэффициенте теплоотдачи (один на весь теплообменник), при помощи которого подстраиваются наблюдаемые температуры.

ЗАМЫКАЮЩИЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ РАСЧЕТЕ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Коэффициент теплоотдачи в условиях вынужденной конвекции (жидкость или перегретый пар)

Для определения коэффициента теплоотдачи в случае однофазного теплообмена с теплоносителем в трубках теплообменника используются следующие формулы для расчета критерия Нуссельта:

$$Nu = 3.66 \text{ при } Re < 2300, \quad (25)$$

$$Nu = 3.66 \left(\frac{Re}{2300} \right)^{1,565 + 0,272 \ln(P)} \text{ при } 2300 \leq Re < 10^4, \quad (26)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \text{ при } Re \geq 10^4. \quad (27)$$

Полученное значение Nu подставляется в соотношение $\alpha = \frac{\lambda}{d} Nu$, где λ - коэффициент теплопроводности циркуляционной воды, вычисленный по средней температуре между температурой воды на входе и выходе из конденсатора; d - внутренний диаметр трубки.

Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности трубок

Особенностью рассматриваемой модели, по сравнению с известными моделями теплообменников, является учет в конденсаторе турбоустановки влияния неконденсирующихся газов по методикам [4,5] на теплообмен.

Коэффициент теплоотдачи для конденсации неподвижного пара на одиночной трубке

Зависимость для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на вертикальной стенке [4]:

$$\alpha_{вер} = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\rho_k^2 r \lambda_k^3 g}{\mu_k (t_n - t_{cm}) h}}, \quad (28)$$

для горизонтальной трубы:

$$\alpha_{20p} = 0.728 \sqrt[4]{\frac{\rho_k^2 r \lambda_k^3 g}{\mu_k (t_n - t_{cm}) d_1}}, \quad (29)$$

где H – высота вертикальной стенки; ρ_k – плотность конденсата, кг/м³; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; λ_k – теплопроводность конденсата, Вт/(м·К); μ_k – динамическая вязкость конденсата, Па·с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; t_n – температура насыщения пара, °С; t_{cm} – температура стенки, °С; d_1 – наружный диаметр трубки, м.

При расчете по формулам (28), (29) значения ρ_k , λ_k и μ_k выбираются по средней температуре $(t_n + t_{cm})/2$, а r – по температуре насыщения пара t_n .

Приведенные соотношения получены с учетом ряда допущений и ограничений:

- течение пленки по поверхности ламинарное;
- конденсация насыщенного пара;
- температура стенки постоянна;
- в пленке отсутствует конвективный перенос теплоты, учитывается только перенос теплоты теплопроводностью в направлении, нормальном к поверхности пленки;
- силы инерции по сравнению с силами вязкости и гравитации пренебрежимо малы;
- между паром и пленкой нет трения;
- температура внешней поверхности пленки постоянна и равна температуре насыщенного пара;
- силы поверхностного натяжения пленки не влияют на характер ее течения.

Формулы (28), (29) для вертикальной трубки можно представить в виде

$$\alpha_{вер} = A / \sqrt[4]{H \Delta t_{пл}}; \quad (30)$$

для горизонтальной трубки

$$\alpha_{20p} = 0.77 A / \sqrt[4]{d_1 \Delta t_{пл}}; \quad (31)$$

где $\Delta t = t_n - t_{cm}$; $A = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\rho_k^2 r \lambda_k^3 g}{4 \mu_k}}$.

Влияние скорости пара и геометрии пучка на теплоотдачу при конденсации

По опытным данным ВТИ в области давлений пара $p_n = (5-100)$ кПа, температурных напоров $\Delta t = 2.5-15$ °С и $Re_n = 500-6000$ получено уравнение для случая конденсации движущегося пара на горизонтальной трубке

$$\frac{\alpha_n}{\alpha_H} = 28.3 \Pi^{0.08} N_H^{-0.5}, \quad (32)$$

где α_n и α_H – соответственно коэффициенты теплоотдачи при конденсации движущегося

и неподвижного пара; $\Pi = \frac{\rho_n w_n^2}{\rho_k g d_1^3}$; ρ_n – плотность сухого насыщенного пара; w_n –

скорость пара (принята постоянной по длине трубки); $N_H = \frac{\alpha_H d_1}{\lambda_k}$ – число Нуссельта

при конденсации неподвижного пара.

На основании теоретического анализа и опытных данных получена зависимость для расчета среднего коэффициента теплоотдачи для конденсации пара в горизонтальных трубных пучках конденсаторов:

$$\frac{\alpha_{\eta}}{\alpha_H} = 19 \Pi^{0.1N} u_H^{-0.8} \left(1 + \frac{z}{2}\right)^{0.33} \left(\frac{f}{F}\right)^{0.15}, \quad (33)$$

где z – количество горизонтальных рядов труб в пучке; $\frac{f}{F}$ – параметр набегания пара на трубный пучок; f – площадь проходного сечения для пара в узком сечении между трубками по периферии трубного пучка; F – площадь поверхности теплообмена трубного пучка; значение Π рассчитывается по скорости пара на входе в пучок w_{H0} . Для конденсатора с поверхностью охлаждения 9115 м² и диаметром трубок 28х1 мм относительный параметр набегания на трубный пучок принимался равным 0.00673.

Расчет теплообмена при конденсации пара в присутствии воздуха

Для случая практически полной конденсации пара в конденсаторе турбины и при использовании среднелогарифмического температурного напора зависимость для коэффициента теплоотдачи из паровоздушной смеси α_{CM} , полученную на основе экспериментальных данных, можно представить в виде [5]:

$$\frac{\alpha_{CM}}{\alpha_{\eta}} = 1 - 0.56 \lg(g_{B3} + 1), \quad (34)$$

где $g_{B3} = \epsilon_0 g_n$ – удельная воздушная плотность (нагрузка) поверхности (т.е. расход воздуха, содержащегося в поступающем паре, отнесенный к единице поверхности охлаждения); g_n – удельная паровая нагрузка поверхности; ϵ_0 – относительное содержание воздуха в смеси.

Результаты тестовых расчетов модели теплообменника

Выполнены тестовые расчеты номинального и переходных режимов работы конденсатора паровой турбины К-1000-60/1500-2, а также проведено сравнение полученных результатов с результатами заводских расчетов [3] для указанных ниже параметров конденсатора.

Таблица 1

Параметры конденсатора турбины К-1000-60/1500-2 при различных значениях $D_{\text{ном}}$ и $t_{\text{в}1}$ при расходе охлаждающей воды $Q = 56521$ т/ч (100% от $Q_{\text{ном}}$) $t_{\text{в}1} = 15^\circ\text{C}$

| Степень нагрузки, % | | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 150 |
|-------------------------------------|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Расход воды, кг/с | | 127.78 | 191.66 | 255.55 | 319.44 | 383.33 | 479.16 |
| Результаты расчета | $\Delta t, ^\circ\text{C}$ | 4.2 | 6.3 | 8.3 | 10.3 | 12.4 | 15.3 |
| | $\Delta t_n, ^\circ\text{C}$ | 20.1 | 22.7 | 25.3 | 27.9 | 30.4 | 34.2 |
| | $p_k, \text{кП}$ | 2.519 | 2.989 | 3.461 | 3.928 | 4.392 | 5.476 |
| Результаты заводского расчета | $\Delta t, ^\circ\text{C}$ | 4.2 | 6.2 | 8.3 | 10.3 | 12.4 | – |
| | $\Delta t_n, ^\circ\text{C}$ | 21.0 | 23.3 | 26.0 | 28.6 | 31.3 | – |
| | $p_k, \text{кП}$ | 2.487 | 2.860 | 3.357 | 3.925 | 4.568 | – |

ВЫВОДЫ

Разработан алгоритм расчета нестационарного теплообменника, пригодный для нестационарных расчетов в режиме реального времени для двухфазных сред, в схемах течения прямотока и противотока с автоматическим определением схемы течения.

Для работоспособности модели при низких или близких к нулю скоростях в уравнении баланса тепла наряду с нестационарным членом добавлен учет продольной диффузии тепла в теплоносителе.

Применен метод численного интегрирования по поверхности теплообмена.

Для расчета теплофизических свойств в качестве основных переменных используются давление и энтальпия.

Точность расчета по алгоритму полностью удовлетворяет требованиям для тренажеров, что демонстрирует приведенная таблица.

Алгоритм применен в тренажере Калининской АЭС для модели конденсатора турбины.

Авторы выражают признательность д.т.н., профессору В.В. Ягову (каф. ИТФ МЭИ) за конструктивную критику выбора замыкающих соотношений, полученную в процессе работы над моделью.

Литература

1. Казанцев А.А., Левченко В.А. Динамическая модель конденсатора АЭС для тренажера//Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2001. - №1. – С. 46-56.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. - М.: Энергия, 1977. – 344 с.
3. Технический отчет по теме: “Тепловые испытания турбоустановки К-1000-60/1500 -2 ПОАТ ХТГЗ и энергоблока 1000 МВт ст. №1 Запорожской АЭС. Том I, II. – Южтехэнерго, 1987.
4. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. - М.: Машгиз, 1959. - 420.
5. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. - М., 1985.

Поступила в редакцию 12.03.2001

Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2001. - 8 pages. - References, 21 titles.

In the paper some new modifications of the conventional point kinetics equations are proposed. The equations are provided an arbitrary functional, shape functions and delayed neutron precursors decay constants definitions and are intended for the description of the neutron flux evolution in nuclear reactor with fuel as an arbitrary mixture of the fissile nuclides

УДК 621.039.51

Calculational Benchmark – Test Model of BR-10 Reactor\A.V. Lyapin, N.A. Prochorova, E.P. Popov, S.V. Zabrodskaia, A.G. Tzikunov; Editorial board of Journal “Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy, Yadernaya energetika” (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 2001. - 8 pages, 1 illustration, 7 tables.- References, 2 titles.

This article contains the international of fast reactor BR-10 on radioactive characteristics of irradiated materials. The purpose of this benchmark is to increase the accuracy and reliability mentioned above characteristics by comparison of different constant sets and codes.

УДК 621.039.51

Calculational Benchmark on Activation of Constructional Materials of Research Reactor AM\ R.I. Mukhamadeev, A.P. Suvorov; Editorial board of Journal “Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy, Yadernaya energetika” (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 2001. - 5 pages, 2 illustrations, 4 tables.- References, 4 titles.

Description of developed calculational benchmark for the First NPP decommission is given. Two base functionals are supposed to calculate in the benchmark: 1) absolute neutron flux density (as function of neutron energy and distance from the core); 2) specific induced activity (as function of distance from the core and time after reactor shut-down).

УДК 621.039.51

Calculations of Netronic Characteristics of EAP-80 Reactor\ P. Pereslavytsev, D. Sahrai; Editorial board of Journal “Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy, Yadernaya energetika” (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 2001. - 11 pages, 17 illustrations, 11 tables.- References, 8 titles.

The subcritical reactor core with different type fuels loaded was investigated. Highly enriched fuel of the German SNR fast breeder reactor as well as the Superphenix fuel can be successfully installed in the active region of the subcritical reactor. The irregularities in the heat generation naturally occurring in the core in this case could be reduced by replacing the empty fuel boxes in the outer rounds of the core with lead-bismuth eutectic.

УДК 621.039.586

Code PPRKRS Abstract\M.V. Kachtcheev; Editorial board of Journal “Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy, Yadernaya energetika” (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 2001. - 5 pages.

The brief information about the program of calculation of corium interaction with VVER reactor internals and vessel under severe accident is presented. The program enables to predict the reactor vessel failure with the account of stratification of corium components.

УДК 621.311.25:621.384.01(043)

Transient Model of Two-phase Flow Heat Exchanger for NPP Simulator\A.A. Kazantsev, V.A. Levchenko; Editorial board of Journal “Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy, Yadernaya energetika” (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 2001. - 10 pages, 3 illustrations, 1 table.- References, 5 titles.

In the paper the description of a mathematical model of the two-phase flow transient heat exchanger, designed for NPP simulator is set up briefly. It was developed for real time calculations.