

расширенным воспроизводством топлива и использованием ориентировочно с 2030 г.;

для обеспечения гарантий безопасности ядерной энергетики следует выработать и внедрить в практику нашей страны международные критерии защиты от внешних воздействий и стихийных бедствий, а также систему мер управления запроектными и тяжелыми авариями. Применительно к дальнейшему развитию ядерной энергетики и созданию новых поколений ядерных установок необходимо реализовать задачу максимального уменьшения их исходной опасности путем внутренней самозащищенности с последовательным осуществлением глубоко-эшелонированной защиты; инновационный характер ядерной энергетики требует целенаправленной поддержки государства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ядерная энергия:** экспертные оценки развития. Курчатовский институт 1949—2008 годы. М.: ИздАт, 2008. 216 с.
2. **Энергетическая** стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства РФ от 13.11.2009 г.
3. **Nuclear Energy Development in the 21st Century: Global Scenarios and Regional Trends.** Vienna: IAEA, Nuclear Energy Ser. NP-T-1.8, 2010.
4. **Uranium 2009: Resources, Production and Demand.** A Joint Report by OECD NEA and the IAEA, 2010, № 6891.
5. **Велихов Е.П., Гагаринский А.Ю., Субботин С.А., Цибульский В.Ф.** Энергетика в экономике XXI века. М.: ИздАт, 2010.

Поступила в Редакцию 7.04.11

УДК 621.039.546:536.24

ПРИМЕНЕНИЕ CFD-КОДА К РАСЧЕТУ ТЕПЛООБМЕНА В РЕАКТОРЕ СО СВЕРХКРИТИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Смирнов В.П., Папандин М.В., Лонинов А.Я., Ванюкова Г.В., Афонин С.Ю. (ОАО «НИКИЭТ», г. Москва)

Повышенный интерес к реакторам со сверхкритическими параметрами вызван стремлением увеличить коэффициент полезного действия. Одним из вариантов этого направления является техническая проработка канального реактора типа CANDU-X [1]. Канал этого реактора представляет собой 43-твэльную сборку — восемь твэлов наружным диаметром 13,5 мм и 35 твэлов диаметром 10,5 мм, образующих центральную группу и два внешних ряда соответственно. ТВС заключена в канальную трубу внутренним диаметром 102 мм. Обогреваемая длина канала составляет 5,77 м. В сборке используются дистанционирующие решетки.

Традиционные методы теплогидравлического расчета основаны на представлении активной зоны реактора как системы параллельных каналов (канальный метод). В поперечном сечении каналов теплогидравлические характеристики при расчете усредняются, что требует замыкающих зависимостей для коэффициентов гидравлического трения, теплоотдачи, поправочных коэффициентов, связывающих параметры наиболее теплонапряженных ячеек и твэлов в канале со средними по сечению режимными и геометрическими пара-

метрами. Развитие канальных методов теплогидравлического расчета стержневых сборок позволяет получить пространственное распределение характеристик. Однако проблема замыкающих зависимостей по-прежнему остается, но уже на уровне ячеек между твэлами.

Из-за отсутствия экспериментов со стержневыми сборками рекомендуется в первом приближении использовать зависимости, полученные для труб [1]. Однако сильное изменение теплофизических свойств теплоносителя, различная геометрия ячеек, неравномерность энерговыделения по длине и в поперечном сечении канала, наличие дистанционирующих решеток вызывают более сложное протекание процессов теплообмена в сборках по сравнению с трубами.

В настоящей работе с помощью трехмерных теплогидравлических расчетов с применением кода FLUENT (США) на примере канала типа CANDU-X исследованы особенности теплообмена в стержневой сборке, охлаждаемой водой со сверхкритическими параметрами. Поскольку нам неизвестны особенности конструкции дистанционирующих решеток в канале CANDU-X, то расчеты выполнены без их моделирования.

Предварительно был протестирован код FLUENT на восьми экспериментах при подъемном течении воды в вертикальной трубе внутренним диаметром 10 мм, толщиной стенки 2 мм, обогреваемой длиной 4 м, давлении 24 МПа в диапазоне массовой скорости $w = 500\text{—}1500 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ [2]. Расчеты выполнены для трех моделей турбулентности: стандартная $k\text{—}\varepsilon$ -модель с пристеночной функцией, низкорейнольдсовая $k\text{—}\varepsilon$ -модель, низкорейнольдсовая модель SST (Shear Stress Transport) — разновидность $k\text{—}\omega$ -модели. Расчеты выполняли при постоянной плотности теплового потока q на внутренней поверхности трубы в осесимметричной (двумерной) постановке. На входе в трубу задавали постоянную скорость, температуру, давление и низкую турбулентность — 3% квадрата средней скорости потока, на выходе — «мягкие» условия (производные искомых функций, равные 0).

Сходимость численного решения проверяли для низкорейнольдсовых моделей на сетках размером 40×200 , 80×400 , 160×800 и модели с пристеночной функцией 20×100 , 40×200 , 80×400 . По нормали к стенке использовали неравномерную разностную сетку со сгущением возле нее по закону геометрической прогрессии. По длине трубы сетка была равномерной. Для сеток со средним числом узлов была получена сходимость численного решения в пределах $1\text{—}2^\circ\text{C}$ при температурном напоре стенка—жидкость $50\text{—}100^\circ\text{C}$. Точность численного решения контролировали соблюдением условия

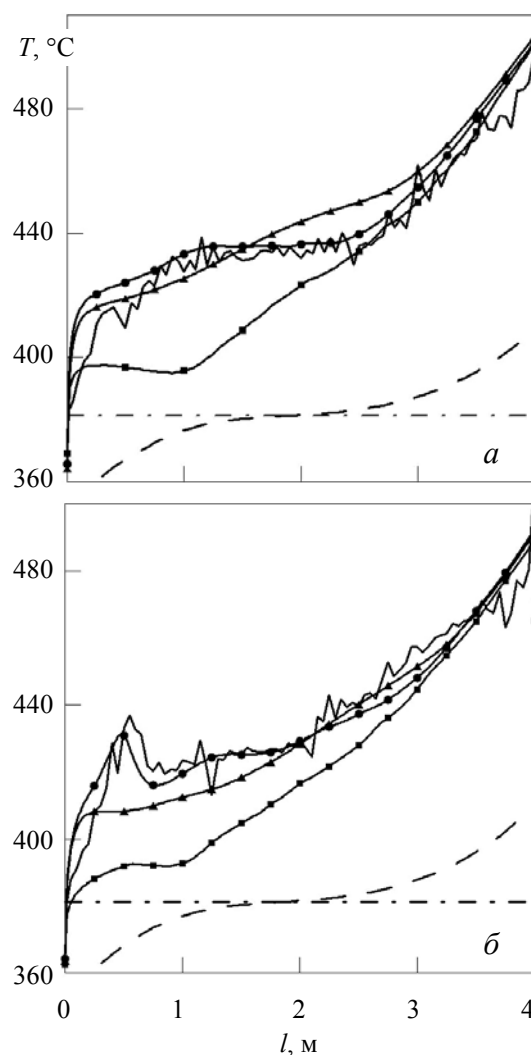
$$|(\Phi_i - \Phi_{i-1}) / \Phi_{i-1}| < \varepsilon,$$

где Φ_i — искомая функция на i -й итерации в произвольном узле сетки; ε — параметр сходимости итераций.

Расчеты показали, что общепринятые параметры сходимости $\varepsilon = 10^{-3}$ для теплообмена вблизи псевдокритической температуры не обеспечивают сходимость численного решения. Было показано, что параметр сходимости итераций должен быть менее 10^{-4} . В качестве иллюстрации на рис. 1 показано распределение температуры стенки по длине для двух экспериментов в условиях нормального и ухудшенного теплообмена соответственно [2]. Для режима с нормальным теплообменом (см. рис. 1, а) результаты расчета с применением низкорейнольдсовых моделей турбулентности хорошо согласуются с экспериментом (отличие не более 5°C). При этом относи-

тельное расстояние центра пристеночного контрольного объема Δy^+ не превышает $0,05\text{—}0,1$. Стандартная $k\text{—}\varepsilon$ -модель с пристеночной функцией в области псевдокритической температуры занижает температуру стенки по сравнению с экспериментом на $15\text{—}20^\circ\text{C}$. В области ухудшенного теплообмена (см. рис. 1, б) только $k\text{—}\omega$ -модель описывает всплеск температуры стенки, вызванный снижением коэффициента теплоотдачи. Поэтому эту модель использовали в трехмерных расчетах канала типа CANDU-X.

Расчеты теплообмена в трубе позволили оценить необходимое число контрольных объемов N : осесимметричная задача $80\times 400 = 3,2\cdot 10^4$, регулярная ячейка $80\times 400\times 20 = 6,4\cdot 10^5$, канал



Р и с. 1. Температура внутренней поверхности стенки, рассчитанная по модели $k\text{—}\omega$ (●), $k\text{—}\varepsilon$ (низкорейнольдсовая) (■), $k\text{—}\varepsilon$ (с пристеночной функцией) (▲), экспериментальная (—), температура теплоносителя (---), псевдокритическая температура (- · -) при $w = 1002 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$, $P_{\text{вх}} = 23,95 \text{ МПа}$, $T_{\text{вх}} = 350^\circ\text{C}$, $q = 681 \text{ кВт}/\text{м}^2$ (а), $500 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$, $24,156 \text{ МПа}$, 352°C , $340 \text{ кВт}/\text{м}^2$ (б)

CANDU-X $80 \times 400 \times 20 \times 70 = 4,48 \cdot 10^6$.

Оценки выполнены для неравномерной по нормали к стенке разностной сетки, позволяющей описывать характеристики течения в ламинарном подслое, что имеет принципиальное значение при сильном изменении теплофизических свойств теплоносителя. Моделирование дистанционирующих решеток увеличит суммарное число контрольных объемов как минимум в 10 раз. Следовательно, трехмерный расчет даже малостержневой сборки, какой является канал CANDU-X, потребует мощных суперкомпьютеров.

В настоящей работе анализ теплообмена ограничен трехмерным расчетом семи характерных ячеек канала типа CANDU-X при условии их теплогидравлической изолированности (рис. 2).

Дополнительно были выполнены теплогидравлические расчеты:

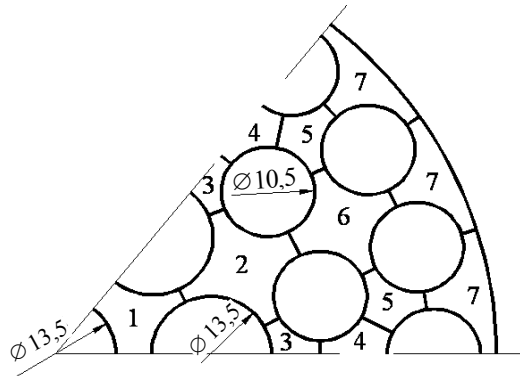
двух соседних ячеек для определения характера и масштаба гидродинамического теплового взаимодействия;

сопряженной задачи теплопроводности и конвективного теплообмена в наиболее тесной ячейке № 1, иллюстрирующей роль теплопроводности в твэлах;

треугольной (относительный шаг $s/d = 1,15, 1,3$) и квадратной ($s/d = 1,15, 1,3$) регулярных ячеек в целях выяснения влияния относительного шага между твэлами.

Режимные параметры CANDU-X следующие [1]: давление 25 МПа, массовая скорость 860 кг/(м²·с), плотность теплового потока (постоянная по длине и в поперечном сечении) 670 кВт/м².

Расчеты проводили только для входной части горизонтального канала (до $z = 2,886$ м), в пределах которой происходил переход через псевдокритическую температуру. Для рассматриваемых ячеек была выбрана гибридная мультиблочная



Р и с. 2. Семь характерных ячеек канала CANDU-X

разностная сетка, равномерная по длине и сгущающаяся вблизи смоченных поверхностей. Пристеночный шаг по нормали Δy^+ не превышал 0,05—0,1. Суммарное число контрольных объемов для ячейки находилось в диапазоне 343 800—871 800 (рис. 3).

Результаты трехмерных расчетов сравнивали с расчетами в каждой ячейке с помощью кода ПУЧОК БМ [3], в котором использовали следующие замыкающие зависимости:

коэффициент трения [4]

$$\xi = \xi_0 (\rho_w / \rho_b)^{0,4} \psi_\xi,$$

где $\xi_0 = (0,7913 \ln(Re_b) - 1,64)^{-2}$ — коэффициент гидравлического сопротивления; ρ_w — плотность теплоносителя на стенке, кг/м³; ρ_b — плотность теплоносителя при среднемассовой температуре, кг/м³; Re_b — число Рейнольдса при среднемассовой температуре теплоносителя; ψ_ξ — фактор формы [4]; число Нуссельта [5]

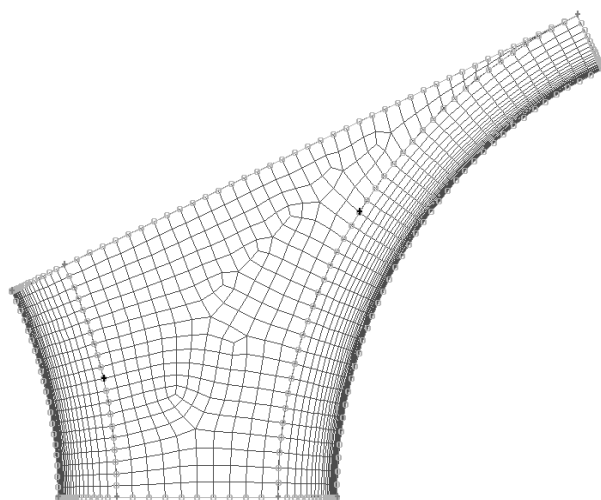
$$Nu = 0,00459 Re_w^{0,923} Pr_w^{0,613} (\rho_w / \rho_b)^{0,231} \psi_{Nu},$$

где Re_w , Pr_w — число Рейнольдса и Прандтля на стенке соответственно; $\psi_{Nu} = 1,13(s/d) - 0,26$ (для треугольных ячеек); s — расстояние между твэлами в пучке, м; d — диаметр твэлов, м; коэффициент перемешивания [6]

$$\beta^m = \beta^q = (d_{h,kn} / \Delta_{kn}) 0,0062 Re_{kn}^{-0,1},$$

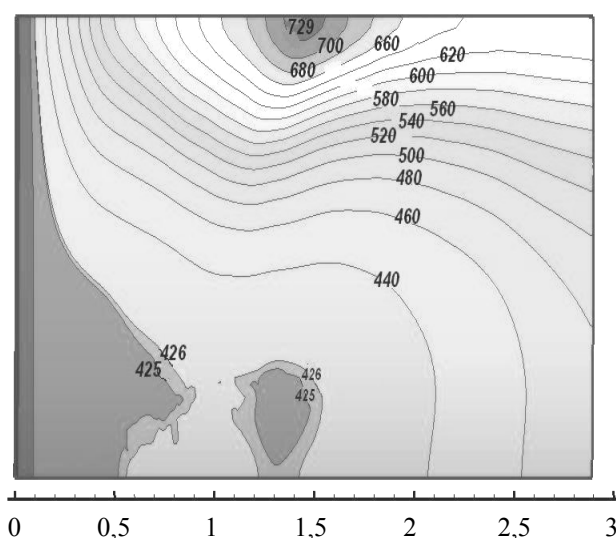
где $d_{h,kn}$ — средний гидравлический диаметр двух соседних ячеек; Δ_{kn} — зазор между ячейками; Re_{kn} — число Рейнольдса в двух соседних ячейках.

В табл. 1 видно, что во всех ячейках, кроме ячейки 4 с относительным шагом между твэлами



Р и с. 3. Разностная сетка в поперечном сечении ячейки 1

$s/d \geq 1,29$, наблюдаются значительные азимутальные неравномерности температуры поверхности твэлов $\Delta T_{\phi, \max}$, составляющие один и более температурных напоров стенка—жидкость. Согласно



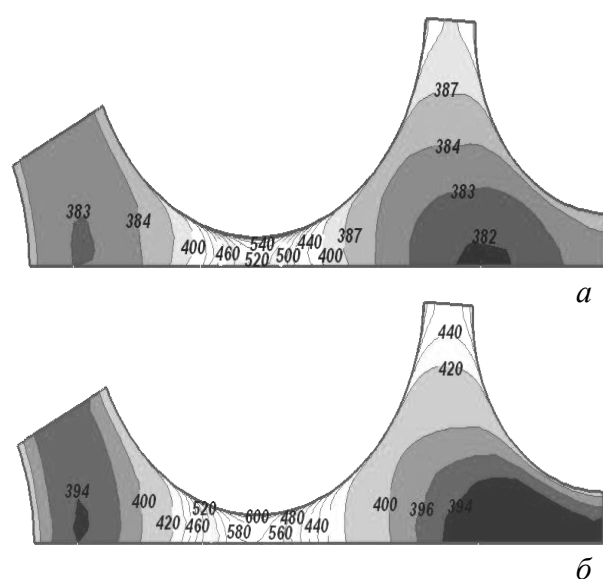
Р и с. 4. Распределение температуры поверхности твэла первого ряда в ячейке 1 (развертка в осевом и азимутальном направлениях)

трехмерному расчету максимальную температуру имеет поверхность твэла в ячейке 1, согласно каналному — в ячейке 3. Следует также отметить, что максимальная температура, рассчитанная по двум разным методикам, в ячейке 3 совпадает. В среднем расчетная максимальная температура поверхности твэла по каналной методике в сравнении с трехмерной ниже.

На рис. 4 показано распределение температуры в виде изолиний по поверхности твэла первого ряда, граничащего с наиболее тесной ячейкой 1 ($s/d = 1,12$). Установлено, что температура по поверхности меняется в диапазоне от 425 до 729 °С. В поперечном сечении $z = 1,443$ м она достигает максимума ($T = 729$ °С), азимутальная неравно-

мерность температуры твэла составляет 306 °С.

На рис. 5 в указанном поперечном сечении температура теплоносителя составляет 385—580 °С. Среднемассовая температура теплоносителя в ячейке 1 близка к псевдокритической $T = 384,9$ °С, температура в узком зазоре, а также поверхности твэла значительно выше. Если в трубе ухудшенный теплообмен связан с подавлением турбулентности вблизи стенки и снижением коэффициента теплоотдачи, то в тесной ячейке пучка всплеск температуры поверхности твэла обусловлен перегревом теплоносителя в области узкого зазора.



Р и с. 6. Распределение температуры теплоносителя в сечении $z = 1,5$ м (а) и 2,886 м (б) от входа (необогреваемый центральный твэл)

Таблица 1. Максимальная температура поверхности твэла $T_{\max}$, ее азимутальная неравномерность $\Delta T_{\phi, \max}$, максимальная температура поверхности твэла $T_{\max}^{\text{яч}}$, определенная по каналной методике, °С

Параметр	Номер ячейки						
	1	2	3	4	5	6	7
$T_{\max}$	729	688	572	494	572	664	523
$T_{\max}^{\text{яч}}$	510	505	572	469	544	500	456
$\Delta T_{\phi, \max}$	306	161	84	28	137	142	100

На рис. 6 видно, что в узком пространстве между соседними ячейками есть область, в которой наблюдается всплеск температуры теплоносителя. В зависимости от того, где расположен максимум температуры: слева, справа или в центре узкого зазора, тепловой поток между ячейками будет направлен вправо, влево или равен нулю. В любом случае тепловой поток между ячейками напрямую не будет связан с разностью средней температуры в ячейках. В этой ситуации в рамках канального расчета ТВС можно либо вообще не

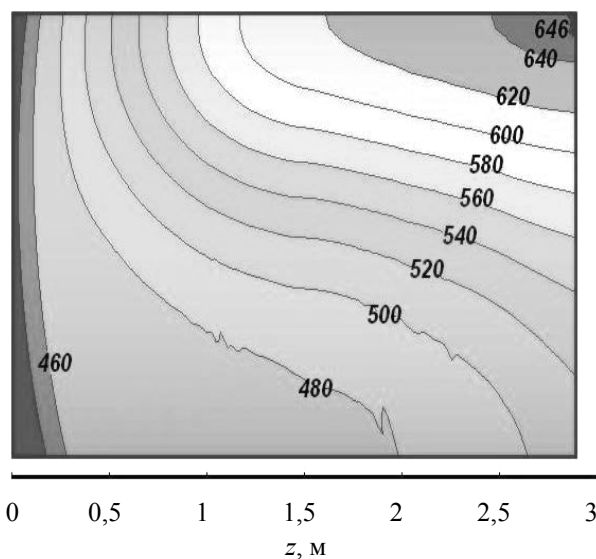
учитывать тепловой диффузионный обмен между ячейками, либо попытаться разработать методику, учитывающую смещение области с повышенной температурой теплоносителя.

На рис. 7 показано в виде изолиний распределение температуры, полученное в результате решения сопряженной задачи теплопроводности в твэле и конвективного теплообмена в ячейке 1. Сопоставление с аналогичным распределением на рис. 4, полученным при условии $q = \text{const}$, показало, что максимальная температура поверхности твэла снизилась на 77°C , положение максимума температуры твэла переместилось к выходу из расчетной области, максимальная азимутальная неравномерность температуры оболочки твэла снизилась почти вдвое (на 143°C). Несмотря на заметное снижение, азимутальная неравномерность температуры по-прежнему остается недопустимо большой.

Дополнительно к трехмерным расчетам семи нерегулярных ячеек канала типа CANDU-X проведены расчеты для регулярных ячеек в целях выяснения влияния относительного шага между твэлами. Режимные параметры и длина ячейки были приняты такими же, как в ячейке 1 канала типа CANDU-X.

В табл. 2 сопоставлена максимальная температура наружной поверхности твэла, рассчитанная по трехмерной и канальной методике. Максимальная температура T_{max} получена увеличением средней T_{max} на половину азимутальной неравномерности $\Delta T_{\phi, \text{max}}$, определенной в трехмерных расчетах. При расчете по канальной методике максимальная температура T_{max} треугольной ячейки примерно на 20% выше по сравнению с трехмерными расчетами. Для квадратной ячейки ситуация обратная. Отсюда следует, что целесообразно применять итерационный подход к теплогидравлическому расчету активной зоны с использованием трехмерных расчетов для уточнения замыкающих зависимостей в поканальной методике.

В стержневых сборках с тесной упаковкой ($s/d \leq 1,15$), которые рассматриваются в проектах быстрых реакторов со сверхкритическими параметрами, возможна большая азимутальная неравномерность температуры оболочки твэлов. В рам-



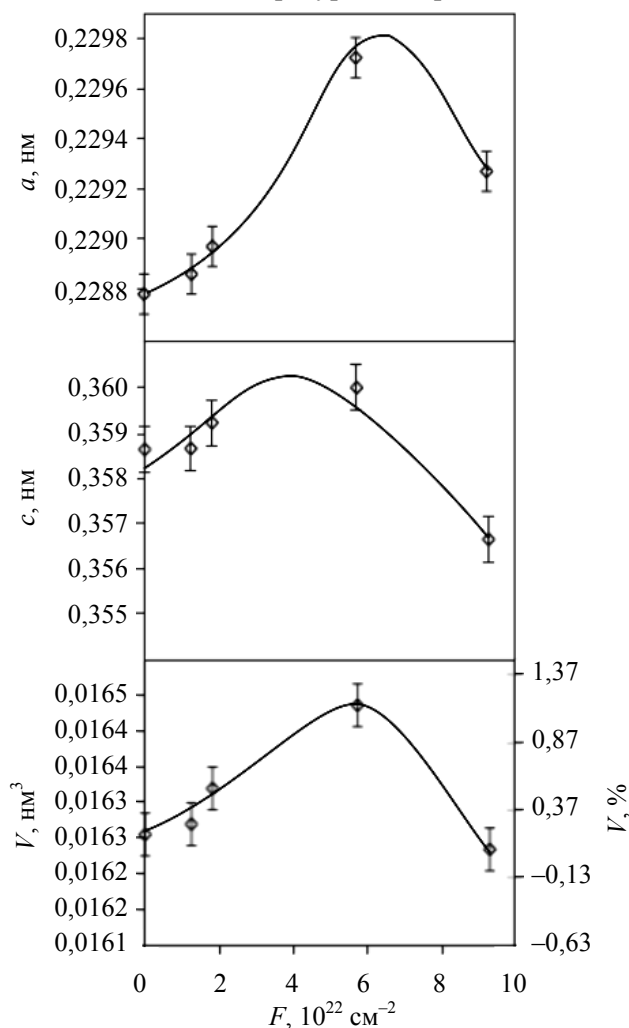
Р и с. 7. Распределение температуры наружной поверхности твэла первого ряда, граничащего с наиболее тесной ячейкой 1 (развертка в осевом и азимутальном направлениях)

ках проектов легководного и быстрого реакторов со сверхкритическими параметрами были выполнены трехмерные теплогидравлические расчеты в регулярных треугольной и квадратной ячейках с параметрами, близкими для CANDU-X [7]. Согласно расчетам температура наружной оболочки твэла составила 750°C , азимутальная неравномерность — 330°C [7]. Для ее снижения рекомендовано использовать вытеснитель между твэлами. На наш взгляд, более эффективным способом снижения азимутальной неравномерности и температуры оболочки твэла является применение витого оребрения или проволоочной навивки.

Т а б л и ц а 2. Результаты трехмерных и канальных расчетов для треугольной и квадратной ячеек

Тип ячейки	Методика расчета				
	трехмерная		канальная каждой ячейки		
	$T_{\max},$ °C	$\Delta T_{\phi, \max},$ °C	$T_{\max},$ °C		$T_{\text{в, вых}},$ °C
Треугольная: $s/d = 1,17$ $s/d = 1,3$	546	28	588	574	447
	471	11	489	484	390
Квадратная: $s/d = 1,15$ $s/d = 1,3$	620	160	612	532	402
	490	46	475	452	386

Как отмечалось, в тесных ячейках значительное повышение температуры поверхности ТВЭЛОВ



Р и с. 2. Зависимость параметров элементарной ячейки сборки от флюенса нейтронов

в узких зазорах опережает рост температуры теплоносителя из-за появления ухудшенного теплообмена. Расчеты для регулярных ячеек ($s/d = 1,3$) показали, что для принятых в CANDU-X параметров $q = 670 \text{ кВт/м}^2$, $\rho u = 860 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ ухудшенный теплообмен не наблюдается. Тенденция к его появлению отмечалась только при $q = 1200 \text{ кВт/м}^2$. Пороговое значение $q/\rho u$, при котором наступает ухудшенный теплообмен, в пучках стержней может значительно отличаться от трубы.

Результаты трехмерных теплогидравлических расчетов как изолированных, так и взаимодействующих ячеек пучка стержней показали, что при сверхкритических параметрах в области псевдокритической температуры теплоносителя процессы теплообмена в тесных ячейках сборок и трубах существенно отличаются. Для подтверждения или опровержения результатов расчета необходимы эксперименты на стержневых сборках со сверхкритическими параметрами, в частности, проверка эффективности различных перемешивающих поток устройств: витого оребрения, дистанционирующих решеток. В расчетном плане представляет интерес разработка моделей турбулентности, включающих в себя корреляции пульсаций плотности и скорости, которые обычно не учитываются при умеренном изменении теплофизических свойств теплоносителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Piolo I., Duffy R.** Literature Survey of Heat Transfer and Hydraulic Resistance of Water, Carbon Dioxide, Helium and Near-Critical Pressures. Chalk River Laboratories, Ontario KOJ170, 2003.
2. **Кириллов П.Л., Ложкин В.В., Смирнов В.В.** Исследования границ ухудшенных режимов теплообмена при сверхкритических давлениях: Препринт ФЭИ-2988, 2003.
3. **Монгалеева Г.С., Мирнов Ю.В.** Теплогидравлический расчет многостержневых тепловыделяющих сборок, охлаждаемых однофазным теплоносителем. — Атомная энергия, 1980, т. 48, вып. 5, с. 303—308.
4. **Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.** Справочник по теплогидравлическим расчетам. М.: Энергоатомиздат, 1990.
5. **Swenson H., Carver J., Karakava C.** Heat transfer to supercritical water in smooth-bore tubes. — Trans. ASME J., Ser C, 1965, № 2, p. 477—484.
6. **Rowe D.** A mechanical for transient mixing between rod bundle sub channels. — Ibid., 1969, v. 12, № 2, p. 805—807.
7. **Ishiwatsri Y., Liu I., Oka Y., Yoo I.** Numerical investigation of heat transfer in upward flow of supercritical water in circular tubes and tight fuel rod bundles. — Nucl. Engng Design, 2007, v. 234, p. 420—430.

Поступила в Редакцию 6.06.11