

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ НАТРИЙ-ВОДА ПРИ ВЫРЕЗКЕ И ГЛУШЕНИИ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ ТРУБ

В.В. Худаско

*Обнинский государственный технический университет атомной энергетики,
г. Обнинск*



В работе представлен теплогидравлический расчет парогенераторов натрий-вода при глушении и вырезке парогенирующих каналов. Приведены сравнения результатов расчета с экспериментальными данными, получено хорошее согласие расчетных и экспериментальных данных.

ВВЕДЕНИЕ

По теплообмену в парогенераторах натрий-вода для АЭС с реакторами на быстрых нейтронах выполнено много исследований. Расчетно-теоретические исследования, в основном, проведены в одномерном или двумерном приближении. Однако на практике возникают задачи, когда одномерные или двумерные приближения являются недостаточными для их решения. Например, при глушении или вырезке дефектных парогенераторных труб возникает необходимость рассчитать степень увеличения нагрузки на соседних трубках рядом с заглушенными; распределение неравномерности температуры по периметру парогенирующих труб; локальные неравномерности температуры натрия. Такие расчеты возможно проводить, применяя лишь трехмерные методики. Существующие «поканальные» методики и метод «пористого тела» [1] недостаточно разработаны для такого класса задач и требуют дальнейшей доработки, т.к. замыкающие коэффициенты в уравнениях баланса импульса и энергии задаются постоянными для всего аппарата в модели пористого тела, а в поканальной методике берутся для стабилизированного течения [1].

Парогенераторы натрий-вода АЭС с реакторами БОР-60, БН-350, БН-600, строящиеся и проектируемые БН-800 и БН-1600 имеют, как правило, вертикальную компоновку. В вертикальном цилиндрическом корпусе испарителя содержится пучок парогенирующих трубок, расположенных в треугольной равносторонней упаковке. Вода и пароводяная смесь в испарителе поднимаются снизу вверх. Греющий теплоноситель натрий циркулирует в межтрубном пространстве.

РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ НАТРИЯ В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Предлагаемый метод расчета базируется на следующих основных положениях:

- используются уравнения сохранения импульса в трактовке пористого тела, в котором учитывается изменение коэффициентов переноса и трения по высоте и

радиусу каналов, а значения этих коэффициентов берутся из решения задачи для течения в эквивалентной круглой трубе с использованием уравнений импульса, неразрывности и турбулентной энергии;

- уравнения для течения в эквивалентной круглой трубе записываются в достаточно общем виде, т.к. предполагаются нестабилизированные условия течения.

При симметричных подводе и отводе греющего теплоносителя система уравнений движения натрия в межтрубном пространстве в цилиндрической системе координат r, z согласно [2] имеет вид

$$\begin{aligned} W_z \frac{\partial W_z}{\partial Z} + W_r \frac{\partial W_z}{\partial R} + \frac{\partial P}{\partial Z} + A_z |W|^{1-n} W_z - \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \Sigma_r \frac{\partial W_z}{\partial R} + \frac{\partial}{\partial Z} \Sigma_z \frac{\partial W_z}{\partial Z} \right) = \\ = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial}{\partial R} \frac{v_{r,\text{эф}}}{v} \frac{\partial W_z}{\partial Z} - \frac{\partial}{\partial Z} \frac{v_{z,\text{эф}}}{v} \frac{1}{R} \frac{\partial R W_r}{\partial R} \right) - \frac{\beta(T-T_0)}{\text{Fr}}; \\ W_z \frac{\partial W_r}{\partial Z} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial R} + \frac{\partial P}{\partial R} + A_r |W|^{1-n} W_r - \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \Sigma_r \frac{\partial W_r}{\partial R} + \frac{\partial}{\partial Z} \Sigma_z \frac{\partial W_r}{\partial Z} \right) = \\ = \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial}{\partial R} \frac{v_{r,\text{эф}}}{v} \frac{\partial W_r}{\partial R} + \frac{\partial}{\partial Z} \frac{v_{r,\text{эф}}}{v} \frac{\partial W_z}{\partial R} - \left(1 + \frac{v_{\text{эф}}}{v} \right) \frac{W_r}{R^2} \right]; \\ R \frac{\partial \epsilon W_z}{\partial Z} + \frac{\partial R \epsilon W_r}{\partial R} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $Z=z/r_0$, $R=r/r_0$ – безразмерные координаты; r_0 – радиус пучка; $W_r=w_r/w_{\text{ср}}$, $W_z=w_z/w_{\text{ср}}$, w_r и w_z – радиальная и продольная скорости; $w_{\text{ср}}$ – средняя продольная

скорость в пучке; $A_z = \xi \frac{d_0}{2d_r}$ и $A_r = A_z(24x + 0,016/(x-1)^2)$ – безразмерные про-

дольный и поперечный коэффициенты трения; ξ – коэффициент трения; d_r – гидравлический диаметр; x – безразмерное расстояние между парогенерирующими каналами; $P=p/(\rho w_{\text{ср}}^2)$; p – давление; ρ – плотность; $\Sigma_r = v_{m,\text{эф}}/v + v_{r,\text{эф}}/v$;

$\Sigma_z = v_{m,\text{эф}}/v + v_{z,\text{эф}}/v$; $v_{m,\text{эф}} = C_v v \frac{x-1}{x}$ – эффективная молекулярная вязкость [3]; v –

молекулярная вязкость; $v_{r,\text{эф}} = C_r \bar{v}_r \frac{x-1}{x}$ [3] и $v_{z,\text{эф}} = C_z \bar{v}_z \frac{x-1}{x}$ [2] – эффективные

поперечная и продольная турбулентные вязкости; \bar{v}_r и \bar{v}_z – средняя турбулентная вязкость в зазоре между ячейками сборки; $\text{Re}=w_{\text{ср}} r_0/v$ – число Рейнольдса; β – ко-

эффициент объемного расширения; $\text{Fr} = \frac{w_{\text{ср}}^2}{g r_0}$ – число Фруда; ϵ – пористость пучка.

Систему уравнений (1) необходимо дополнить граничными условиями, определение которых представляет определенную. В испарителе установки БН-350 граничные условия необходимо определить при $Z=0$, $Z=L$ и $R=0$, $R=1$:

$$\begin{aligned} W_z|_{Z=0} = F_1(R); \quad W_r|_{Z=0} = F_2(R); \quad \frac{\partial W_z}{\partial R}|_{R=0, R=1} = 0; \\ W_z|_{Z=L} = F_3(R); \quad W_r|_{Z=L} = F_4(R); \quad W_r|_{R=0, R=1} = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где $F_1(R)$, $F_2(R)$, $F_3(R)$, $F_4(R)$ – функции распределения скоростей греющего теплоносителя на входе и выходе парогенератора.

Замыкающие коэффициенты A_r , A_z в уравнениях (1) зависят от геометрии пучка и распределения скорости в ячейке, коэффициенты $v_{r,\text{эф}}$ и $v_{z,\text{эф}}$ зависят от геометрии пучка и турбулентной вязкости в ячейке. Рассчитав течение в элементарных

ячейках межтрубного пространства, можно определить профиль скорости в ячейке и коэффициенты турбулентной вязкости, тем самым рассчитать коэффициенты A_r , A_z , $v_{r,эф}$, $v_{z,эф}$.

В данной работе течение в элементарной ячейке (как первое приближение) рассматривалось как течение в эквивалентном круглом канале диаметром $d_r=2r_r$, равном гидравлическому диаметру треугольной ячейки. При этом уравнения движения, неразрывности, турбулентной энергии и граничные условия использовались в виде

$$\begin{aligned} u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{dp}{dz} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r(v + v_r) \frac{\partial u_z}{\partial r}; \\ r \frac{\partial u_z}{\partial z} + \frac{\partial u_r}{\partial r} &= 0; \\ u_z \frac{\partial E}{\partial z} + u_r \frac{\partial E}{\partial r} + \frac{v_r}{v} \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} \right)^2 &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r(v + C_0 v_r) \frac{\partial E}{\partial r} + C_1 \frac{E^{3/2}}{L} + C_2 v \frac{E}{L^2}; \\ u_z \Big|_{z=0} &= u_{cp}; u_z \Big|_{r=r_r} = 0; \frac{\partial u_z}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0; u_r \Big|_{r=0} = 0; E \Big|_{z=0} = E_0; \frac{\partial E}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0; E \Big|_{r=r_r} = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где u_z , u_r и u_{cp} – продольная, радиальная и средняя скорости в ячейке; v и v_r – молекулярная и турбулентная вязкости; E – турбулентная энергия (E_0 – начальный уровень турбулентности); L – масштаб турбулентности; $C_0=0,9$, $C_1=0,316-0,216\tau/\tau_0$ (τ и τ_0 – касательное напряжение в потоке и на стенке), $C_2=0,1$.

Система уравнений (3) дополняется соотношением из [4]:

$$\frac{v_r}{v} = \begin{cases} 0,0452 \text{Re}_r^{1,5} & \text{при } \text{Re}_r \leq 14; \\ 0,475 \text{Re}_r - 4 & \text{при } \text{Re}_r > 14, \end{cases} \quad (4)$$

где $\text{Re}_r = \frac{L\sqrt{E}}{v}$ – число турбулентности Рейнольдса, L – масштаб турбулентности.

За масштаб турбулентности бралась длина пути перемешивания

$$L/r_r = 0,14 - 0,08(r/r_r)^2 - 0,06(r/r_r)^4. \quad (5)$$

Система уравнений (3) с замыкающими коэффициентами (4)–(5) аппроксимировалась неявными конечно-разностными уравнениями и решалась численно. Рассчитанные значения скорости, турбулентной энергии, касательного напряжения хорошо согласуются с экспериментальными данными [1, 5].

На рисунке 1 представлены экспериментальные и расчетные значения продольной скорости при блокаде центральной части решетки в модели трубного пучка. Рассчитанные значения продольной составляющей скорости по модели пористого тела [1] (постоянные значения коэффициентов A_r , A_z , $v_{r,эф}$, $v_{z,эф}$) при $z = 0,21$ м дают заниженные значения скорости по сравнению с экспериментальными данными. Рассчитанные значения скорости по уравнениям (1) (учитывались зависимости коэффициентов A_r и A_z от распределения скорости в гидродинамической ячейке и коэффициентов $v_{r,эф}$ и $v_{z,эф}$ от уровня турбулентности, определенных из решения системы уравнений (3)) при $z = 0,21$ м хорошо согласуются с экспериментальными данными [6].

Распределение скоростей греющего теплоносителя в испарителе установки БН-350 с трубками Фильда рассчитывалось из системы уравнений (1)–(5). В табл. 1 представлены значения продольной составляющей скорости теплоносителя в различных сечениях парогенератора. Из таблицы видно, что по мере увеличения длины парогенерирующего пучка неравномерность распределения скорости греющего теплоносителя уменьшается. Однако полного выравнивания скоро-

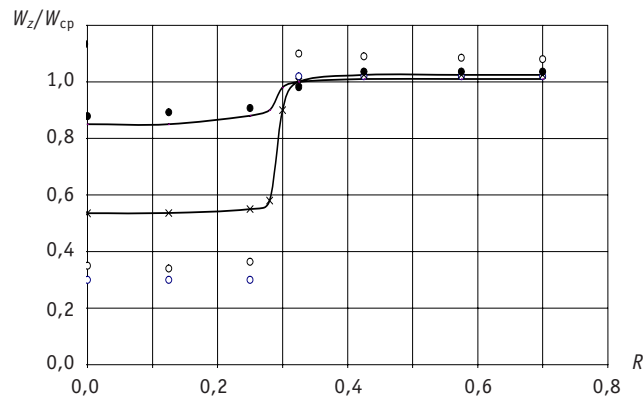


Рис. 1. Распределение продольной составляющей скорости в модели парогенератора при блокаде центральной части решетки: эксперимент [6] ○ – скорость при $z = 0$ и ● – скорость при $z = 0,21$ м; —×— – расчет при $z = 0,21$ м по [1]; — – расчет автора по уравнениям (1)

Таблица 1

**Распределение скорости теплоносителя
в межтрубном пространстве**

$z, \text{ м}$	r/r_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	Примечание
0	W/W_{cp}	5	3,2	1,7	1	0,75	0,5	Расчет
0,2	W/W_{cp}	3,5 – 4,5	3	1,8	1	0,75	0,5	Эксперимент [6]
1	W/W_{cp}	3,4	2,6	1,4	0,9	0,71	0,7	Расчет
5	W/W_{cp}	1,5	1,4	1,1	0,9	0,715	0,71	Расчет

сти по длине греющего пучка не происходит. На длине пучка 5 м скорость натрия в центре испарителя превышает среднюю скорость приблизительно на 50%, а на периферии скорость теплоносителя приблизительно на 30% меньше средней скорости.

Анализ распределения поперечной составляющей скорости теплоносителя в различных сечениях парогенератора показывает, что вблизи входа в трубный пучок максимальная поперечная составляющая составляет около 5% от средней скорости. По мере увеличения длины парогенерирующего пучка продольные перетечки уменьшаются. Так на длине 0,4 м максимальная поперечная составляющая равна примерно 3,4%, а на длине 4,5 м – около 1,25%. При дальнейшем увеличении продольной координаты z начинает сказываться перелив теплоносителя в верхней зоне, и перетечки натрия увеличиваются. На длине 5 м максимальная скорость перетечек составляет около 3% от средней скорости натрия. Таким образом, перетечки теплоносителя в трубном пучке испарителя БН-350 не превышают 5%. Поэтому обтекание парогенерирующих каналов в первом приближении можно считать продольным.

Автором рассчитано влияние одной вырезанной трубки в центре сборки на распределение скорости. На рисунке 2 кривой 1 представлено увеличение скорости в центре парогенератора относительно номинального режима $(w_{\text{в}} - w_{\text{н}})/w_{\text{cp}}$, а кривой 2 – увеличение скорости в соседних каналах. Как видно из рис. 2, в месте вырезания продольная скорость возрастает на 32% (кривая 1), а в соседних ячейках с вырезанным каналом скорость возрастает на 5% (кривая 2).

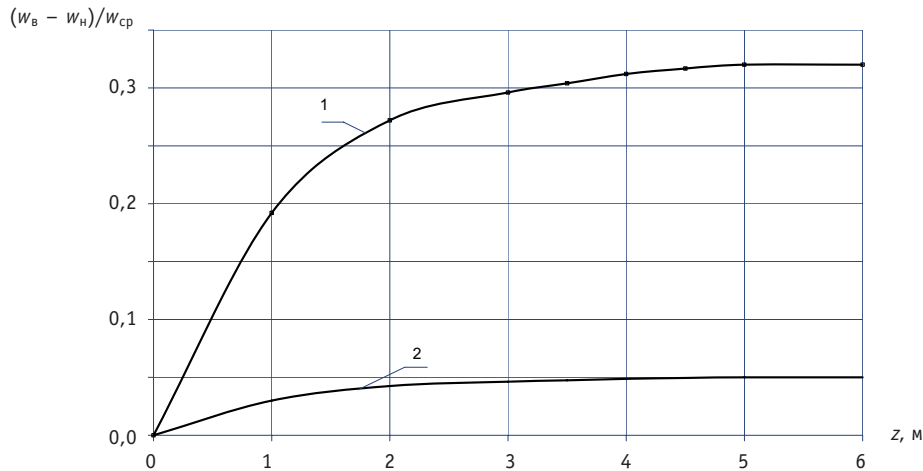


Рис. 2. Увеличение скорости натрия в парогенераторе при вырезке центрального канала: 1 – увеличение скорости в центре; 2 – увеличение скорости в соседних каналах

РАСЧЕТ ТЕПЛОГИДРАВЛИКИ ИСПАРИТЕЛЯ БН-350

При расчете температурных полей в натрии и на поверхности парогенерирующих трубок наиболее приемлемым подходом является поканальный метод, т.к. он позволяет учесть распределение температуры по периметру парогенерирующей трубки, окружающей соседние трубки, при введении коэффициентов межканального обмена в рассматриваемой системе.

Наличие неравномерной раздачи натрия по пучку парогенератора должно привести к неравномерностям по температуре греющего теплоносителя. Для расчета температуры натрия согласно [2, 3, 7, 8] парогенерирующий пучок с греющим теплоносителем разбивается на множество параллельных взаимодействующих каналов. Уравнение сохранения энергии при этом в i -ом гидродинамическом канале имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho_i W_i \omega_i h_i) + \sum_{j=1}^3 \rho_i W_{ij} S_{ij} (h_i - h_j) = \sum_{k=1}^3 q_k p_{ki} + \sum_{j=1}^3 \mu_{MT}^T \rho_i W_i \omega_i (h_j - h_i), \quad (6)$$

где i и j – индексы, относящиеся к гидродинамическим каналам; W_i – продольная скорость; ω – поперечное сечение; h – энтальпия; W_{ij} – поперечная скорость; S_{ij} – расстояние между i -ым и j -ым каналами; q_k – тепловой поток от k -го парогенерирующего канала; p_k – периметр k -го парогенерирующего канала, взаимодействующего с i -ым гидродинамическим каналом; μ_{MT}^T – тепловой коэффициент перемешивания.

Число уравнений типа (6) для всей трубной системы равно числу всех гидродинамических каналов и может составлять несколько тысяч. Роль пристенных каналов при этом учитывается в приближении, что коэффициенты обмена для них такие же, как и для соседних каналов.

Коэффициент μ_{MT}^T является суммой трех составляющих:

$$\mu_{MT}^T = \mu_M^T + \mu_T^T + \mu_{ПГ}^T, \quad (7)$$

где μ_M^T – молекулярная составляющая; μ_T^T – турбулентная составляющая; $\mu_{ПГ}^T$ – составляющая за счет теплопроводности парогенерирующей трубки.

Составляющие μ_M^T и $\mu_{ПГ}^T$ определялись по соотношениям [1, 3]

$$\mu_M^T = 6,7 \frac{x-1}{\text{Re} x d_{ПГ}}; \quad \mu_{ПГ}^T = 16 \frac{\epsilon_1}{3 \text{Pe} d_{ПГ} (1 + 2d_r \epsilon_1 / d_{ПГ} \text{Nu})}, \quad (8)$$

где Re – число Пекле, $d_{\text{пл}}$ – внешний диаметр парогенерирующего канала, Nu – число Нуссельта для треугольной решетки трубок, ε_1 – коэффициент эквивалентной теплопроводности.

Турбулентная составляющая μ_T пропорциональна турбулентной вязкости [1–3]. При числе турбулентности Рейнольдса $Re_T = \frac{L\sqrt{E}}{\nu} > 100$ (для ядра потока) тур-

булентная вязкость пропорциональна \sqrt{E} . Выражение для μ_T должно учитывать изменение турбулентной энергии и в пределе переходить в свое стабилизированное значение. Таким образом,

$$\mu_T = \frac{1}{150\sqrt{s-1}Re^{0.2}d_{\text{пл}}} \left(\frac{E_{\text{cp}}(z)}{E_{\text{cp}}(\infty)} \right)^{0.5}, \quad (9)$$

где $E_{\text{cp}}(z)$ – среднее значение турбулентной энергии в ячейке в сечении z ; $E_{\text{cp}}(\infty)$ – стабилизированное значение турбулентной энергии в ячейке.

Рассмотрим теплогидравлику пароводяного потока в трубке Фильда. Котловая вода поступает вниз по внутренним опускным трубам и затем попадает в кольцевой зазор, где происходит кипение воды, и пароводяной поток движется вверх. Температуры воды в опускной трубке T_T и в зазоре T_3 в экономайзере определяют-ся из уравнений

$$c_b G_b \frac{dT_T}{dz} = p_3 K_3 (T_3 - T_T), \quad (10)$$

$$c_b G_b \frac{dT_3}{dz} = \sum_{i=1}^6 p_{Ki} K_{Ki} (T_{ni} - T_3) + p_3 K_3 (T_T - T_3), \quad (11)$$

где p_3 – периметр зазора; K_3 и K_{Ki} – коэффициенты теплопередачи в зазоре и от натрия к пароводяному потоку; T_{ni} – температура натрия в i -ом гидродинамическом канале; T_3 и T_T – температура воды в зазоре и опускной трубке.

Уравнение энергии для пароводяной смеси в кольцевом канале на испарительном участке имеет вид

$$G_b \frac{dh_3}{dz} = \sum_{i=1}^6 p_{Ki} K_{Ki} (T_{ni} - T_s) - p_3 K_3 (T_T - T_s), \quad (12)$$

где h_3 – энтальпия пароводяной смеси в зазоре; T_s – температура насыщения.

При расчете коэффициентов теплоотдачи однофазных теплоносителей учитывалось влияние изменения теплового потока на локальные коэффициенты теплоотдачи по [9–12]. Расчет теплоотдачи при развитом кипении воды проводился по [1].

Для расчета расхода воды в опускных трубках рассматривалось уравнение движения воды и пароводяного потока в трубке Фильда:

$$g \int_0^l (\rho_{B.T.} - \rho_{D.K.}) dz = \frac{1}{2d_{\Gamma.T.}} \int_0^l \xi_T \rho_{B.T.} W_{B.T.}^2 dz + \frac{1}{2d_{\Gamma.K.}} \int_0^l \xi_{K.T} \rho_{D.K.} W_{D.K.}^2 dz + \\ + \frac{1}{2} \sum \zeta_M^T \rho_{B.T.} W_{B.T.}^2 + \frac{1}{2} \sum \zeta_M^K \rho_{D.K.} W_{D.K.}^2 + \frac{1}{2} \rho_{D.K.}^{BЫХ} (W_{D.K.}^{BЫХ})^2, \quad (13)$$

где $\rho_{B.T.}$, $W_{B.T.}$, x_T и ζ_M^T – плотность, скорость, сопротивление трения и местное сопротивление воды в опускной трубке; $\rho_{D.K.}$, $W_{D.K.}$, $x_{K.T.}$ и ζ_M^K – плотность, скорость, сопротивление трения и местное сопротивление двухфазного потока в кольцевом канале.

Система уравнений (1)–(13) аппроксимировалась неявными конечно-разностными уравнениями и решалась численно. На рисунке 3 представлены результа-

ты отличия температуры натрия при глушении от номинального режима без глушения ($T_3 - T_H$) для натурального модуля испарителя БН-350.

На натурном модуле испарителя БН-350 была произведена имитация ремонтной ситуации путем глушения и вырезки парогенераторных труб. Проводились измерения расхода воды и паросодержания, температуры пароводяного потока и натрия. Распределение температуры натрия в испарителе с заглушенными и вырезанными трубами представлено на рис. 4. Как видно из рисунка, расчетные поля температур натрия согласуются с экспериментальными данными [13, 14].

На рис. 5а представлены зависимости паросодержания в различных зонах испарителя от температуры натрия на входе в испаритель. Как видно из рисунка, наблюдается хорошее согласие экспериментальных данных с расчетными. Зависимости скорости воды в опускной трубке в зоне «0» от температуры натрия на входе в испаритель представлены на рис. 5б, наблюдается удовлетворительное согласие расчетных и экспериментальных значений.

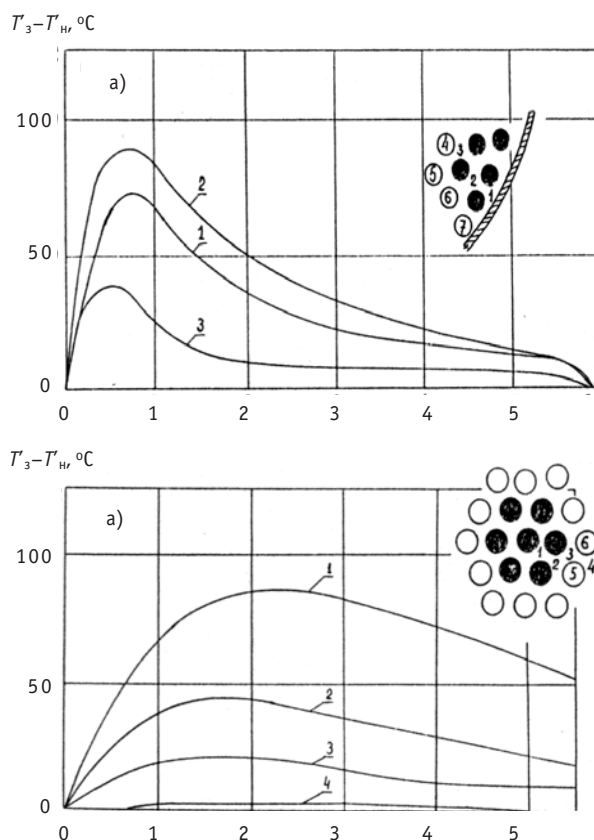


Рис. 3. Изменение температуры натрия по длине при глушении парогенерирующих труб

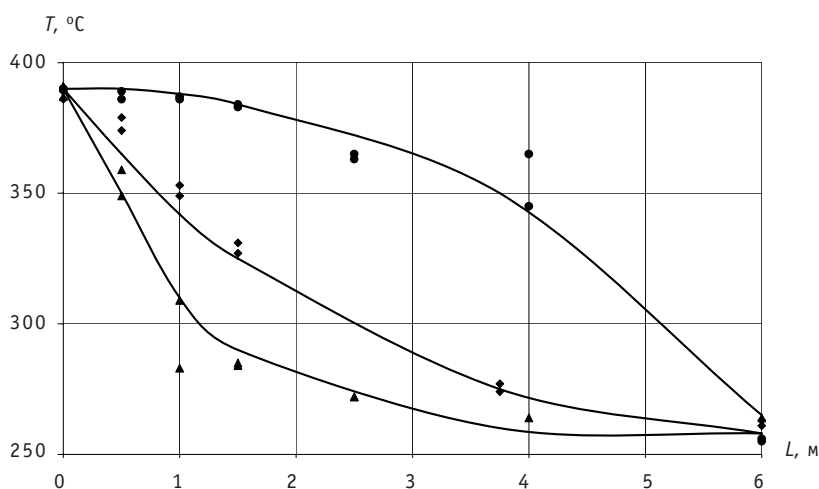


Рис. 4. Распределение температуры натрия по высоте испарителя: — — расчет автора; ◆, ▲, ● — эксперимент [13, 14]

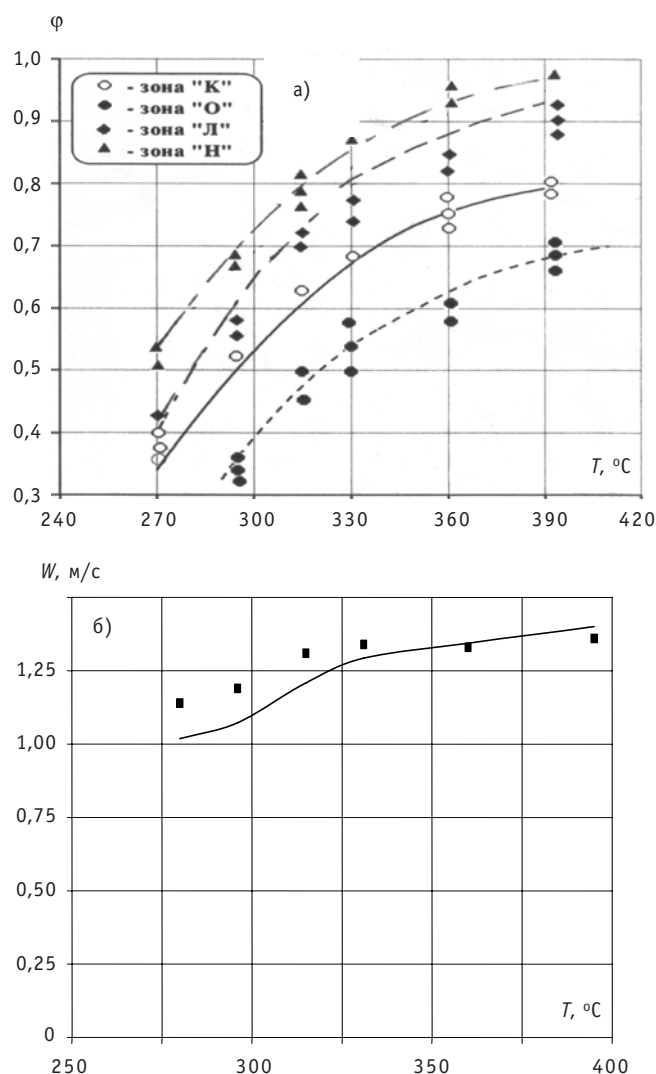


Рис. 5. Зависимости от температуры натрия на входе в испаритель а) паросодержания в различных зонах испарителя: — — расчет автора; $\diamond, \blacktriangle, \bullet, \circ$ — эксперимент [13, 14]; б) скорости воды в опускной трубке в зоне «О»: — — расчет автора; \blacksquare — эксперимент [13, 14]

В случае 50-процентной нагрузки испарителя при глушении одной центральной парогенерирующей трубки в соседних трубках мощность испарительных каналов повышается на 11–13% по сравнению со случаем незаглушенных труб. Во втором ряду рядом с заглушенной трубкой мощность повышается на 1–3%. При глушении периферийных труб мощность в соседних каналах повышается до 20%.

Результаты расчетов при глушении семи центральных каналов показывают, что в данной ситуации имеет место значительное повышение мощности в соседних каналах (более, чем на 40%). При этом неравномерность температуры натрия по периметру парогенерирующих каналов может достигать 44 °C.

При вырезке одного парогенерирующего канала согласно расчету следует, что скорость натрия возрастает на 30–35%, а в соседней с вырезанной зоной скорость возрастает в среднем на 5%. Мощность каналов, примыкающих к вырезанному, увеличивается при этом на 20–24%.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ПРЯМОТОЧНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРАХ УСТАНОВОК БОР-60, БН-600, БН-800, БН-1800

При расчете теплообмена в прямоточных парогенераторах и адиабатных трубопроводах рассматривались следующие зоны теплообмена: а) экономайзерная; б) неразвитого кипения (кипения недогретой жидкости); в) развитого кипения; г) кризиса теплоотдачи и области перехода от развитого кипения к закризисной; д) закризисная; е) доупаривания влаги в адиабатной области.

Расчет коэффициентов теплоотдачи к воде в экономайзерной зоне проводился с учетом переноса тепла вдоль оси за счет теплопроводности стенки, а также молекулярной и турбулентной теплопроводности воды и натрия по [9–12]. Теплоотдача при неразвитом кипении воды, не догретой до температуры насыщения, рассчитывалась по [1, 15], а теплоотдача при развитом кипении насыщенной воды определяется по соотношениям [1]. Критические тепловые потоки и граничные паросодержания рассчитывались по соотношениям [1, 16]. Теплообмен в области перехода от развитого кипения к закризисному теплообмену определяется по [17].

Теплообмен в закризисной области и на адиабатном участке рассматривался в многогрупповом приближении [17] при следующих приближениях:

- распределение капель по размерам δ в начале закризисной области описывается функцией вероятности $P(\delta)$ Нукиями-Танасавы:

$$P_* = 4d_*^2 e^{-2d_*}, \quad (14)$$

где $P_* = P(\delta)d_*$ – безразмерная плотность вероятности; $d_* = \delta/d'$ – безразмерный диаметр; d' – наиболее вероятный размер;

- температура и скорость пара в данном сечении равны своим средним значениям;
- температура пара и капель в начале закризисной области равна температуре насыщения;
- выпадение капель на стенку при $rw < 800 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ и кризисе второго рода отсутствует.

Уравнение энергии, неразрывности и изменения диаметра капель для дисперсного потока имеет вид

$$G_w x \frac{dh''}{dz} + G_w (h'' - h'_s) \frac{dx}{dz} = \pi dq_{cm} - \sum_{i=1}^M \frac{\pi}{4} d_i^2 n_i S_i q_i; \quad (15)$$

$$r_q G_w \frac{dx}{dz} = \sum_{i=1}^M \frac{\pi}{4} d_i^2 n_i S_i q_i; \quad (16)$$

$$\frac{d\delta_i}{dz} = 2 \frac{q_i}{r_q u'' \rho'}. \quad (17)$$

Система уравнений, описывающая теплообмен пароводяного потока с уравнением теплопроводности для стенки и греющего натрия решалась численно.

Рассчитанные изменения температур по длине испарителя БН-600 в номинальном режиме представлены на рис. 6. В испарителе при $0 \leq z < 3$ м осуществляется теплообмен в экономайзерной зоне. Кипение недогретой жидкости происходит в области при $3 \leq z < 4,25$ м, а при $4,25 \leq z < 5,35$ м осуществляется развитое кипение, при $5,35 \leq z < 5,5$ м имеет место область перехода от кризиса теплообмена к закризисной зоне. Закризисный теплообмен осуществляется при $5 \leq z < 15,2$ м, и эта область составляет 64% от общей длины испарителя. Из рис. 6 видно, что расчетные значения температуры натрия согласуются с экспериментальными данными [1]. При условиях номинального режима работы испарителя БН-600 в перегретом на 24°C паре относительно температуры насыщения содержится $\approx 6\%$ влаги.

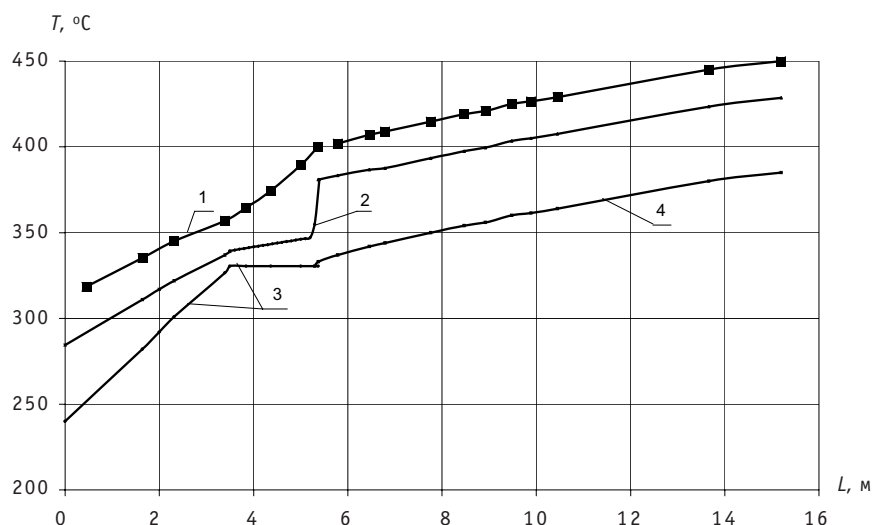


Рис. 6. Распределение температуры по высоте испарителя ПГН-200М: 1 — температура натрия; 2 — температура стенки; 3 — температура воды; 4 — температура пара; ■ — эксперимент [1]; — — — расчет автора

Автором проведен расчет испарителя установки БН-800 в номинальном режиме и при глушении семи центральных трубок. Модуль испарителя установки БН-800 конструктивно аналогичен модулю испарителя БН-600. Общая длина трубного пучка испарителя 15,7 м, обогреваемая длина — 15,25 м. Температура натрия на входе в пароперегреватель 505°C, а на выходе 463°C. Натрий входит в испаритель при температуре 463°C, а выходит при — 309°C. Температура питательной воды на входе в парогенератор 210°C, а на выходе из парогенератора температура перегретого пара 470°C при давлении 14,6 МПа. При глушении семи центральных труб в трубах первого ряда, прилегающих к заглушенной зоне, уменьшается длина экономайзерной зоны и зоны кипения приблизительно на 20% по сравнению с номиналом и увеличивается закризисная зона. Температура натрия на выходе на 20°C выше, чем в номинальном режиме, а температура пара на 5°C.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная методика позволяет рассчитывать неравномерности распределения параметров натрия и воды в парогенераторах натрий-вода ядерных энергетических установок с реакторами на быстрых нейтронах как в номинальных и частичных режимах, так и для случаев ремонтных ситуаций с вырезкой и глушением любого количества парогенерирующих труб.

Литература

1. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 360 с.
2. Худаско В.В., Дорошенко В.А., Гинкин В.П., Зинина Г.А. Методика трехмерного теплогидравлического расчета парогенераторов АЭС// Теплообмен. ММФ. Секция 1. Часть 2. — Минск, 1988. — С. 125-127.
3. Жуков А.В. и др. Теплогидравлический расчет ТВС быстрых реакторов с жидкометаллическим охлаждением. — М.: Энергоиздат, 1985. — 160 с.
4. Худаско В.В., Грачев Н.С. Исследования по интенсификации теплообмена на моделях парогенераторов, обогреваемых жидкими металлами// Известия вузов. Ядерная энергетика. — 2007. — №2. — С. 119-126.

5. Волнистова Л.П. и др. Турбулентные характеристики потоков на входном участке круглой трубы/ Препринт ФЭИ-725. – Обнинск, 1976. – 17 с.
6. Левченко Ю.Д. Гидродинамика каналов теплообменного оборудования ядерных энергетических установок/ Автореферат дисс. докт. техн. наук. – Обнинск, 1991. – 60 с.
7. Худаско В.В., Сорокин А.П., Дорошенко В.А. Трехмерный расчет теплообмена в парогенераторе// Атомная энергия. – 1986. – Т. 61. – Вып. 6. – С. 55-57.
8. Жуков А.В., Сорокин А.П., Худаско В.В., Титов П.А., Дорошенко В.А. Трехмерный теплогидравлический анализ парогенераторов АЭС с реакторами на быстрых нейтронах/ В сб. научных трудов ИАТЭ «Моделирование теплогидравлических процессов для обоснования безопасной эксплуатации ЯЭУ». – Обнинск: – ИАТЭ 1989. – С. 68-75.
9. Худаско В.В., Зинина Г.А., Миронович Г.Я. Теплообмен в треугольной решетке с жидкометаллическим теплоносителем при переменном энерговыделении// Атомная энергия. – 1988. – Т. 64. – Вып. 2. – С. 90-93.
10. Грошев А.И., Кириллов П.Л., Худаско В.В., Кривенцев В.И. Влияние теплопроводности на процесс теплообмена при турбулентном течении газа в круглой трубе/ Препринт ФЭИ-1538. – Обнинск, 1984. – 19 с.
11. Гинкин В.П., Гориченко В.А., Худаско В.В. Методика расчета теплообмена в сборке стержней с учетом анизотропии коэффициента переноса тепла/ Тезисы доклада на Международном семинаре «Теплофизика-90». Теплофизические аспекты безопасности ВВЭР. – Обнинск, 1990. – С. 138.
12. Гинкин В.П., Гориченко В.А., Худаско В.В. Расчет максимальной мощности и теплообмена твэлов на начальном участке стабилизации/ Тезисы докладов II Международной конф. «Научно-технические проблемы безопасности АЭС и подготовки кадров» (8 – 11.10. 1991, г. Обнинск). – Обнинск: ИАТЭ, 1991. – С. 96.
13. Худаско В.В., Балдов А.Н., Джусов Ю.П. Исследования теплогидравлики парогенератора с трубками Фильда на установке БН-350/ Тезисы докладов III Международной конф. «Научно-технические проблемы безопасности АЭС и проблемы подготовки кадров для нужд ядерной энергетики». – Обнинск: ИАТЭ, 1993. – С. 83-84.
14. Балдов А.Н., Грачев Н.С., Джусов Ю.П., Худаско В.В. Расчетно-экспериментальное исследование эксплуатационных режимов работы испарителей установки БН-350/ Тезисы доклада на IV Международной конференции «Безопасность АЭС и подготовка кадров» (Обнинск, 2-6 октября 1995). – Обнинск: ИАТЭ, 1995. – С. 145-146.
15. Худаско В.В., Казанцев А.А., Левченко В.А., Сергеев В.В. Разработка математической модели неравновесного двухфазного потока для анализа безопасности АЭС// Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2001. – №4. – С. 41-53.
16. Кириллов П.Л., Титов В.Ф., Худаско В.В., Грачев Н.С., Смирнов М.В., Бажин В.Г. К расчету кризиса теплообмена в парогенераторах, обогреваемых натрием// Атомная энергия. – 1982. – Т. 52. – Вып. 1. – С. 21-24.
17. Бажин В.Г., Грачев Н.С., Худаско В.В., Кардаш Д.Ю. К расчету теплообмена в закризисной области парогенерирующих каналов с натриевым обогревом/ Препринт ФЭИ-1469. – Обнинск, 1983. – 16 с.

Поступила в редакцию 15.01.2008

phase method in a contour with heavy lead-bismuth coolant is experimentally shown.

Techniques of definition of dynamic parameters of the automatic control system are developed and tested, tests for justification of system serviceability in steady-state conditions of nonisothermal circulating circuit, and also in conditions of a various types of the «provocations» deducing a circuit of the facility from an equilibrium condition on oxidizing potential of the coolant are carried out.

УДК 621.534: 519.7

Realization of the multiple-factor models of thermal conductivity in the multi-layer spherically symmetrical device with fuel element \ A.V. Saenko, A.V. Tikhonenko; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 9 pages, 1 table, 3 illustrations. – References, 19 titles.

Mathematical models of the thermal stationary conductivity in the multi-layer spherically symmetrical device with fuel element are realized for different physical and technological conditions. Boundary-value problems on the thermal field calculation are solved with program system and recommendations on composition of fuel element are formulated.

УДК 536.24: 621.039.534

Thermo-Hydraulic Calculation of the Sodium-Water Steam-Generator for the Case of Steam-Generating Tube Removal and Plugging \ V.V. Hudasko; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 11 pages, 1 table, 6 illustrations. – References, 17 titles.

A procedure for the thermo-hydraulic calculation of the sodium-water steam-generator is presented for the case of stem-generator tube removal and plugging. A comparison is given of the calculated data with the experimental ones. Good agreement has been obtained between the calculated and experimental data

УДК 621.039.534.6: 536.24

About Required Determination Accuracy of the Liquid-Metal Coolant Properties in the Fast Reactors \ Y.S. Yuriev, I.T. Afanasieva; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 4 pages. – References, 7 titles.

The formulas to calculate temperature deviation of the fuel elements as a result of coolant property uncertainty have been obtained. The dispersive method was used to estimate comparatively the contribution of different deviation components. The conclusion about significance of geometric fuel element tolerances, a reactor power deviation, a heat capacity and a coolant density has been drawn.

УДК 621.311.25: 621.039

Model of the Turbine Stage \ A.A. Kazantsev; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 8 pages, 2 tables, 7 illustrations. – References, 7 titles.

For calculations in real time the dynamics of NPP turbine department it is necessary to have model of the turbine stage. Due to permanent growth of the requirements to improve the accuracy of NPP simulator the problem arises to create model with accuracy 1% for the description of parameters of turbine stage. The present model is valid for all mode of operation for real time simulation. Results of calculations were compared with known data for some NPP turbines. It proves that the presented model of the turbine meets the requirements on the accuracy if there are data available about the turbine blade's angle for all turbine stages.

УДК 621.039.534

Mathematical Model of Processes in the Cut not Tight Steam Generator as a Part of the Operating Ship Reactor's Installation \ V.I. Korolev; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 9 pages, 2 illustrations. – References, 1 title.

While in service reactor's installation of a nuclear vessel regular depressurization of trumpet system of direct-flow steam generators is observed. For a non-admission of hit of the active heat-carrier in a steam-and-water cycle, a current steam and gas generator it is reliably cut on the second contour. Further the heat-carrier arrives in trumpet system of the cut steam and gas generator and at a given time completely fills its internal volume. After that moment restrictions on maneuvering are entered into avoidance неопределенности a steam and gas generator because of water expansion in the closed space. It is necessary to define the beginning of this moment. In article the mathematical model of process of growth of pressure in trumpet system of the cut not tight steam generator is developed at work reactor's installation at power levels of capacity.