

# ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНДЕНСАТОРА АЭС ДЛЯ ТРЕНАЖЕРА

**А.А. Казанцев, В.А. Левченко**

*Обнинский институт атомной энергетики, г. Обнинск*



В статье кратко излагается описание математической модели двухфазного неравновесного теплообменника - конденсатора, разработанного для тренажера АЭС.

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

Турбинное отделение является значительно более сложным для моделирования, прежде всего из-за наличия оборудования, работающего в двухфазной области, особенно при низких давлениях. В рамках этой работы был создан ряд моделей, пригодных для полномасштабных тренажеров. Среди них модель конденсатора, основанная на термодинамическом неравновесном представлении процессов генерации и конденсации пара.

Модель основана на представлении конденсатора в виде двух объемов парогазовой смеси с каплями над зеркалом испарения и конденсатом с пузырями пара под зеркалом испарения.

В модели учитываются следующие процессы:

- конденсация пара на теплообменных трубках, которая рассчитывается с учетом «отравления» конденсатора неконденсирующимся газом (воздухом);
- объемная конденсация/испарение при распылении капель воды в паровой объем или резком повышении давления учитывается в неравновесном приближении (упрощенно рассматривается процесс осаждения взвешенных капель жидкости на поверхность конденсата в приближении аperiодического звена);
- вскипание жидкости (конденсата) при понижении давления в неравновесном приближении и всплытие паровых пузырей к поверхности раздела конденсата и парогазового объема в приближении аperiодического звена.

Модель всережимная и обеспечивает описание процессов вплоть до полного залива или заполнения всего объема конденсатом или парогазовой смесью, в том числе либо паром, либо парогазовой смесью.

## **СИСТЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В КОНДЕНСАТОРЕ ТУРБОУСТАНОВКИ**

Расчетная система дифференциальных уравнений, описывающая изменение параметров в конденсаторе турбоустановки, включает в себя уравнение Дальтона, уравнение

© А.А. Казанцев, В.А. Левченко, 2001

сохранения объема, уравнение сохранения энергии парового объема конденсатора (объем над зеркалом испарения, объем 1), уравнение сохранения энергии водяного объема конденсатора (объем под зеркалом испарения, объем 2).

Согласно закону Дальтона, давление в корпусе конденсатора  $p_{бак}$  (равное давлению воды в объеме 2) равно сумме парциальных давлений пара  $p_{st1}$  и воздуха  $p_{a1}$  в объеме 1:

$$p_{бак} = p_{st1} + p_{a1}. \quad (1)$$

Из уравнения идеального газа

$$p_{a1} = m_{a1} R(t_a + 273,15), \quad (2)$$

где  $m_{a1}$  - масса воздуха в объеме 1,  $R$  - газовая постоянная воздуха,  $t_a$  - температура воздуха в градусах Цельсия. Принимается, что в объеме 1  $t_a = t_s$ , где  $t_s(p_{st1}, h_{st1})$  - температура пара в объеме 1,  $h_{st1}$  - удельная энтальпия пара в том же объеме.

Подставив выражение (2) в уравнение (1) и продифференцировав полученное выражение по времени, получим

$$\begin{aligned} \frac{dp_{бак}}{d\tau} = \frac{dp_{st1}}{d\tau} + R(t_s(p_{st1}, h_{st1}) + 273,15) \frac{dm_{a1}}{d\tau} + \\ + Rm_{a1} \left\{ \left[ \frac{\partial t_s(p_{st1}, h_{st1})}{\partial p_{st1}} \right]_h \frac{dp_{st1}}{d\tau} + \left[ \frac{\partial t_s(p_{st1}, h_{st1})}{\partial h_{st1}} \right]_p \frac{dh_{st1}}{d\tau} \right\} \end{aligned} \quad (3)$$

Окончательно из уравнения Дальтона имеем

$$\begin{aligned} \frac{dp_{бак}}{d\tau} + \left( -Rm_{a1} \left( \frac{\partial t_s}{\partial p_{st1}} \right)_h - 1 \right) \frac{dp_{st1}}{d\tau} + \left( -Rm_{a1} \left( \frac{\partial t_s}{\partial h_{st1}} \right)_p \right) \frac{dh_{st1}}{d\tau} = \\ = R(t_a + 273,15) \frac{dm_{a1}}{d\tau}. \end{aligned} \quad (4)$$

Из уравнения (4) видно, что в качестве основных независимых переменных модели конденсатора турбоустановки выбраны следующие производные:  $\frac{dp_{бак}}{d\tau}$ ,  $\frac{dp_{st1}}{d\tau}$ ,  $\frac{dh_{st1}}{d\tau}$ . К

ним также относится производная  $\frac{dh_{l2}}{d\tau}$ , которая содержится в других расчетных уравнениях ( $h_{l2}$  - удельная энтальпия воды в объеме 2).

Условие постоянства объема конденсатора, записанное через основные переменные модели, выводится из равенства

$$\frac{dV_1}{d\tau} + \frac{dV_2}{d\tau} = 0, \quad (5)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  - соответственно величины объемов 1 и 2 конденсатора. Для того, чтобы записать равенство (5) через независимые основные переменные модели, представим слагаемые в виде

$$\frac{dV_1}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} (m_{st1} v_{st1} + m_{l1} v_{l1}), \quad (6)$$

$$\frac{dV_2}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} (m_{l2} v_{l2} + m_{st2} v_{st2}). \quad (7)$$

Уравнение сохранения объема принимает вид

$$\frac{d}{d\tau} (m_{st1} v_{st1} + m_{l1} v_{l1}) + \frac{d}{d\tau} (m_{l2} v_{l2} + m_{st2} v_{st2}) = 0. \quad (8)$$

Раскрывая скобки, получим

$$\left( m_{l2} \frac{\partial v_{l2}}{\partial p_{бак}} + m_{st2} \frac{\partial v''}{\partial p_{бак}} + m_{l1} \frac{\partial v'}{\partial p_{бак}} \right) \frac{dp_{бак}}{d\tau} + \left( m_{st1} \frac{\partial v_{st1}}{\partial p_{ст1}} \right) \frac{dp_{ст1}}{d\tau} + \\ + \left( m_{st1} \frac{\partial v_{st1}}{\partial h_{ст1}} \right) \frac{dh_{ст1}}{d\tau} + \left( m_{l2} \frac{\partial v_{l2}}{\partial h_{l2}} \right) \frac{dh_{l2}}{d\tau} = - \frac{dm_{l2}}{d\tau} v_{l2} - \frac{dm_{st1}}{d\tau} v_{st1} - \frac{dm_{st2}}{d\tau} v'' - \frac{dm_{l1}}{d\tau} v', \quad (9)$$

где  $m_{l2}$ ,  $m_{st2}$  - соответственно массы водяной и паровой фаз (паровые пузыри) в объеме 2;  $m_{l1}$ ,  $m_{st1}$  - соответственно массы водяной (капли) и паровой фаз в объеме 1;  $v_{l2}$ ,  $v''$  - удельные объемы воды и водяного пара (сухой насыщенный пар при давлении  $p_{бак}$ ) в объеме 2;  $v'$ ,  $v'$  - удельные объемы воды (вода на линии насыщения при давлении  $p_{бак}$ ) и водяного пара в объеме 1.

Принималось во внимание, что каждая из составляющих смеси воздуха и водяного пара над зеркалом испарения занимает полностью объем  $V_1$ .

Использовалось дифференциальное уравнение сохранения энергии для паровой и газовой смеси в объеме 1 для открытой системы [11] следующего вида:

$$dQ^{(1)} = dH^{(1)} - V_1 \frac{dp_{бак}}{d\tau} - \sum_i dM_i \left\{ \frac{h_{вхi}}{h_{выхi}} \right\} - \sum_k (dMh)_k^{внутр(1)}. \quad (10)$$

Здесь и далее фигурная скобка введена для обозначения функции выбора одной из двух величин: энтальпии внутри объема или энтальпии, приносимой в объем. Выбор либо величины в «числителе», либо величины в «знаменателе» производится в зависимости от направления потока, поскольку направление всегда известно до начала расчета модели.

Дифференцирование по времени дает

$$\frac{dQ^{(1)}}{d\tau} = \frac{dH^{(1)}}{d\tau} - V_1 \frac{dp_{бак}}{d\tau} - \sum_i G_i \left\{ \frac{h_{вхi}}{h_{выхi}} \right\} - \sum_k (Gh)_k^{внутр(1)}. \quad (11)$$

Здесь  $dQ^{(1)}$  - количество тепла, подводимое (или отводимое) к объему за счет процессов теплопередачи и фазовых переходов на границе среды в объем 1 за время  $d\tau$ ;  $dH^{(1)}$  - изменение энтальпии среды в объеме 1 за время  $d\tau$ ; предпоследнее слагаемое описывает приток энтальпии в объем 1 из турбоустановки и атмосферы или унос энтальпии в

обратном направлении; слагаемое  $-\sum_k (Gh)_k^{внутр(1)}$  описывает унос энтальпии из объема

1 в объем 2 или приток энтальпии в обратном направлении;  $G_i$  - массовый расход  $i$ -го потока из турбоустановки или атмосферы в объем 1;  $G_k^{внутр(1)}$  - массовый расход паровой или жидкой фазы из объема 1 в объем 2.

Объем 1 связан с выхлопом турбины, БРУ-К, системой аварийного срыва вакуума и.т.д. Объем 2 имеет связи с БРУ-К и выходом из конденсатора (линия отвода конденсата). Для моделирования смешения всех потоков используется отдельная программа, рассчитывающая итоговые потоки массы и энергии (произведение расхода на энтальпию). Далее эти потоки массы и энергии учитываются суммарно для каждого из рассматриваемых объемов

Для того, чтобы записать уравнение (11) через основные независимые переменные, величину  $H^{(1)}$  представим следующим образом:

$$H^{(1)} = m_{a1} h_{ar} + m_{st1} h_{st1} + m_{l1} h' / , \quad (12)$$

где  $h_{ar}$ ,  $h'$  - соответственно удельные энтальпии воздуха и жидкой фазы (капли влаги) в объеме 1. Продифференцируем левую и правую части уравнения (12):

$$\frac{dH^{(1)}}{d\tau} = \frac{dm_{a1}}{d\tau} h_{ar} + m_{a1} \frac{dh_{ar}}{d\tau} + \frac{dm_{st1}}{d\tau} h_{st1} + m_{st1} \frac{dh_{st1}}{d\tau} + \frac{dm_{l1}}{d\tau} h' + \frac{dh'}{d\tau} m_{l1}. \quad (13)$$

Далее преобразуя правую часть равенства (13), имеем

$$\begin{aligned} \frac{dH^{(1)}}{d\tau} = & h_{ar} \frac{dm_{a1}}{d\tau} + m_{a1} c_{p,ar} \frac{dt_s(p_{st1}, h_{st1})}{d\tau} + h_{st1} \frac{dm_{st1}}{d\tau} + m_{st1} \frac{dh_{st1}}{d\tau} + \\ & + h' \frac{dm_{l1}}{d\tau} + \frac{dh'(p_{бак})}{dp_{бак}} \frac{dp_{бак}}{d\tau} m_{l1}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\frac{dt_s(p_{st1}, h_{st1})}{d\tau} = \left( \frac{\partial t_s}{\partial p_{st1}} \right)_h \frac{dp_{st1}}{d\tau} + \left( \frac{\partial t_s}{\partial h_{st1}} \right)_p \frac{dh_{st1}}{d\tau}, \quad (15)$$

где  $c_{p,air}$  - удельная теплоемкость воздуха при давлении воздуха в конденсаторе.

Выражения для других слагаемых уравнения (11):

$$\sum_i \frac{dM_i}{d\tau} \left\{ \frac{h_{bxi}}{h_{bbxi}} \right\} = g_{-ar} + g_{-tur} x_{-tur-out} h' / , \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \sum_k \frac{(dMh)_k^{нумп(1)}}{d\tau} = & g_{-drop} \left\{ \frac{0}{g_{-drop} (h' / - h' /)} \right\} + g_{-2} \left\{ \frac{g_{-2} h' /}{-g_{-2} h' /} \right\} + \\ & + sig_{-bubl} \left\{ \frac{sig_{-bubl} h' /}{0} \right\} + sig_{-drop} \left\{ \frac{-sig_{-drop} h' /}{0} \right\}, \end{aligned} \quad (17)$$

$$\frac{dQ^{(1)}}{d\tau} = Q_{-w1} + Q_{-1} - Q_{s1-l2} + Q_{l1-s1} - D_{kp} h' / . \quad (18)$$

Здесь  $g$  – массовый расход воздуха, поступающий в конденсатор;

$g_{-tur}$  – массовый расход влажного пара, поступающего в конденсатор из турбоустановки;

$g_{-drop}$  – масса сухого насыщенного пара, поступающего в единицу времени в объем 1 при испарении капель влаги в этом объеме;

$g_{-2}$  – масса сухого насыщенного пара, поступающего в объем 1 или уходящего из объема 1 через зеркало испарения;

$sig_{-bubl}$  – масса сухого насыщенного пара, поступающего в объем 1 из объема 2 с пузырями пара за счет конвекции;

$sig_{-drop}$  – масса влаги (капли), уходящей из объема 1 в объем 2 за счет конвекции;

$x_{-tur-out}$  – степень сухости пара на выходе из турбоустановки;

$Q_{-1}$  – количество тепла, отдаваемое в единицу времени при конденсации пара в объеме 1 на поверхности теплообмена;

$Q_{-w1}$  – количество тепла, отдаваемое рабочей средой 1 объема в единицу времени металлоконструкциям конденсатора;

$Q_{s1-l1}$  – количество тепла, передаваемое от пара 1 объема к воде в 2 объеме;

$Q_{l1-s1}$  – количество тепла, передаваемое от капель 1 объема к пару в 1 объеме;

$D_{kp}$  – дополнительная конденсация переохлажденного пара (кг/с) в паровом объеме 1.

Окончательно уравнение сохранения энергии для объема 1 имеет вид

$$\begin{aligned}
 & \left( -V_1 + m_{l1} \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} \right) \frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau} + \left( m_{a1} c_p a \left( \frac{\partial t_s}{\partial p_{s1}} \right)_h \right) \frac{dp_{s1}}{d\tau} + \left( m_{s1} + c_p a \left( \frac{\partial t_s}{\partial h_{s1}} \right)_p \right) m_{a1} \frac{dh_{s1}}{d\tau} = \\
 & = g_{\text{дроп}} \left\{ \frac{0}{g_{\text{дроп}} (h// - h//)} \right\} + g_{-2} \left\{ \frac{g_{-2} h//}{-g_{-2} h//} \right\} + \text{sig}_{\text{bubl}} \left\{ \frac{\text{sig}_{\text{bubl}} h//}{0} \right\} + \\
 & + \text{sig}_{\text{дроп}} \left\{ \frac{-\text{sig}_{\text{дроп}} h//}{0} \right\} + gh_{\text{air}} + g_{\text{тур}^x_{\text{тур}^{\text{aut}}}} h// + Q_{w1} + Q_{-1} - h_{s1} \frac{dm_{s1}}{d\tau} - \\
 & - h// \frac{dm_{l1}}{d\tau} - h_{a1} \frac{dm_{a1}}{d\tau} - Q_{s1-l2} + Q_{l1-s1} - D_{kp} h//.
 \end{aligned} \tag{19}$$

Вывод, аналогичный выводу уравнения (19), дает следующее уравнение сохранения энергии для объема 2:

$$\begin{aligned}
 & \left( m_{s2} \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} - V_2 \right) \frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau} + (m_{-l2}) \frac{dh_{l2}}{d\tau} = -g_{\text{bubl}} (h// - h//) + g_{-2} \left\{ \frac{-g_{-2} (h// - h//)}{-g_{-2} h//} \right\} + \\
 & + g_{\text{тур}} (1 - x_{\text{тур}^{\text{aut}}}) h// + \text{sig}_{\text{bubl}} \left\{ \frac{-\text{sig}_{\text{bubl}} h//}{0} \right\} + \text{sig}_{\text{дроп}} \left\{ \frac{\text{sig}_{\text{дроп}} h//}{0} \right\} + \\
 & + gh_{\text{cond}} - h// \frac{dm_{s2}}{d\tau} - h_{l2} \frac{dm_{l2}}{d\tau} + Q_{w2} + Q_{-2} + Q_{s1-l2} - Q_{l2-s2} + D_{kp} h// - D_{gp} h//.
 \end{aligned} \tag{20}$$

Здесь  $Q_{w2}$  - количество тепла, отдаваемое рабочей средой 2 объема в единицу времени металлоконструкциям конденсатора;  $Q_{-2}$  - количество тепла, отдаваемое в единицу времени средой в объеме 2 на поверхности теплообмена;  $gh_{\text{cond}}$  - унос энтальпии (Дж/с) из объема 2 с конденсатом пара;  $Q_{s1-l2}$  - количество тепла, передаваемое от пара 1 объема к каплям в 1 объеме;  $Q_{l2-s2}$  - количество тепла, передаваемое от пузырей 2 объема к воде в 2 объеме;  $D_{gp}$  - дополнительная генерация пара (кг/с) из перегретой воды в объеме 2.

Таким образом, дифференциальные уравнения (4), (9), (19), (20) составляют систему основных уравнений для расчета термодинамических параметров в конденсаторе турбоустановки.

### УЧЕТ НЕРАВНОВЕСНОСТИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КОНДЕНСАТОРЕ ТУРБОУСТАНОВКИ. РАСЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ КОНДЕНСАЦИИ И ГЕНЕРАЦИИ ПАРА В КОНДЕНСАТОРЕ

При численном интегрировании уравнений (4), (9), (19), (20) из-за неизбежных численных погрешностей и наличия разрывов в правых частях уравнений (вызванных срабатыванием клапанов, выключением насосов и т.п.) на каждом шаге по времени возникают ситуации, когда нарушаются естественные условия [9]:

$$h_{l2} \leq h// ; h_{s1} \geq h//. \tag{21}$$

Например, при  $h_{s1} < h//$  коррекция расчета должна проводиться с учетом дополнительной конденсации пара, теплота которой обеспечивает выполнение равенства

$$h_{s1}(\tau) = h//(\tau). \tag{22}$$

Это условие приводит к уравнению

$$h_{s1} + \Delta \left( \frac{dh_{s1}}{d\tau} \right) \Delta \tau = h// + \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} \Delta \left( \frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau} \right)_{kp} \Delta \tau, \tag{23}$$

где знак  $\Delta$  означает приращение соответствующей величины. Изменение давления  $\Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{kp}$  и энтальпии  $\Delta\left(\frac{dh_{st1}}{d\tau}\right)$  от дополнительной конденсации пара определяется из следующих уравнений:

$$\left(-V_1 + m_{l1} \frac{dh/}{dp_{\text{бак}}} + m_{a1} c_{p \text{ air}} \left(\frac{\partial t_s}{\partial p_{st1}}\right)_h\right) \Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{kp} = -\left(m_{st1} + c_{p \text{ air}} \left(\frac{\partial t_s}{\partial h_{st1}}\right)_p m_{a1}\right) \Delta\left(\frac{dh_{st1}}{d\tau}\right) \quad (24)$$

$$\Delta\left(\frac{dh_{st1}}{d\tau}\right) = \frac{D_{kp} (h_{st1} - h/)}{m_{st1}}. \quad (25)$$

При записи уравнения (24) принималось

$$\Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{kp} = \Delta\left(\frac{dp_{st}}{d\tau}\right)_{kp}. \quad (26)$$

Подставив выражение (25) в уравнение (24), имеем

$$\Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{kp} = D_{kp} \frac{C}{E}, \quad (27)$$

где

$$C = (h/ - h_{st1}) \left\{ 1 + c_{p \text{ air}} \left(\frac{\partial t_s}{\partial h_{st1}}\right)_p \frac{m_{a1}}{m_{st1}} \right\}, \quad (28)$$

$$E = -V_1 + m_{a1} c_{p \text{ air}} \left(\frac{\partial t_s}{\partial p_{st1}}\right)_h + m_{l1} \frac{dh/}{dp_{\text{бак}}}. \quad (29)$$

Подставив формулы (25) и (27) в равенство (23), получаем окончательное выражение для величины  $D_{kp}$ :

$$D_{kp} = \frac{h_{st1} - h//}{\left(\frac{h/ - h_{st1}}{m_{st1}} + \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} \frac{C}{E}\right) \Delta\tau}. \quad (30)$$

Тогда автоматически будет выполняться условие (22), а давление станет равным

$$p_{\text{бак}}(\tau) = p_{\text{бак}}(\tau) - \Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{kp} \Delta\tau.$$

При  $h_{l2} > h'$  коррекция расчета должна проводиться с учетом дополнительной генерации пара, обеспечивающей выполнение равенства

$$h_{l2}(\tau) = h/(\tau). \quad (31)$$

Это условие приводит к уравнению

$$h_{l2} + \Delta\left(\frac{dh_{l2}}{d\tau}\right) \Delta\tau = h/ + \frac{dh/}{dp_{\text{бак}}} \Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{gp} \Delta\tau. \quad (32)$$

Изменение давления  $\Delta\left(\frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau}\right)_{gp}$  и энтальпии  $\Delta\left(\frac{dh_{l2}}{d\tau}\right)$  от дополнительной конденсации пара находится из следующих уравнений:

$$\left( m_{st}^2 \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} - V_2 \right) \Delta \left( \frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau} \right)_{\text{гр}} = -m_{l2} \Delta \left( \frac{dh_{l2}}{d\tau} \right) \quad (33)$$

$$\Delta \left( \frac{dh_{l2}}{d\tau} \right) = - \frac{D_{\text{гр}} (h// - h_{l2})}{m_{l2}}. \quad (34)$$

Подставив выражение (34) в уравнение (33), имеем

$$\Delta \left( \frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau} \right)_{\text{гр}} = D_{\text{гр}} \frac{A}{B}, \quad (35)$$

где

$$A = m_{l2} \frac{h// - h_{l2}}{m_{l2}}, \quad (36)$$

$$B = m_{st}^2 \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} - V_2. \quad (37)$$

Подставив формулы (34) и (35) в равенство (32), получаем окончательное выражение для  $D_{\text{гр}}$ :

$$D_{\text{гр}} = \frac{h_{l2} - h//}{\left( \frac{h// - h_{l2}}{m_{l2}} + \frac{dh//}{dp_{\text{бак}}} \frac{A}{B} \right) \Delta \tau}. \quad (38)$$

Давление с учетом дополнительной генерации пара

$$p_{\text{бак}}(\tau) = p_{\text{бак}}(\tau) + \Delta \left( \frac{dp_{\text{бак}}}{d\tau} \right)_{\text{гр}} \Delta \tau. \quad (39)$$

После расчета основных производных проводится коррекция давлений и энтальпий в объемах 1 и 2 по формулам коррекции.

## ЗАМЫКАЮЩИЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ МОДЕЛИ КОНДЕНСАТОРА

Для номинальных условий работы конденсатора абсолютное давление равно всего 0.04 бар и температура около 30 градусов. Первоначально авторы попытались использовать замыкающие соотношения для неравновесной модели компенсатора объема, однако система замыкающих соотношений из монографии В.Н. Кузнецова [10] оказалась неприменимой из-за качественно иной физики процессов в вакууме конденсатора по сравнению с условиями высоких давлений и температур в компенсаторе объема ВВЭР.

Для оценки скорости движения капель и пузырей воспользуемся рекомендациями монографии [5]. При наличии пяти режимов скорости всплытия пузырьков пара сначала оценим характерные размеры существующих при условиях конденсатора размеров и скоростей капель и пузырей.

Капиллярная постоянная для этих условий определяется отношением сил поверхностного натяжения и сил тяжести:

$$r_b = \sqrt{\sigma / (g(\rho_l - \rho_g))}, \quad (40)$$

что составляет 2,7 мм. Размер пузыря, оцененный по формуле Фритца при оценке краевого угла смачивания в  $\Theta=80$  градусов, дает для эквивалентного радиуса оценку 2.24 мм. В качестве характерного размера капли возьмем утроенную капиллярную постоянную, что дает оценку размера 8.1 мм. Это означает, что для установившейся скорости всплытия пузырей можно использовать соотношение

$$U_{\infty} \approx 1.6 \sqrt{\frac{\sigma g(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2}}, \quad (41)$$

по которому получаем оценку скорости всплытия 0,26 м/с.

Скорость осаждения капель определяется как сумма скорости пара в направлении поверхности, на которой он конденсируется, и относительной скорости капель в паровом потоке, движущихся под действием силы тяжести:

$$W_{drop} = W_{cond} + W_{rel} \quad (42)$$

При этом скорость пара в направлении поверхности теплообмена

$$W_{cond} = \frac{\sigma_{cond}}{\rho_g \cdot F_{cond}}, \quad (43)$$

где  $\sigma_{cond}$  – расход конденсирующегося пара,  $F_{cond}$  – площадь поверхности конденсации.

Скорость капель жидкости в потоке пара определяется из условия баланса сил сопротивления и гравитации для предельного случая больших скоростей капель, когда дробление еще не началось (число Вебера меньше критического значения  $We = 5,5 < We_{cr} = 9 \div 18$ ):

$$W_{\infty} \approx 1.7 \sqrt[4]{\frac{\sigma g(\rho_l - \rho_g)}{\rho_g^2}}. \quad (44)$$

Расчет по этой формуле дает скорость 28 м/с.

Физика процессов конденсации является достаточно сложным вопросом, (основные использованные нами соотношения взяты из монографий [7,8]). В монографии [8] имеется проверенная на экспериментальных стендах методика учета влияния воздуха на теплообмен при конденсации движущегося пара. Эти рекомендации для условий конденсаторов более корректны, чем использовавшаяся нами первоначально методика [2].

Расчет генерации/конденсации пара на межфазной поверхности осуществляется по равновесному приближению, поскольку шаг вывода информации в тренажере значительно больше времени характерных процессов.

Много проблем вызвала неустойчивость моделирования переходных процессов при низких давлениях. Рассматривались и были проверены три возможных причины неустойчивости: неустойчивость, вызванная физикой самого моделируемого процесса; неустойчивость из-за принятого численного алгоритма решения; неустойчивость вследствие ошибки в реализации модели. Проведенный анализ позволил определить проблему неустойчивости в том, что в уравнении энергии диагональным членом является производная по времени от энтальпии с коэффициентом, пропорциональным удельному объему. Поэтому убывание диагонального члена идет обратно пропорционально плотности пара. Потеря диагонального преобладания вызывает неустойчивость алгоритма. В соответствии с термодинамическими свойствами воды и пара падение устойчивости алгоритма начинается при давлениях ниже 5 бар и стремительно возрастает в вакууме. Разработанный алгоритм решения, при котором в диагональный член и правую часть уравнения энергии добавляется стабилизирующая добавка и тем самым обеспечивается диагональное преобладание, позволил повысить устойчивость алгоритма и дал возможность рассчитать режим срыва вакуума.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТОВЫХ РАСЧЕТОВ КОНДЕНСАТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-1000-60/1500-2 (ЗАПОРОВСКАЯ АЭС)

Изложенная выше методика была использована для расчетов конденсатора паровой турбины К-1000-60/1500-2. В качестве исходных данных [4] принимались следующие.



Расход пара $g_{tur}$ , кг/с [т/ч]	319.44 [1150]
<i>Параметры пара на входе в конденсатор</i>	
Давление $p_{бак}$ , кПа [ата]	3.92 [0.04]
Температура $t_s$ , °C	28.645
Энтальпия $h_{tur\_out}$ , кДж/кг [ккал/кг]	2243 [536.7]
Степень сухости $x_{tur\_out}$	0.875
Расход охлаждающей воды кг/с [т/ч]	15700 [56604]
Температура охлаждающей воды $t_1^o$ , °C	15
Повышение температуры охлаждающей воды, °C	10.348
Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	33160

Тестовые расчеты давления пара для стационарных режимов работы конденсатора проводились для следующих значений  $t_1^o$ , °C: 5, 10, 15, 20, 25. Сравнение полученных результатов с данными, приведенными в технической документации конденсатора турбины, представлено на рис. 1.

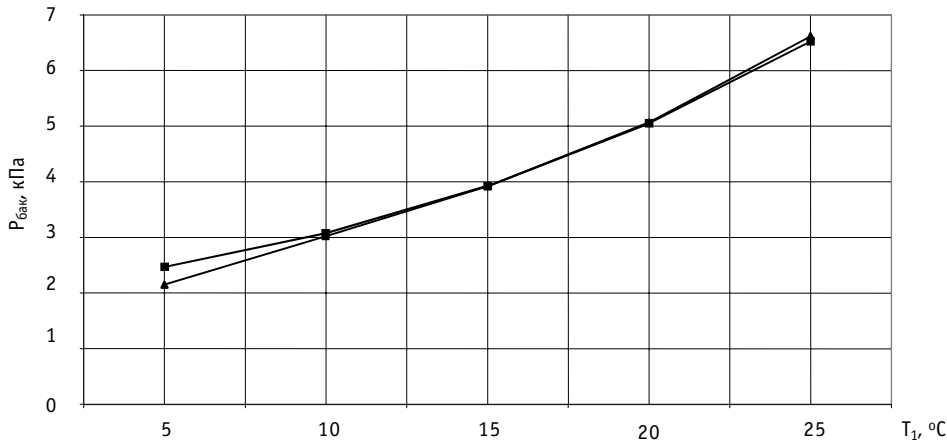


Рис.1. Зависимость давления в конденсаторе турбины от температуры охлаждающей воды: —■— модель ОК; —▲— заводской расчет

На рис. 2 приведены результаты расчета изменения давления в конденсаторе во времени при моделировании срыва вакуума. Массовый расход воздуха в конденсатор турбины определялся по формуле

$$g_{ar} = k \sqrt{p_{атм} - p_{бак}} \tag{39}$$

где  $p_{атм}$  - атмосферное давление,  $k$  - коэффициент пропорциональности, вычисленный на основе имеющихся опытных данных.

**Выводы**

Разработанная динамическая двухтемпературная неравновесная модель двухфазного теплообменника и реализованный на ее основе алгоритм доказали свою работоспособность при сравнении расчетных данных модели с характеристиками конденсатора [4]. Результаты расчетов в пределах допустимых погрешностей совпали с опытными данными конденсатора.

Выбор неравновесной модели (вместо равновесной) обусловлен более высокими точностью и (одновременно) скоростью расчета модели. Повышение скорости расчета в неравновесной модели происходит потому, что из исходного состояния неравновес-

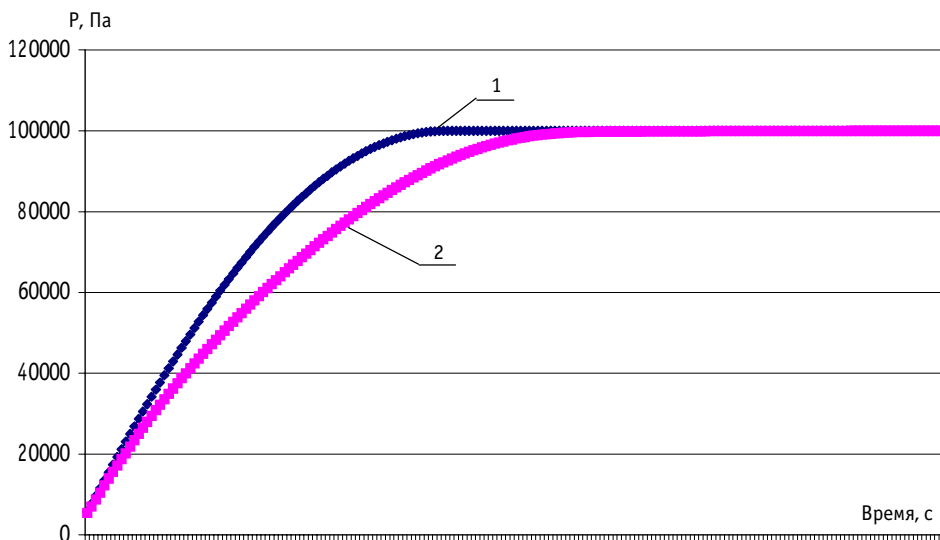


Рис.2. Срыв вакуума: 1 - расчет без учета теплоемкости металлоконструкций; 2 - расчет с учетом теплоемкости металлоконструкций

ная модель делает как бы один шаг в направлении равновесия, в то время как равновесная модель на каждом временном шаге тренажера должна пройти весь путь - от текущего состояния до установившегося.

Особенностью рассматриваемой неравновесной модели по сравнению с известными неравновесными моделями баков, в которых рассчитываются дополнительная конденсация и генерация пара в подбоях на каждом временном шаге [9], является учет в конденсаторе турбоустановки влияния неконденсирующихся газов по методикам [7,8] на теплообмен, а также учет движения капель и пузырей при низких давлениях [5,6].

Срыв вакуума дает слишком сильное влияние воздуха на теплообмен, если использовать корреляции для неподвижной смеси. Использование методики Калужского турбинного завода [8], наиболее надежной и проверенной на сегодняшнее время, позволило решить эту проблему.

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. Разработка и поставка функционально-аналитического тренажера турбинного отделения ВВЭР-1000 (В-338) для УТТ Калининской АЭС (договор 7/96 от 20.06.96г.): Техн.задание. - Обнинск, 1997
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. / Справочное пособие. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 367 с.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1975.
4. 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.
5. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина: Теплоэнергетика и теплотехника: Кн. 2. - 2-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 560 с.
6. Лабунцов Д.А., Ягов В.В., Крюков А.П. Основы механики двухфазных систем II. / Под ред. О. А. Синкевича. - М.: Моск. Энерг. Институт, 1988. - 77с.

7. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. - М.: Машгиз, 1959. - 420 с.
8. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. М.-1985.
9. Плютинский В.И., Охотин В.В. Моделирование неравновесных процессов в компенсаторах объема для использования в тренажных устройствах: Сб. статей / Атомные электрические станции. Вып. 6 / Под общ. ред. Л.М. Воронина. - М. : Энергоатомиздат, 1983. - 200 с.
10. Кузнецов Ю.Н. Теплообмен в проблеме безопасности ядерных реакторов. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 296 с.
11. Семенов А.М. Локальные и интегральные формулировки первого и второго законов термодинамики для неравновесных открытых многокомпонентных систем: Сб. докл./Юбилейная научн. конф. «Теплоэнергетика и теплофизика» (Москва, 19 октября 1998г.) - М.: Изд. МЭИ, 1998 - 152с.

Поступила в редакцию 29.12.2000

The prognosis model and the algorithm of the lifetime evaluation and the residual lifetime prognosis of the Nuclear power plant constructional elements determined its strength reliability is considered. The algorithm based on the methods of the damaged environment mechanics.

#### **УДК 621.039.53**

*Application of Two Types of Non-Destructive Analysis Instruments for Spot Check of Nuclear Materials \ O.V. Krivosheina; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2001.- 7 pages, 2 illustrations. – References, 6 titles.*

Methodology of spot check of nuclear materials with two types (qualitative and quantitative nuclear materials (NM) assay) of non-destructive analysis (NDA) instruments is considered in the article. Combined application of the instruments significantly decreases cost of checks, and allow to resolve the detection problem of different NM quantity theft from accounting item. New method of sampling size calculation by means of diagrams is proposed.

#### **УДК 51-72:621.039.534**

*Transient Model of Main Condenser 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. - 11 pages, 2 illustrations. – References, 11 titles.*

In the paper the description of a mathematical model of the two-phase non-equilibrium heat exchanger – main condenser, designed for NPP simulator is briefly considered.

#### **УДК 621.039.526**

*Comparative Safety Analysis of Fast Reactors, Cooled by Alloys of Liquid Metals \ V.S. Okunev; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2001.- 8 pages, 4 illustrations, 1 table. – References, 5 titles.*

The results of the comparative safety analysis of LMFRs cooled by the liquid metals and their alloys are presented. The traditional type layouts with minimal (optimal) void reactivity effect are compared. Three groups of the coolant are considered: alkaline metals and their alloys, heavy metals and their alloys, and alloys of the alkaline with heavy metals.

The most preferable the LMFR cooled by Pb, Bi and Pb-Bi-alloy. The less preferable the layout, cooled by alkaline metals and their alloys. The LMFR, cooled by alloys of the alkaline with heavy metals, are takes the intermediate position by the self-protection level.

#### **УДК 621.039.56**

*Scattering of Slow Neutrons by Water in Critical States \ Yu.V. Lisichkin, A.G. Novikov; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2001.- 9 pages, 4 illustrations. – References, 36 titles.*

The analysis of experimental and calculation investigations of slow neutron double-differential scattering cross sections for water, being in the sub- and supercritical states, is presented. Experimental part of this work has been performed with the double time-of flight neutron spectrometers DIN-1M and DIN-2PI, operating on the pulsed reactors IBR-30 and IBR-2 (Frank Laboratory of Neutron Physics, JINR, Dubna). It has been shown, the experimental results can be described in assumption that water in the nearly critical state is a mixture of two components: gas-like one with the properties, being similar to ideal gas of monomeric water molecules and liquid-like one with the properties not far from low temperature water. From the experimental data dependence of relative concentrations on these two components has been extracted as function of the water common molecular density. Physical interpretation of the results obtained is given on the basis of Ya. I. Frenkel theory of heterophase fluctuations and using thermodynamics of supercritical state and phase transitions elaborated by V. K. Semenchenko. The results obtained are compared with the experimental data of other authors as well.