

УДК 621.536.242

КОВЕЦКАЯ М.М.

Институт технической теплофизики НАН Украины

КРИЗИС ТЕПЛООБМЕНА В ПУЧКАХ СТЕРЖНЕЙ С ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА

Наведено результати розрахункового дослідження умов виникнення кризи теплообміну в каналах з пучками стержнів з закруткою потоку.

Представлены результаты расчетного исследования условий возникновения кризиса теплообмена в каналах с пучками стержней с закруткой потока

The works out calculations investigation conditions rise of crisis heat exchange in channels with bunch of pivots with swirl of flow

C_p – теплоемкость;
 D – диаметр;
 G – расход;
 g – ускорение свободного падения;
 h – высота выступа шероховатости;
 i – энтальпия;
 L – длина;
 n – число стержней;
 p – давление;
 q – плотность теплового потока;
 r – теплота парообразования;
 S – площадь проходного сечения;
 s – шаг навивки;
 T, t – температура;
 w – скорость потока;
 x – массовое расходное паросодержание;
 z – продольная координата;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 δ – наиболее узкий зазор в пучке;
 θ – угол отклонения от вертикали;

λ – коэффициент теплопроводности;
 ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 ρ – плотность;
 φ – истинное объемное паросодержание;
 Π – периметр канала.

Индексы верхние:

г – гладкий;
ш – шероховатый.

Индексы нижние:

0 – начальное значение;
1 – вода;
2 – пар;
g – гидравлический;
s – насыщение;
t – тепловой;
w – стенка;
вх, вых – вход, выход;
к – критический;
кр – кризис теплообмена.

В ядерных реакторах с водой под давлением предельный уровень мощности и скорость ее изменения определяются условиями, обеспечивающими предотвращение кризиса теплообмена на поверхности тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ). Опасность возникновения кризиса теплообмена в активной зоне реактора связана с неравномерностью энерговыделения, непредвиденным изменением геометрических и теплотехнических параметров тепловыделяющих элементов во время эксплуатации, с аварийными ситуациями, приводящими к снижению расхода теплоносителя. Поэтому забота о недопущении кризиса теплообмена в активной

зоне реакторов постоянно привлекает внимание разработчиков ЯЭУ [1]. В настоящее время разработаны и широко используются методы интенсификации теплообмена, позволяющие увеличить критические тепловые потоки в два и более раз [2, 3]. Классификация этих методов, основанная на физических принципах, определяющих процесс интенсификации, приводится в работе [1]:

– создание особых геометрий поверхности, обеспечивающих лучшее перемешивание потока (витые трубы, витые ребра на поверхности ТВЭЛов, дистанционирующие решетки с завихрителями и др.);

– изменение состояния поверхности (шероховатость, пористые покрытия и др.);

– улучшение смачиваемости поверхности;

– применение добавок к воде в крайне малых концентрациях, не изменяющих свойств воды, но влияющих на процессы переноса в пограничном слое.

Во многих работах отмечается, что закрутка существенно интенсифицирует теплообмен в двухфазном потоке, при этом температура теплоотдающей поверхности изменяется без резких скачков с плавным переходом к значениям, характерным для кризисных условий. Так результаты экспериментальных исследований теплообмена двухфазного пароводяного потока в пучках стержней с проволочной навивкой в треугольной упаковке показали, что при паросодержаниях $x > 0,4$ кризис теплообмена второго рода, обусловленный осушением теплоотдающей поверхности, происходит при плавном изменении температуры стенки в отличие от гладких пучков, где наблюдается скачек температуры стенки. Турбулизация и закрутка потока в пучках стержней с проволочной навивкой способствует накоплению и подпитке пристенной пленки жидкости в дисперсно-кольцевом режиме течения теплоносителя и повышению критического теплового потока.

В работах [4, 5] представлены результаты экспериментальных исследований критических тепловых потоков в каналах, моделирующих активную зону реактора ВВЭР-Т: одностержневые, семи- и девятнадцатистержневые сборки витых стержней. Пучки стержней диаметром 9 мм расположены в треугольной упаковке с шагом 12,75. Для одно- и семистержневых моделей обогреваемая длина стержней 1 м, для 19-стержневой – 3,53 м. Эксперименты проводились в диапазоне изменения массовой скорости 400...5000 кг/(м²с), относительной энтальпии на выходе от –0,49 до +0,42, температуры воды на входе 30...300 °С, для двух значений давления 7 и 15,7 МПа. В экспериментах зафиксировано более двухсот кризисных режимов. Гидравлическое сопротивление одно и семи стержневого канала удовлетворительно описывается расчетными зависимостями для гладких пучков. В 19-стержневых сборках перепад давления был на 46 % выше по сравнению с расчетными значениями для

гладких пучков. Критические тепловые потоки в одностержневой модели превышали на 15...25 % $q_{кр}$, рассчитанные по методике ОКБ «Гидропресс» для пучков без винтового оребрения. Для семистержневой модели превышение $q_{кр}$ витых пучков по сравнению с $q_{кр}$ обычных пучков наблюдалось только для выходных паросодержаний $x_{вых} > 0,1$. При не высоких и отрицательных значениях выходного паросодержания отмечается негативное влияние закрутки потока на $q_{кр}$, которое увеличивается с ростом массовой скорости теплоносителя. Такой результат объясняется влиянием обечайки в малостержневых пучках. Этот вывод подтверждают результаты экспериментов в 19-стержневых сборках с круглыми и витыми имитаторами твэл. Во всем диапазоне изменения массовой скорости и энтальпии теплоносителя получено превышением $q_{кр}$ в каналах с витыми стержнями по сравнению с $q_{кр}$ в каналах с цилиндрическими стержнями на 10%.

Расчеты кризиса теплообмена в пучках стержней с закруткой потока выполняются в основном в рамках ячеечных моделей [5, 6], так как одноканальные модели не позволяют с достаточной точностью рассчитать осредненные по сечению пучка параметры теплоносителя. В одноканальных одномерных математических моделях в качестве замыкающих уравнений, характеризующих трение и теплообмен на межфазной поверхности, используются эмпирические зависимости от средних по сечению канала параметров теплоносителя и геометрических характеристик шероховатости теплоотдающей поверхности. В каналах простой геометрии этого достаточно для определения условий возникновения кризиса теплообмена, например в работе [7] для вертикальной парогенерирующей трубы с регулярной шероховатостью обогреваемой стенки.

Использование такого подхода для определения кризиса теплообмена в каналах с пучками стержней, имеющих проволочную навивку, не дало положительных результатов. Введение поправок на шероховатость в замыкающие уравнения, характеризующие трение и теплообмен на стенке, оказалось недостаточным для получения сравнимых с экспериментальными данными работы [8] результатов расчета по одномерной модели, включающей систему уравнений неразрывности, движения,

энергии смеси [9]. Для стационарных режимов эта система уравнений записывается в виде

$$\frac{d(G_1 + G_2)}{dz} = 0;$$

$$\frac{d(G_1 w_1 + G_2 w_2)}{dz} = -S \frac{dp}{dz} - \tau_w \Pi - [\rho_1(1-\varphi) + \rho_2 \varphi] g \cos \theta;$$

$$\frac{1}{S} \frac{d}{dz} [G_1 i_1 + G_2 i_2] = q_w - \frac{G}{S} g \cos \theta;$$

$$\rho_i = f_i(i_i, P_i); \quad i = 1, 2,$$

$$\text{где } \tau_w = \frac{\xi G^2}{8S^2 \rho_x}; \quad G = G_1 + G_2; \quad \frac{1}{\rho_x} = \frac{(1-x)^2}{\rho_1(1-\varphi)} + \frac{x^2}{\rho_{2s}};$$

$$x = G_2/G; \quad G_1 = S(1-\varphi)\rho_1 w_1; \quad G_2 = S\varphi\rho_2 w_2.$$

$$\frac{1}{S} \frac{d}{dz} [G_1 i_1 + G_2 i_2] = q_w - \frac{G}{S} g \cos \theta;$$

$$\rho_i = f_i(i_i, P_i); \quad i = 1, 2,$$

$$\text{где } \tau_w = \frac{\xi G^2}{8S^2 \rho_x}; \quad G = G_1 + G_2; \quad \frac{1}{\rho_x} = \frac{(1-x)^2}{\rho_1(1-\varphi)} + \frac{x^2}{\rho_{2s}};$$

$$x = G_2/G; \quad G_1 = S(1-\varphi)\rho_1 w_1; \quad G_2 = S\varphi\rho_2 w_2.$$

Предполагается, что пар находится в равновесном состоянии: $i_2 = i_{2s}$; $\rho_2 = \rho_{2s}$ – параметры пара на линии насыщения. Для удовлетворительного согласования результатов расчета по этой модели с экспериментальными данными потребовалось введение коэффициента перемешивания K_m в уравнение энергии. Уравнение энергии системы (1) с учетом уравнения неразрывности, условия равновесного состояния пара и введения коэффициента перемешивания запишется в виде

$$K_m \frac{dG_2}{dz} = \frac{S}{r} (q_w - G_1 \frac{di_1}{dz}) - \frac{G}{r} g \cos \theta. \quad (2)$$

В замыкающие уравнения, характеризующие теплообмен и трение были введены следующие поправки, учитывающие интенсификацию теплообмена в закрученных потоках и зависящие от модифицированного числа Фруда $Fr_m = s/hD$ [10]

$$\alpha_{ш} = \alpha_r (1 + 3,6 Fr_m^{-0,357}); \quad \xi_{ш} = \xi_r (1 + 3,6 Fr_m^{-0,357}). \quad (3)$$

Для определения влияния на коэффициент перемешивания K_m параметров теплоносителя были использованы экспериментальные данные по кризису теплообмена в семистержневом пучке с проволочной навивкой в треугольной упаковке [8]. Диаметр стержней 6 мм, диаметр проволоки 0,17 мм, шаг навивки 2,5 мм, обогреваемая длина 0,6 м. Эксперименты проведены в диапазоне изменения массовой скорости 500...1500 кг/(м²с), давления – 6,8...14,7 МПа, температуры на входе

– 100...300 °С. В расчетах для каждого режима подбиралось такое значение коэффициента перемешивания, которое давало лучшее совпадение расчетных значений выходного паросодержания $x_{\text{вых}}$ с экспериментальными. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений $x_{\text{вых}}$ представлены на рис. 1.

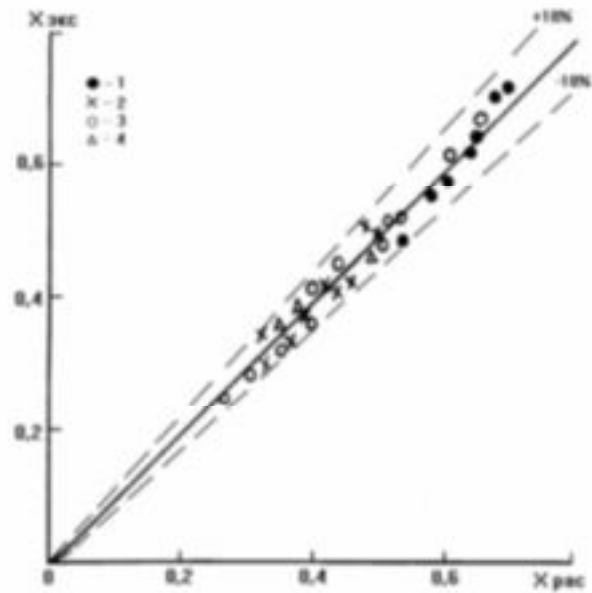


Рис. 1. Сравнение расчетного и экспериментального значений выходного паросодержания:

**1, 3 – $\rho w = 500 \text{ кг/м}^2\text{с}$, 2, 4 – $\rho w = 1000 \text{ кг/м}^2\text{с}$,
1, 2 – $p = 9,8 \text{ МПа}$, 3, 4 – $p = 14,7 \text{ МПа}$.**

Из рис. 1 видно, что отклонение расчетного значения выходного паросодержания от экспериментального не превышает $\pm 10 \%$.

Как показали расчеты, на коэффициент перемешивания существенное влияние оказывают режимные параметры теплоносителя. С увеличением недогрева теплоносителя на входе, массовой скорости и давления K_m увеличивается. В области малых недогревов теплоносителя до температуры насыщения ($\Delta T_{\text{вх}} \leq 30 \text{ }^\circ\text{C}$) – $K_m = 1$. Характер изменения коэффициента перемешивания можно описать следующей зависимостью:

$$K_m = \begin{cases} 1, & \text{для } \Delta T_{\text{вх}} \leq 30 \text{ }^\circ\text{C} \\ 1 + \frac{\rho w}{\rho w_0} \left[0,03 + 0,2 \text{abs} \left(\frac{p}{p_m} - 1 \right) \right] \left(\frac{\Delta T_{\text{вх}}}{\Delta T_{\text{вх}0}} \right)^n, & (4) \end{cases}$$

для $\Delta T_{\text{вх}} > 30 \text{ }^\circ\text{C}$,

где $\Delta T_{\text{вх}0} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho w_0 = 500 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, $p_m = 9,8 \text{ МПа}$, $n = 1,55 - 0,8\text{abs}(p/p_m - 1)$.

Зависимость (4) справедлива для массовых скоростей в диапазоне $500 \dots 1500 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, давлений $6,8 \dots 14,7 \text{ МПа}$, выходного паросодержания

$x_{\text{вых}} > 0,2$. Для расчета критического теплового потока использовались зависимости работы [8] для пучков гладких стержней (5) и стержней с микроорезбрением (6), а также зависимость из работы [11] для пучков гладких стержней.

$$q_{\text{кр}}^{\Gamma} = q_{\text{кр}}^{cd} K_p (\rho w)^{0,25} \left(\frac{D_g}{D_t}\right)^{n^{0,1}} \left[1 - 0,06(\rho w)^{0,5} \left(\frac{D_g}{D_t}\right)^{n^{0,1}} x \right], \quad (5)$$

$$q_{\text{кр}}^{\text{III}} = q_{\text{кр}}^{\Gamma} \left[1 + 65 \cdot 10^{-3} (\rho w)^{0,5} \left(1 - \frac{P}{P_k}\right)^{0,33} n^{0,33} \left(\frac{D_g}{D_t}\right)^{-0,33} \left(\frac{h}{s}\right)^{0,5} L^{0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-x} \right], \quad (6)$$

где $K_p = 0,67 + 0,72/(22,1 - p)$,

$$q_{\text{кр}}^{cd} = 7r \sqrt{a_1 f(p) \rho \rho_2} 10^{-6}, \quad a_1 = \frac{\lambda_1}{\rho_1 C_{p1}}, \quad f(p) = 60 - 2,167(p - 2), \quad \text{для } 2 < p < 18.$$

Здесь давление в МПа, длина канала в мм, критический тепловой поток в $\text{МВт}/\text{м}^2$.

Сравнение результатов расчета критического теплового потока по зависимостям (5) и (6) с экспериментальными данными, полученными в пучках с проволочной навивкой для давлений $9,8 \text{ МПа}$ и $14,7 \text{ МПа}$, представлено на рис. 2, 3.

риментальными данными, полученными в пучках с проволочной навивкой для давлений $9,8 \text{ МПа}$ и $14,7 \text{ МПа}$, представлено на рис. 2, 3.

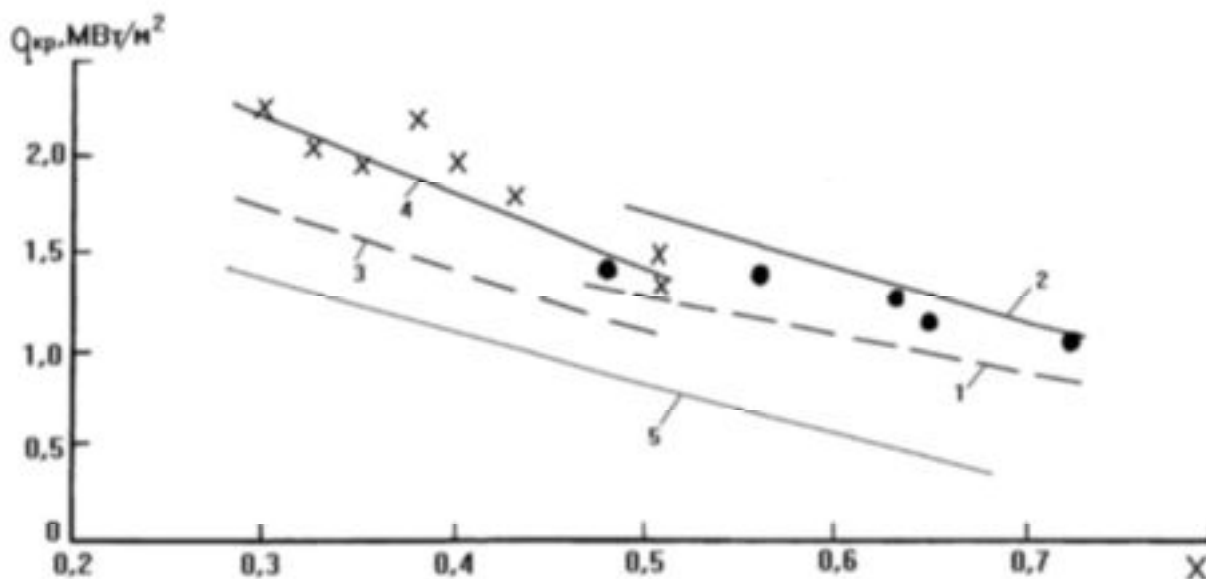


Рис. 2. Зависимость критического теплового потока от паросодержания при давлении 9,8 МПа:

- — $\rho w = 500 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ (эксперимент);
- x — $\rho w = 1000 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$; 1, 2 — расчет по формулам (5), (6) для $\rho w = 500 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$;
- 3, 4 — расчет по формулам (5), (6) для $\rho w = 1000 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$;
- 5 — расчет по формуле для гладких пучков из [11].

Для давления 9,8 МПа (рис. 2) и малых массовых скоростей экспериментальные данные находятся между расчетными зависимостями для гладких (5) и шероховатых пучков, для больших массовых скоростей результаты эксперимента ближе к расчетам по зависимости (6). С увеличением массовой скорости увеличивается эффект интенсификации теплообмена в пучках в результате закрутки потока.

Для давления 14,7 МПа (рис. 3) и при малых массовых скоростях теплоносителя эксперимен-

тальные значения критического теплового потока ниже расчетных значений как для гладких, так и шероховатых пучков. С увеличением массовой скорости экспериментальные значения $q_{кр}$ ближе к расчетным значениям для гладких пучков (5). Что касается расчетов по формуле из работы [11] для критического теплового потока гладких пучков, то в обоих режимах экспериментальные данные существенно выше расчетных значений.

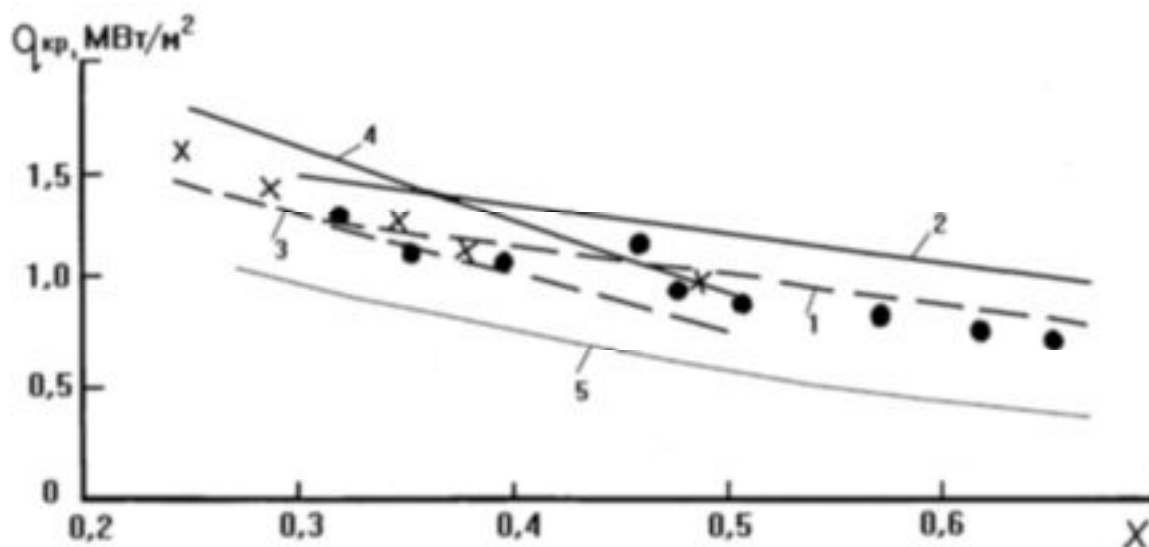


Рис. 3. Зависимость критического теплового потока от паросодержания при давлении 14,7 МПа:

• — $\rho_w = 500 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$ (эксперимент);
 x — $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$; 1, 2 — расчет по формуле (5), (6) для $\rho_w = 500 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$;
 3, 4 — расчет по формулам (5), (6) для $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$;
 5 — расчет по формуле для гладких пучков из [11].

Выводы

1. Закрутка потока в семистержневых пучках с проволочной навивкой не влияет на изменение структуры двухфазного потока в режимах с малым недогревом теплоносителя на входе в канал ($\Delta T_{вх} \leq 30 \text{ }^\circ\text{C}$). С увеличением недогрева закрутка потока способствует более раннему закипанию теплоносителя по сравнению с гладким пучком.

2. Закрутка потока в пучках стержней с проволочной навивкой способствует увеличению крити-

ческого теплового потока в области высоких выходных паросодержаний ($x > 0,2$). С увеличением давления более 9,8 МПа этот эффект уменьшается.

3. Зависимость (6), определяющая $q_{кр}$ в пучках с регулярной шероховатостью, не может быть использована для расчета $q_{кр}$ с закруткой потока, так как дает завышенные результаты по сравнению с экспериментом.

4. Трудность в оценке степени повышения $q_{кр}$ в пучках с закруткой потока возникает при сравнении результатов эксперимента с расчетными значе-

ниями $q_{кр}$ для гладких пучков, так как расчетные значения $q_{кр}$ по разным зависимостям существенно отличаются. Для надежной оценки степени повышения $q_{кр}$ в результате закрутки потока нужно сравнивать экспериментальные значения $q_{кр}$ для пучков гладких стержней и пучков стержней с закруткой потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллов П.Л. Новое о методах интенсификации теплообмена поверхности с кипящей водой / Атомная техника за рубежом. – 2005. – №10. – С. 3–7.
2. Дрейцер Г.А. Проблемы создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика. – 2006. – №4. – С. 31–38.
3. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Влияние интенсификаторов теплообмена на теплогидравлические свойства каналов // Теплофизика высоких температур. – 2007. – Т.45, №6. – С. 925–953.
4. Большаков В.В., Баширов С.М., Кобзарь Л.Л., Морозов А.Г. Экспериментальное исследование кризиса теплоотдачи в каналах с витыми теплообделяющими стержнями // Теплоэнергетика. – 2007. – №5. – С. 50–52.
5. Баширов С.М., Большаков В.В., Кобзарь Л.Л., Морозов А.Г. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления и критических тепловых потоков в моделях ТВС реактора ВВЭР-Т / Материалы конф. «Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР». Подольск. – 2007.
6. Чесна Б. Экспериментальное и теоретическое исследование коэффициента перемешивания продольно обтекаемого пучка с проволочной навивкой // Energetika. – 1999. – №2. – С. 3–12.
7. Ковецкая М.М., Лаврик В.М., Богорош А.Т. Особенности определения момента осушения теплоотдающей поверхности в аварийных режимах с потерей теплоносителя // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т.29, №7. – С. 64–68.
8. Толубинский В.И., Домашев Е.Д., Годунов В.Ф. Повышение кризисных характеристик с помощью искусственной шероховатости на обогреваемых и необогреваемых поверхностях парогенерирующих каналов / Сб. Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика. – Л.: Наука. – 1987. – С. 213–232.
9. Ковецкая М.М., Лаврик В.М., Скицко А.И. Исследование условий возникновения кризиса теплообмена в каналах с пучками стержней в нестационарных режимах // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №4 – С. 61–67.
10. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи 2 / Под. Ред. Жукаускаса А.А., Калинина Э.К. Вильнюс: Мокслас. – 1988. – 188 с.
11. Смолин В.Н., Поляков В.К. Критический тепловой поток при продольном обтекании пучка стержней // Теплоэнергетика. – 1967. – №4. – С. 54–58.

Получено 24.04.2009 г.