

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА НА МОДЕЛЯХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ЖИДКИМИ МЕТАЛЛАМИ

В.В. Худаско*, Н.С. Грачев**

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

*** ГНЦ РФ-Физико-энергетический институт им. А.И. Лейпунского, г. Обнинск*



Представлены исследования по интенсификации теплообмена на моделях парогенераторов, обогреваемых жидкими металлами при давлении 3,6–13,7 МПа и массовой скорости пароводяного потока 27–1000 кг/(м²с). Оребрение приводит к интенсификации теплообмена. Трубы с внутренними винтовыми ребрами позволяют существенно, в ряде случаев почти в два раза, сократить поверхность испарительной части парогенератора.

ВВЕДЕНИЕ

Парогенераторы современных АЭС являются достаточно дорогими и сложными техническими устройствами. Основными требованиями, которым должны удовлетворять парогенераторы, являются максимальная надежность, экономичность, длительная работоспособность и ремонтоспособность.

Надежность и эффективность парогенераторов определяется многими факторами: конструктивной схемой, параметрами теплоносителей и особенностями режимов эксплуатации. Надежность парогенераторов в значительной мере определяет надежность всей энергетической установки в целом. Для парогенераторов с обогревом жидкими металлами характерны высокие тепловые нагрузки, которые в зоне развитого кипения достигают 1 МВт/м² и более. При этом возможно возникновение кризиса теплообмена, т.е. режима, в котором теплопередающая поверхность охлаждается преимущественно паром. Если критические паросодержания $\chi_{кр}$ достаточно сильно отличаются от единицы, то размеры парогенераторов в значительной мере будут определяться интенсивностью теплообмена в закризисной области. Интенсифицируя теплообмен, можно сократить теплопередающую поверхность парогенератора. Кроме того, интенсификация теплообмена позволяет существенно снизить термодинамическую неравновесность пароводяного потока на выходе из испарительной зоны парогенератора.

Ниже представлены результаты двух экспериментальных исследований, проведенных авторами на моделях парогенераторов, обогреваемых жидкими металлами.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА НА МОДЕЛИ ПАРОГЕНЕРАТОРА, ОБОГРЕВАЕМОГО ЖИДКИМ НАТРИЕМ

Первые экспериментальные исследования теплообмена проводились в парогенерирующей трубе с внутренними винтовыми ребрами, на однотрубной модели, обогреваемой жидким натрием [1]. Модель представляет собой теплообменник типа «труба в трубе», в котором по внутренней трубке снизу вверх прокачивается вода или пароводяная смесь, а по кольцевому зазору сверху вниз движется натрий. Теплопередающая трубка длиной – 5 м и диаметром $\varnothing 13,1 \times 1,725$ мм выполнена из нержавеющей стали Х18Н10Т с внутренними винтовыми ребрами. Высота ребер 1 мм, ширина – 0,9 мм, число ребер – три, шаг закрутки (полный оборот) – 200 мм. Корпус модели парогенератора выполнен из трубки диаметром $\varnothing 40 \times 5$ мм из стали Х18Н10Т. Опыты проводились при давлениях 7–14 МПа и массовых скоростях воды 350–1000 кг/м²с.

На основании измеренных температур теплопередающей стенки натрия по длине парогенератора рассчитывались распределения температуры в натрии, теплопередающей стенке, удельные тепловые потоки, паросодержания и коэффициенты теплообмена. При этом для определения профиля скорости и коэффициентов турбулентной вязкости натрия, рассматривались уравнения движения, неразрывности и турбулентной энергии для кольцевого канала в приближении пограничного слоя:

$$\begin{aligned} u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial p}{\partial z} &= g + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r(v + v_r) \frac{\partial u_z}{\partial r}; \\ r \frac{\partial u_z}{\partial z} + \frac{\partial r u_r}{\partial r} &= 0; \\ u_z \frac{\partial E}{\partial z} + u_r \frac{\partial E}{\partial r} + \frac{v_r}{v} \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} \right)^2 &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r(v + C_v v_r) \frac{\partial E}{\partial r} - C_1 \frac{E^{3/2}}{L} - C_2 v \frac{E}{L^2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где u_z , u_r – продольная и радиальная скорости натрия, p – давление, g – ускорение свободного падения, v и v_r – молекулярная и турбулентная вязкость, E – турбулентная энергия, L – масштаб турбулентности, $C_v = 0,9$, $C_1 = 0,32$ и $C_2 = 0,316 - 0,216\tau/\tau_0$, τ и τ_0 – касательное напряжение в потоке и на стенке.

Граничные условия для уравнений (1) использовались в виде

$$u_z \Big|_{z=0} = u_{cp}; \quad u_z \Big|_{r=r_1} = 0; \quad u_r \Big|_{r=r_1} = 0; \quad E \Big|_{z=0} = E_0; \quad E \Big|_{r=r_1} = 0. \quad (2)$$

За масштаб турбулентности бралась длина пути перемешивания:

$$L/r_i = 0,14 - 0,08(r/r_i)^2 - 0,06(r/r_i)^4, \quad (3)$$

где r_i – расстояние от стенки до линии максимальной скорости.

Выражение для коэффициента турбулентной вязкости аппроксимировалось выражением [2]

$$\frac{v_r}{v} = \begin{cases} 0,0452 \text{Re}_T^{1,5} & \text{при } \text{Re}_T \leq 15, \\ 0,475 \text{Re}_T - 4,5 & \text{при } \text{Re}_T > 15, \end{cases} \quad (4)$$

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

Система (1) с граничными условиями (2) аппроксимировались неявной конечно-разностной схемой и решалась методом прогонки. Сравнение стабилизированных коэффициентов турбулентной вязкости, рассчитанных авторами, с эксперименталь-

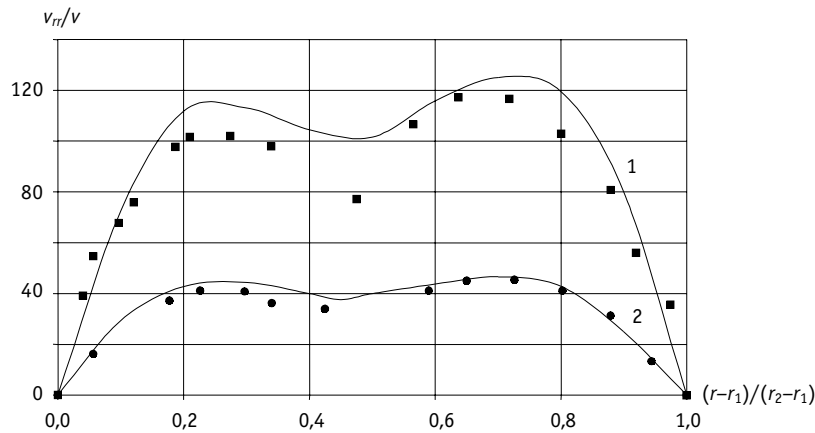


Рис. 1. Зависимость v_r/v от $(r-r_1)/(r_2-r_1)$ при $\theta = 0,56$: — расчет автора (1 – $Re = 115400$, 2 – $Re = 40600$); ■ и ● – экспериментальные данные [3] (■ – $Re = 115400$, ● – $Re = 40600$)

ными данными работы [3], представлены на рис. 1, из которого видно, что наблюдается хорошее согласие между расчетом и экспериментальными данными [3].

Для расчета температурных полей и тепловых потоков использовалось уравнение переноса тепла в натрии с граничными условиями в виде:

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r(a+a_r) \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial x} (a+a_x) \frac{\partial T}{\partial x}; \quad (5)$$

$$T|_{z=0} = T_{\text{вх}}, \quad T|_{z=L} = T_{\text{выб}}, \quad T|_{r=r_1} - B \frac{\partial T}{\partial r}|_{r=r_1} = T_{\text{ст}}(z), \quad \frac{\partial T}{\partial r}|_{r=r_2} = 0, \quad (6)$$

где l – обогреваемая длина парогенератора, $B = \frac{\lambda \delta}{\lambda_{\text{ст}}}$ – коэффициент, связанный с измерением температуры в теплопередающей стенке, λ и $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициенты теплопроводности натрия и стенки, δ – глубина заделки термопар, $T_{\text{ст}}$ – температура в теплопередающей стенке.

Коэффициенты турбулентной теплопроводности в радиальном и в продольном направлениях выражаются через молекулярное и турбулентное число Прандтля и турбулентную вязкость:

$$\frac{a_r}{a} = \frac{Pr}{Pr_r} \frac{v_r}{v}; \quad \frac{a_z}{a} = \frac{a_r}{a} \frac{a_z}{a_r} = \frac{Pr}{Pr_r} \frac{v_r}{v} \frac{a_z}{a_r}, \quad (7)$$

где $Pr_r = \frac{0,69 \frac{U_0}{U}}{[1 - \exp(-0,62 \cdot 10^{-4} Re Pr^{1/3})]}$, согласно [4].

По методике [5] рассчитывались интенсивности пульсаций скорости в различных направлениях и по соотношению [6] определялись коэффициенты турбулентной теплопроводности a_z :

$$\frac{a_z}{a_r} = 0,8 \frac{\overline{u'_z u'_z}^3}{\overline{u'_r u'_r}^3}. \quad (8)$$

Система уравнений (5) и (6) аппроксимировалась неявными конечно-разностными уравнениями и решалась методом неполной факторизации и параболической прогонки [7].

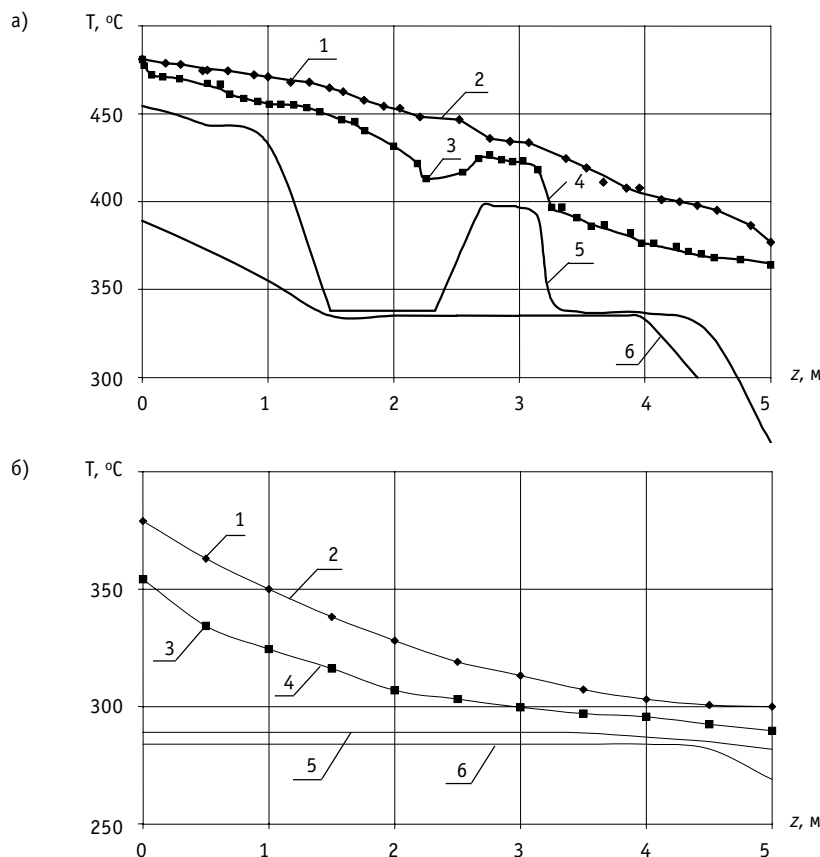


Рис. 2. Распределение температур по длине модели парогенератора: а) $p=13,7$ МПа, $G_{Na}=0,65$ кг/с, $\rho W=500$ кг/(м²с); б) $p=6,87$ МПа, $G_{Na}=0,665$ кг/с, $\rho W=700$ кг/(м²с); 1 и 2 – температура на адиабатной стенке эксперимент и расчет; 3 и 4 – температура на теплопередающей стенке эксперимент и аппроксимация опытных данных; 5 – температура внутренней теплопередающей стенки; 6 – температура пароводяного потока

Распределения температур по длине модели парогенератора приведены для двух режимов на рис. 2. В режиме с кризисом теплообмена а) наблюдается волнообразное изменение температуры теплопередающей стенки и существуют две области кипения пароводяной смеси. В режиме б) отсутствует кризис теплообмена и происходит плавное изменение температуры теплопередающей стенки.

Распределение плотности тепловых потоков и паросодержаний по длине модели парогенератора представлено на рис. 3. Для режима 1 экономайзерная зона расположена между координатами z от 5 до 3,8 м. Кипение происходит при изменении координаты z от 3,8 – 3,25 м, в точке $z = 3,25$ м тепловой поток достигает максимального значения $q_{кр}=1,03$ МВт/м² $x_{кр}=0,4$. От координаты $z = 3,25$ м до координаты $z = 3,15$ м происходит уменьшение плотности теплового потока от 1,03 до 0,35 МВт/м². Закризисная зона имеет протяженность 0,45 м от координаты $z = 2,7$ до $z = 3,15$ м. Здесь тепловой поток приблизительно в 2 раза выше, чем для гладких труб. Это, по-видимому, связано с орошением стенки каплями жидкости. Дальнейшее монотонное увеличение плотности теплового потока от координаты $z = 2,7$ м до координаты $z = 2,33$ м связано с орошением стенки каплями жидкости. При этом увеличение плотности теплового потока происходит от значения 0,35 до 1,03 МВт/м², паросодержание увеличивается до значения $x=0,65$. После этого тепловой поток монотонно уменьшается до значения 0,26 МВт/м².

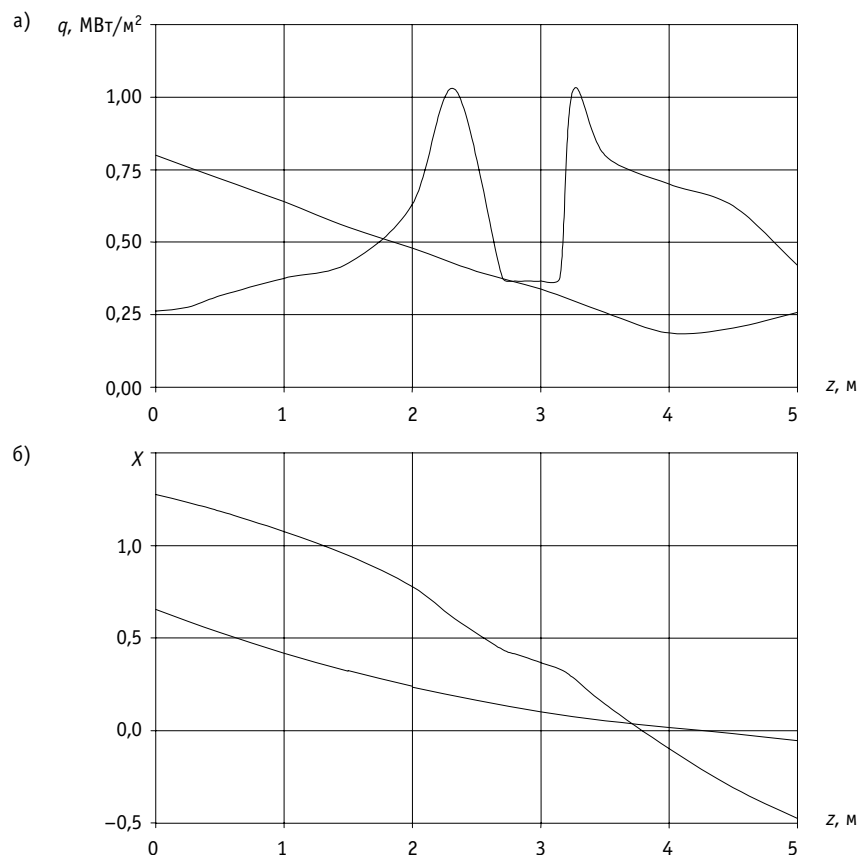


Рис. 3. Распределение а) плотности тепловых потоков и б) паросодержания по длине модели парогенератора: 1 – $p=13,7$ МПа, $G_{Na}=0,65$ кг/с, $\rho W=500$ кг/(м²с); 2 – $p=6,87$ МПа, $G_{Na}=0,665$ кг/с, $\rho W=700$ кг/(м²с)

Для режима 2 (см. рис. 3) экономайзерная зона расположена между координатами z от 5 до 4,29 м, при этом тепловой поток уменьшается от 0,26 до 0,2 МВт/м². Кипение происходит при изменении координаты z от 4,29 до 0 м, при этом тепловой поток увеличивается от 0,2 до 0,8 МВт/м².

При давлении 6,9 МПа и массовых скоростях пароводяного потока от 350 до 700 кг/(м²с) наблюдался кризис теплообмена и волнообразное изменение температуры теплопередающей стенки. В опытах с массовой скоростью пароводяного потока 1000 кг/(м²с) не наблюдался кризис теплообмена при изменении паросодержания от – 0,054 до 0,864 и происходило плавное изменение температуры теплопередающей стенки.

При давлении 9,9 МПа и массовых скоростях пароводяного потока от 350 до 1000 кг/(м²с) наблюдался кризис теплообмена и волнообразное изменение температуры теплопередающей стенки.

При давлении 13,7 МПа и массовых скоростях пароводяного потока от 350 до 500 кг/(м²с) наблюдался кризис теплообмена и волнообразное изменение температуры теплопередающей стенки. В опытах с массовой скоростью пароводяного потока 700–1000 кг/(м²с) не наблюдался кризис теплообмена при изменении паросодержания от –0,447 до 0,99 и происходило плавное изменение температуры теплопередающей стенки.

Таблица 1

Экспериментальные данные на оребренной модели по $q_{кр}$ и $x_{кр}$

$P = 6,9 \text{ МПа}$			$P = 13,7 \text{ МПа}$		
ρW , кг/м ² с	$q_{кр}$, МВт/м ²	$x_{кр}$	ρW , кг/м ² с	$q_{кр}$, МВт/м ²	$x_{кр}$
350	0,69	0,95	350	0,55	0,924
350	0,82	0,934	350	0,64	0,847
350	1,02	0,98	350	0,74	0,667
350	1,17	0,895	350	0,89	0,6
505	0,88	0,918	350	0,99	0,43
505	1,15	0,939	350	1,14	0,423
508	1,32	0,92	350	0,57	0,826
505	1,06	0,981	350	0,72	0,88
705	1,25	0,9	344	0,81	0,839
705	1,34	0,9	344	1,06	0,35
705	1,39	0,823	344	0,95	0,334
$P = 9,8 \text{ МПа}$			502	0,68	0,784
350	0,64	0,995	508	0,71	0,773
344	0,78	0,983	505	0,77	0,978
356	0,93	0,995	508	0,84	0,4
350	1,03	0,816	508	0,95	0,316
350	1,18	0,764	493	1,03	0,357
505	0,97	0,97	500	0,95	0,467
505	0,995	0,83	505	0,82	0,499
505	1,22	0,917	500	0,88	0,428
505	1,38	0,882	502	0,96	0,349
705	1,02	0,89			
705	1,1	0,895			
702	1,29	0,882			
1010	1,38	0,82			
1010	1,52	0,893			
1010	1,6	0,85			

В табл. 1 приведены экспериментальные данные по кризису теплообмена в оребренной трубе. Следует отметить, что до паросодержаний $x=0,9$ кризис второго рода не наблюдался.

С помощью микротермопар, расположенных на расстоянии 170 мм от выхода парогенератора с оребренной трубой, при $x>1$ влага в перегретом паре не обнаруживалась. Гидравлическое сопротивление парогенератора с оребренной трубой в исследованном диапазоне изменения параметров при длине трубы 5 м не превышало 0,15 МПа.

В целом оребрение приводит к интенсификации теплообмена в зонах кипения, закризисной и экономайзерной.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА НА МОДЕЛИ ПАРОГЕНЕРАТОРА, ОБОГРЕВАЕМОГО СПЛАВОМ СВИНЕЦ-ВИСМУТ

Вторые экспериментальные исследования проводились на однотрубной и семитрубной моделях парогенераторов обогреваемых сплавом свинец-висмут с теплопередающими трубками из стали 1Х18Н10Т внутренним диаметром 10 мм, длина теплообменных трубок 2,1 мм. Внутри теплопередающих трубок вставлялись гладкие стержни – вытеснители Ø8 мм и вытеснители с проволоочной навивкой Ж0,8 мм, число заходов 4, шаг закрутки навивки 64, 112, 196 и 500 мм.

Диапазон исследованных параметров: давление $3,63 \div 8,23$ МПа, массовая скорость воды $27 \div 640$ кг/(м²с), расход сплава свинец-висмут $0,40 \div 0,67$ м³/ч (в пересчете на одну трубку), температура сплава на входе $320 \div 513^\circ\text{C}$, паросодержание на выходе $1,1 \div 1,4$, температура воды на входе $150 \div 513^\circ\text{C}$. Вода прокачивалась внутри кольцевых зазоров между вытеснителями и теплопередающей стенкой снизу вверх, сплав в кольцевом зазоре или межтрубном пространстве моделей сверху вниз.

На рис. 4 представлена зависимость перегретого пара на выходе из модели парогенератора от входной температуры сплава для всех испытанных завихрителей. Перегрев пара возрастает с ростом температуры сплава на входе в модель и с уменьшением шага закрутки завихрителя. Однако значения перегрева пара при завихрителях с шагом 64 и 112 мм при температуре сплава на входе в модель от 480 до 500^oC уже близки между собой. Уменьшение шага закрутки завихрителя менее 64 мм, по-видимому, уже нецелесообразно. При шаге закрутки завихрителя 64 мм перегрев пара на 100^oC выше по сравнению с гладким вытеснителем; гидравлическое сопротивление канала увеличивается на 0,13 МПа. При шаге закрутки 500 мм перегрев пара на 48^oC выше по сравнению с гладким вытеснителем; гидравлическое сопротивление канала увеличивается при этом с 0,5 до 0,1 МПа. При массовых скоростях воды $\rho W \geq 500$ кг/(м²с) в каналах с завихрителями 64, 112 и 196 мм кризис теплообмена не наблюдался.

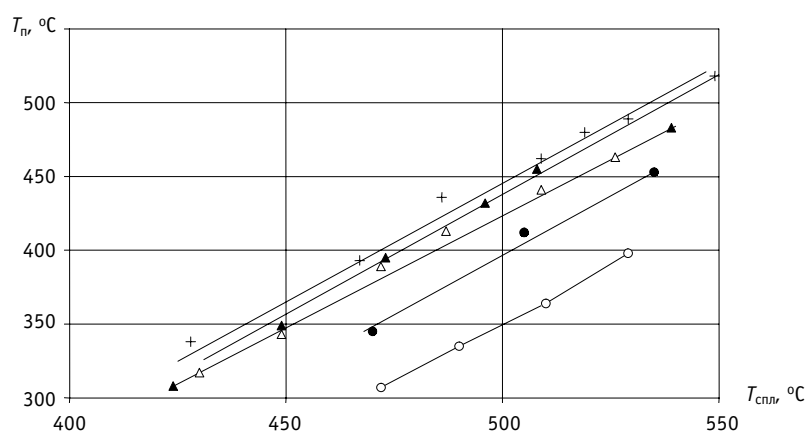


Рис. 4. Зависимость температуры пара на выходе из модели парогенератора от температуры входа сплава при: $G_{\text{в}}=0,0156$ кг/с, $G_{\text{спл}}=1,67 \cdot 10^{-4}$ м³/с, $P=8,23$ МПа; S мм: + – 64; – 112; – 196; ▲ – 500; △ – гладкий вытеснитель

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оребрение приводит к интенсификации теплообмена в зонах кипения, закризисной и экономайзерной. С ростом массовой скорости и давления эффективность оребрения возрастает. При давлении 14 МПа и массовой скорости пароводяного потока 700 кг/(м²с) и выше кризис теплоотдачи вырождается. Трубы с внутренними винтовыми ребрами позволяют существенно, в ряде случаев почти в два раза, сократить поверхность испарительной части парогенератора.

Для проектирования парогенераторов АЭС с реакторами на быстрых нейтронах нового поколения авторы предлагают использовать теплопередающие трубы с внутренними винтовыми ребрами или с микрошероховатостью, которые позволяют исключить кризис теплообмена, ухудшенный теплообмен, вынос влаги при $x > 1$ из испарительных модулей и уменьшить длину парогенерирующих труб приблизительно в два раза.

Литература

1. Грачев Н.С., Кириллов П.Л., Прохорова В.А. Экспериментальное исследование теплообмена в парогенерирующей трубке с внутренним оребрением// АН СССР ТВТ. – 1976. – Т. XV. – № 6. – С. 1234-1240.
2. Худаско В.В., Гинкин В.П., Дорошенко В.А., Зинина Г.А. Методика трехмерного теплогидравлического расчета парогенераторов АЭС/ Тезисы доклада на Минском международном форуме по тепломассообмену (Минск, 24–27.05.1988). – С. 126 – 127.
3. Jonson V.M., Sparrow E.M. Turbulent diffusibility for momentum transfer in concentric annuli// Trans. ASME. – 1966. – Ser. D. – Vol. 88. – N 2. – P. 550.
4. Ибрагимов М.Х., Субботин В.И., Бобков В.П., Сабелев Г.И., Таранов Г.С. Структура турбулентного потока и механизм теплообмена в каналах. – М.: Атомиздат, 1978. – 296 с.
5. Худаско В.В., Гориченко В.А. Расчет турбулентных осесимметричных течений с использованием системы уравнений для вторых моментов/ В сб. научных трудов ИАТЭ «Моделирование теплогидравлических процессов для обоснования безопасной эксплуатации ЯЭУ». – Обнинск, 1989. – С. 41 – 47.
6. Галин Н.М. Исследование турбулентного теплообмена в трубах при сложных граничных условиях/ Докторская диссертация. – М.: МЭИ, 1981. – 262 с.
7. Гинкин В.П. Об одном варианте метода параболических прогонок для решения двумерных уравнений эллиптического типа/ Препринт ФЭИ-1306. – 1982. – 14с.

Поступила в редакцию 14.02.2007