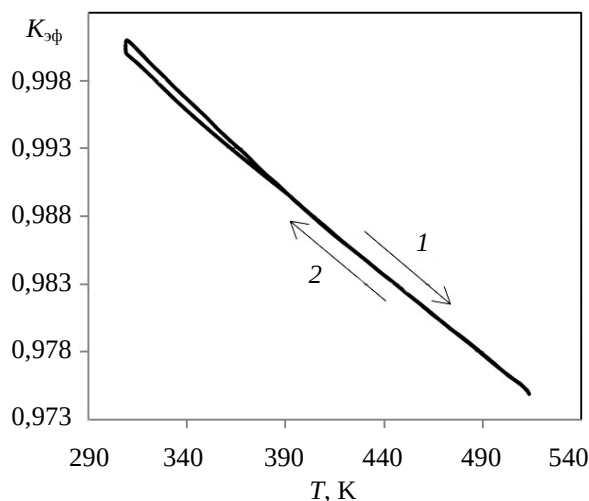




Р и с. 8. Зависимость эффективного коэффициента размножения нейтронов от температуры на расстоянии 82 см от центра и на глубине 193 см при нагреве (1) и остывании (2) стенда АСТРА

графитовых блоков внешнего отражателя, прилегающий к теплоизоляции, прогреется раньше, чем следующий за ним. Причем именно первый ряд вносит определяющий вклад в реактивность, обусловленную прогревом внешнего отражателя. Он превышает вклад остальных рядов внешнего отражателя в 5 раз.

Интерес также представляет точка, в которой площадь, описанная кривой, является минимальной. Расчеты показали, что такая точка на стенде АСТРА расположена на расстоянии 82 см от центра, на глубине 193 см (рис. 8). Можно предположить, что данная зона подходит для однозначного определения эффективного коэффициента размножения нейтронов по известной температуре при соответствующих калибровочных измерениях положения органов СУЗ по высоте в диапазоне выше 380 К. В интервале температуры до 380 К ожидаемая по-

грешность определения критического состояния не превышает $0,17 \beta_{\text{эф}}$.

Отличие реактивности при одной и той же температуре зон свидетельствует о его разном вкладе в общий температурный эффект. Этот вклад можно учитывать при измерении температурного эффекта реактивности и его составляющих в ходе нагрева (остывания) критической сборки стенда АСТРА. Наличие зависимостей типа петель реактивности следует принимать во внимание при составлении рабочей программы экспериментов.

Авторы статьи приносят благодарность А.Л. Баланину за предоставленное описание модернизируемого стенда АСТРА, Г.В. Компаниецу и С.Б. Данелия за ценные критические замечания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бояринов В.Ф., Глушков Е.С., Компаниец Г.В. и др. Расчетное моделирование экспериментов на критическом стенде АСТРА по изучению физических особенностей ВТГР с кольцевой активной зоной. — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика и техника ядерных реакторов, 2006, вып. 1, с. 120—128.
2. Пономарев-Степной Н.Н., Глушков Е.С., Глушков А.Е. и др. Исследование возможности проведения экспериментов на модернизированном критическом стенде АСТРА при нагреве. — Там же, 2009, вып. 2, с. 100—110.
3. Гольцев А.О. СТАРТ4 — программа комплексного расчета ядерного реактора произвольного состава в R—Z-геометрии. — В сб.: Интегрированные математические модели и программы. М., МИФИ, 1998, с. 321—325.
4. Ярославцева Л.Н. Комплекс программ JARB для расчета нейтронно-физических характеристик ядерных реакторов. — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика и техника ядерных реакторов, 1983, вып. 8(37), с. 41—43.

Поступила в Редакцию 9.04.15

УДК 536.24.08

АНАЛИЗ СООТНОШЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА НОРМАЛЬНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ К ПОТОКУ ВОДЫ СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТРУБАХ

Деев В.И., Рачков В.И., Харитонов В.С. (НИЯУ МИФИ, г. Москва),
Чуркин А.Н. (АО ОКБ «Гидропресс», г. Подольск)

Среди разрабатываемых в настоящее время концептуальных проектов перспективных реакторных установок особое место занимают ядерные реакторы, охлаждаемые водой сверхкритического давления [1].

Одна из ключевых проблем, которую необходимо решить при создании реакторов с водой сверхкритического давления, — обеспечение приемлемой температуры оболочек твэлов при нормальной эксплуатации, в переходных режи-

мах и проектных авариях. В связи с этим возникает важная в практическом отношении задача — выбор соотношения, на основе которого можно надежно предсказать коэффициент теплоотдачи к воде в активной зоне реактора.

Основная трудность при описании теплоотдачи связана с тем, что при сверхкритическом давлении теплофизические свойства теплообменной среды значительно и своеобразно изменяются с температурой и давлением [2]. Эта особенность свойств теплоносителя приводит к тому, что наряду с режимами нормального теплообмена при определенных условиях могут возникать режимы ухудшенной, а иногда и улучшенной теплоотдачи. Режимы ухудшенного теплообмена представляют опасность для теплоотдающих поверхностей работающей конструкции. Во избежание значительного повышения температуры оболочек твэлов возникновение таких режимов в активной зоне реактора должно быть исключено. Таким образом, параметры установки, схема циркуляции теплоносителя, а также конструкция активной зоны реактора с водой сверхкритического давления должны выбираться с таким расчетом, чтобы твэлы охлаждались в режимах нормального теплообмена. Для определения границ таких режимов в настоящее время применяются специальные методики и критерии. После выбора режимных и конструктивных параметров реакторной установки возникает задача использования для расчета теплоотдачи наиболее подходящего критерияльного уравнения.

В настоящее время известно свыше десятка уравнений, которые рекомендуются для расчета нормальной теплоотдачи к вынужденному потоку воды сверхкритических параметров [3]. Вследствие трудности теоретического анализа переноса тепла вблизи критической точки большинство подходов к выработке расчетных уравнений носит эмпирический характер. На основе таких подходов уравнения, описывающие закономерности теплообмена, выводятся путем обобщения наибольшего числа экспериментальных данных.

В настоящее время имеется много опытных данных о теплоотдаче к воде сверхкритического давления, движущейся в круглых трубах. Ранние эксперименты с трубами были выполнены в связи с разработкой котлов со сверхкритическими параметрами пара. После получения необ-

ходимых данных такие работы были прекращены из-за их дороговизны и большой трудоемкости. Однако в последнее время интерес к подобным исследованиям возрос в связи с обоснованием концепций реакторных установок с водой сверхкритического давления. Задачей современного этапа исследований является изучение теплообмена при движении воды в каналах не только простой геометрической формы (круглых трубах), но и сложной, например, в кольцевых щелях, зазорах между твэлами в ТВС и др. Экспериментальных данных о теплообмене в сборках, моделирующих ТВС ядерных реакторов, мало, работы в этом направлении находятся на начальной стадии. Тем не менее предварительные опытные данные [4] для четырехтрубных (2×2) пучков с кожухами квадратного поперечного сечения показывают, что теплоотдача в ячейках пучка при сопоставимых параметрах выше и более стабильна по сравнению с движением воды внутри труб и в кольцевых каналах.

Таким образом, основным и пока единственным материалом, путем обобщения которого в настоящее время разрабатываются расчетные соотношения для описания теплоотдачи при вынужденном движении воды сверхкритического давления, остаются экспериментальные данные, полученные для круглых труб. При этом, по видимому, можно полагать, что расчет по таким формулам режимов нормального теплообмена должен обеспечивать некоторый температурный запас в теплоотдающей стенке.

Известно несколько работ, в которых оценивались различные расчетные зависимости для нормальной теплоотдачи к воде сверхкритического давления в вертикальных круглых трубах. В работе [5] коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по 12 формулам, были сопоставлены с более чем 24 тыс. экспериментальных точек, полученных до 2006 г. включительно. Как показал анализ расхождений расчетных и экспериментальных данных в различных состояниях воды (жидком, газоподобном, вблизи критической или псевдокритической температуры), опытные данные наиболее удовлетворительно описывает уравнение [6] — относительное среднеарифметическое отклонение изменялось от $-0,09$ до $-0,01$, среднеквадратичное — от $0,17$ до $0,26$.

Авторы настоящей статьи провели оценку разработанных в последние годы обобщенных зависимостей на основе сопоставления расчета как с ранее известными [7—22], так и с новыми опытными данными [23—26]. В последние 5—6 лет для расчета нормальной теплоотдачи к воде сверхкритического давления, движущейся в вертикальных круглых трубах, в работах [6, 27—31] было предложено шесть новых уравнений. Из них для анализа выбрали четыре: [6], [27], [30] и [31]. Интерес к последним двум уравнениям вызван, в частности, тем, что результаты [30, 31] в докладе [5] не рассматривались.

Расчетная зависимость [6] для воды сверхкритического давления

$$Nu_{ж} = 0,0061 Re_{ж}^{0,904} Pr_{ж}^{-0,684} (\rho_c / \rho_{ж})^{0,564} \quad (1)$$

была установлена, в основном, на базе экспериментов [23]. Дополнительно в обработку были вовлечены экспериментальные данные некоторых других источников. В целом расхождение опытных и рассчитанных по предложенной зависимости коэффициентов теплоотдачи составило $\pm 25\%$, температуры теплоотдающей стенки $\pm 15\%$.

Особенность системы уравнений [27]

$$Nu_{ж} = 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{1/3} F(\pi_A), \quad F = \min(F_1, F_2), \quad (2)$$

где $F_1 = 0,85 + 0,776(\pi_A \cdot 10^3)^{2,4}$, $F_2 = 0,48/(\pi_{Am} \cdot 10^3)^{1,55} + 1,21(1 - \pi_A/\pi_{Am})$, состоит в том, что для определения теплоотдачи не требуется знать температуру теплоотдающей стенки. Все необходимые для расчета местного коэффициента теплоотдачи свойства теплоносителя определяются при среднемассовой температуре воды в заданном сечении канала. Поправочная функция $F(\pi_A)$, учитывающая отклонение опытных данных от расчета по уравнению теплоотдачи для постоянных свойств, включает только одну безразмерную величину $\pi_A = \beta_{ж} q / (c_{p,ж} G)$ — параметр ускорения, в котором $\beta_{ж}$ — коэффициент объемного расширения жидкости, π_{Am} определяется при псевдокритической температуре t_m . В [27] для сопоставления расчетной зависимости с экспериментами были привлечены данные шести источников. Относительное среднеарифметическое и среднеквадратичное отклонение всей совокупности опытных данных от расчет-

ных коэффициентов теплоотдачи по уравнению (2) составили $-0,07$ и $0,306$ соответственно.

В работе [30] предложено несколько модификаций обобщенного соотношения для расчета нормальной теплоотдачи к воде сверхкритического давления. В качестве безразмерной характеристики теплоотдачи в них используется число Стантона $St = q / [G(h_c - h_{ж})]$, определяемое по разности энтальпии воды при температуре стенки t_c и среднемассовой температуре жидкости $t_{ж}$. В анализируемом далее варианте расчетное уравнение [30] имеет вид

$$St = \frac{\xi/8}{1 + 900/Re_{ж} + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr_{ж-c}^{-2/3} - 1)}, \quad (3)$$

где коэффициент сопротивления трения $\xi = (1,82 \lg Re_{ж} - 1,64)^{-2} (\rho_c / \rho_{ж})^{1/3} (\mu_c / \mu_{ж})^{1/5}$ содержит две поправки на изменение плотности и вязкости воды по сечению трубы. Здесь число Прандтля $Pr_{ж-c} = \bar{c}_p / (\lambda / \mu)$, где $(\lambda / \mu) =$

$$= \int_{t_{ж}}^{t_c} \lambda / \mu dt / (t_c - t_{ж}), \quad \text{таким образом, при расчетах}$$

по формуле (3) усреднению в интервале температуры t_c , $t_{ж}$ подлежат не только удельная теплоемкость, но и отношение коэффициента теплопроводности к коэффициенту вязкости.

Уравнение [31]

$$Nu_{ж} = 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (\rho_c / \rho_{ж})^{0,25} (\bar{c}_p / c_{p,ж})^n, \quad (4)$$

где $n = 0,4$ при $\bar{c}_p / c_{p,ж} \geq 1$ и $n = 0,6$ при $\bar{c}_p / c_{p,ж} \leq 1$, отличается от формулы (1) тем, что вдали от критической точки, где теплофизические свойства воды изменяются незначительно, оно переходит в известную зависимость Диттуса—Болтера [32] для постоянных свойств. По сравнению с формулами [33], а также [34] методика итерационных расчетов при определении по формуле (4) коэффициента теплоотдачи и температуры теплоотдающей стенки значительно проще.

При оценке соотношений (1)—(4) совокупность рассмотренных экспериментальных данных, относящихся к режимам нормального теплообмена, составила более 4000 опытных точек из 20 работ (табл. 1). В целом эти данные охватывают следующий диапазон геометрических и режимных параметров: внутренний диаметр

Таблица 1. Экспериментальные данные

Опытный участок			Диапазон режимных параметров				Источник, число опытных точек
d , мм	L , м	Направление течения	p , МПа	G , кг/(м ² ·с)	q , кВт/м ²	$h_{ж}$, кДж/кг	
8	1,5	Подъемное	22,6, 23,5, 24,5	323—1500	233—1083	262—2477	[7], 196
2,54, 5,08	0,6, 2, 3		22,9—27,8	662—3600	320—3460	1187—3263	[8], 397
9,42	1,83		22,8, 31	2153	791, 1745	551—2910	[9], 166
20,4	6		26,5	495, 1400	362—930	275—2565	[10], 354
8, 16	1,6, 3,2	Опускное	24,5	354—577	300—580	510—2629	[11], 100
20	1,88, 2	Подъемное	24,5, 26,5, 29,4	328, 342	351—521	263—1122	[12], 162
9,4, 18,5, 24,4	1,83, 2,74		22,8, 24,8, 31	406, 541, 677, 1218	158—1260	391—2546	[13], 248
3	0,75	Подъемное, опускное	25,5	850—1530	395—1810	120—1500	[14], 79
20	6,5—7,5	Подъемное	24,5	1150	669	627—2926	[15], 12
4, 6, 8	0,35—1		22,5	750, 1000	1050—1770	150—2710	[16], 56
7,5	1,5		24,5	1260	233—930	1515—2650	[17], 152
20	3,7	Опускное	26,5	447	480	345—1065	[18], 32
10,4	0,5, 0,75	Подъемное	24,5	380, 650	270—560	443—1710	[19], 168
3,92	0,625		24,5, 39,2	500, 1000	140—826	949—3051	[20], 365
20	3,5	Опускное	24,5	300—1000	270—900	855—2510	[21], 246
25,4, 32,2	2	Подъемное, опускное	25	193—617	175, 250	629—905	[22], 80
10	4	Подъемное	24	1000, 1500	388—884	1449—2709	[23], 867
9,5	0,6	Подъемное, опускное	23,5	509, 248	101—515	437—905	[24], 62
6	3	Подъемное	23, 24, 25	649—1207	600—860	1225—2765	[25], 97
7,6	2,64		23, 25, 26	448—1215	189—1150	1231—2653	[26], 395

труб $d = 2,5—32$ мм, давление воды $p = 22,5—39,2$ МПа, массовая скорость движения и энтальпия потока жидкости $G = 193—3600$ кг/(м²·с), $h_{ж} = 120—3263$ кДж/кг соответственно, плотность теплового потока на стенке трубы $q = 101—3460$ кВт/м².

Табл. 2 иллюстрирует относительные среднеарифметическое и среднеквадратичное отклонения коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных по формулам (1)—(4), от опытных данных. При вычислении поправок, учитывающих влияние изменения теплофизических свойств воды на коэффициент теплоотдачи, принималась температура стенки, определенная из нелинейного уравнения с помощью итераций. Относительное отклонение рассчитывали по формулам $\sigma_a =$

$$= \sum_{i=1}^N (x_i - 1)/N, \quad \sigma_{кв} = \sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - 1)^2 / (N - 1)}, \text{ где } N —$$

число данных, подвергнутых статистической обработке; $x = \alpha_p/\alpha_s$ — отношение расчетного

коэффициента теплоотдачи к экспериментальному.

Из табл. 2 следует, что со всем массивом экспериментальных результатов наилучшее согласование имеет формула (4). Удовлетворительное описание теплоотдачи в области сверхкритических параметров воды можно получить также по формулам (2), (3). Первая из них в целом занижает коэффициенты теплоотдачи, вторая, наоборот, завышает. Среднеквадратичное отклонение расчетов по формулам (2)—(4) примерно одинаковое и связано в основном с большим разбросом экспериментальных данных из-за различий в методиках и погрешностей измерений. Значительное занижение коэффициентов теплоотдачи отмечается при расчетах по соотношению (1).

В водоохлаждаемых реакторах, в том числе с водой сверхкритического давления температура оболочек твэлов является одним из главных параметров, который ограничивает тепловую

Т а б л и ц а 2. Отклонение результатов расчета по формулам от экспериментальных данных

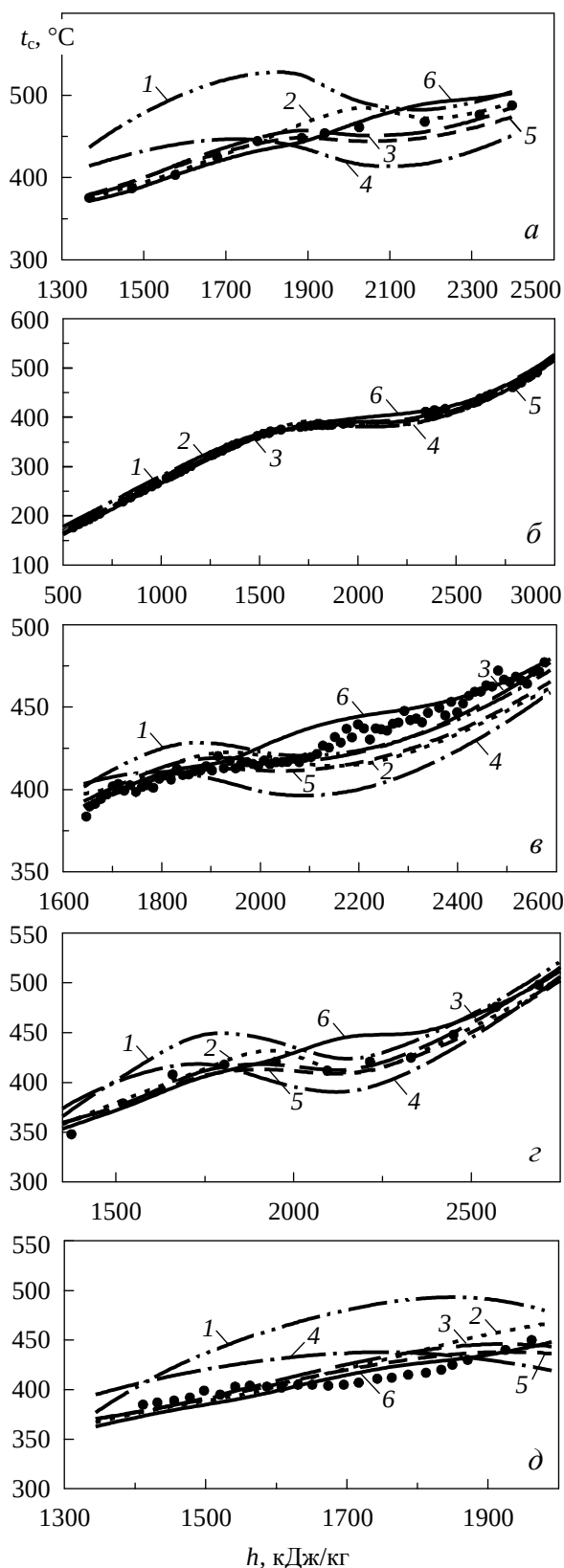
Опытные данные	Формула (1)		Формула (2)		Формула (3)		Формула (4)	
	σ_a	$\sigma_{кв}$	σ_a	$\sigma_{кв}$	σ_a	$\sigma_{кв}$	σ_a	$\sigma_{кв}$
[7]	–0,191	0,301	0,004	0,344	0,130	0,373	–0,048	0,168
[8]	–0,279	0,341	–0,049	0,208	0,100	0,239	0,020	0,218
[9]	0,009	0,119	–0,008	0,229	0,041	0,105	–0,010	0,144
[10]	–0,112	0,209	–0,073	0,180	–0,025	0,153	–0,041	0,241
[11]	–0,263	0,347	0,038	0,187	0,215	0,350	0,192	0,250
[12]	–0,039	0,211	0,199	0,255	0,120	0,177	0,305	0,337
[13]	–0,031	0,198	0,063	0,342	0,158	0,315	0,105	0,188
[14]	–0,028	0,215	0,056	0,166	0,132	0,225	0,224	0,288
[15]	–0,227	0,252	–0,163	0,200	–0,154	0,184	–0,219	0,267
[16]	–0,225	0,294	0,019	0,263	–0,150	0,357	0,043	0,169
[17]	–0,118	0,244	–0,100	0,246	–0,042	0,125	–0,201	0,281
[18]	–0,287	0,295	–0,211	0,241	–0,228	0,243	–0,116	0,150
[19]	–0,221	0,294	0,081	0,191	0,073	0,169	0,189	0,255
[20]	–0,349	0,382	–0,225	0,305	–0,149	0,278	–0,173	0,308
[21]	–0,438	0,494	–0,236	0,289	–0,184	0,243	–0,205	0,267
[22]	–0,255	0,314	–0,233	0,273	–0,175	0,242	–0,108	0,203
[23]	–0,031	0,175	0,045	0,232	0,156	0,241	–0,092	0,218
[24]	–0,221	0,274	–0,183	0,202	–0,134	0,182	–0,066	0,113
[25]	–0,239	0,268	–0,064	0,186	0,059	0,183	–0,108	0,261
[26]	–0,170	0,307	–0,060	0,185	0,116	0,260	0,077	0,181
Все данные	–0,164	0,286	–0,038	0,244	0,049	0,244	–0,022	0,233

мощность реакторной установки. Поэтому важно оценить, насколько верно та или иная формула определяет расчетную температуру теплоотдающей стенки. На рис. 1, 2 результаты расчета температуры стенки t_c по формулам [6, 27—31] сравниваются с экспериментальными. Видно, что предлагаемое уравнение (4), а также рассмотренные соотношения (2), (3) по сравнению с формулой (1) точнее описывают особенности изменения температуры стенки с ростом энтальпии воды по длине канала. Расчет по формуле (1) сильно завышает температуру стенки, особенно в режимах с высокими тепловыми нагрузками и относительно малой массовой скоростью. Таким режимам соответствует большой температурный напор стенка—жидкость, следовательно, наиболее существенные изменения теплофизических свойств жидкости в пограничном слое. Последнее замечание особенно касается области энтальпии $1300 < h_{ж} < 2100$ кДж/кг, частично охватывающей псевдофазовый переход, который наблюдается в воде сверхкритического давления при энтальпии 1500—2900 кДж/кг. Систематическое

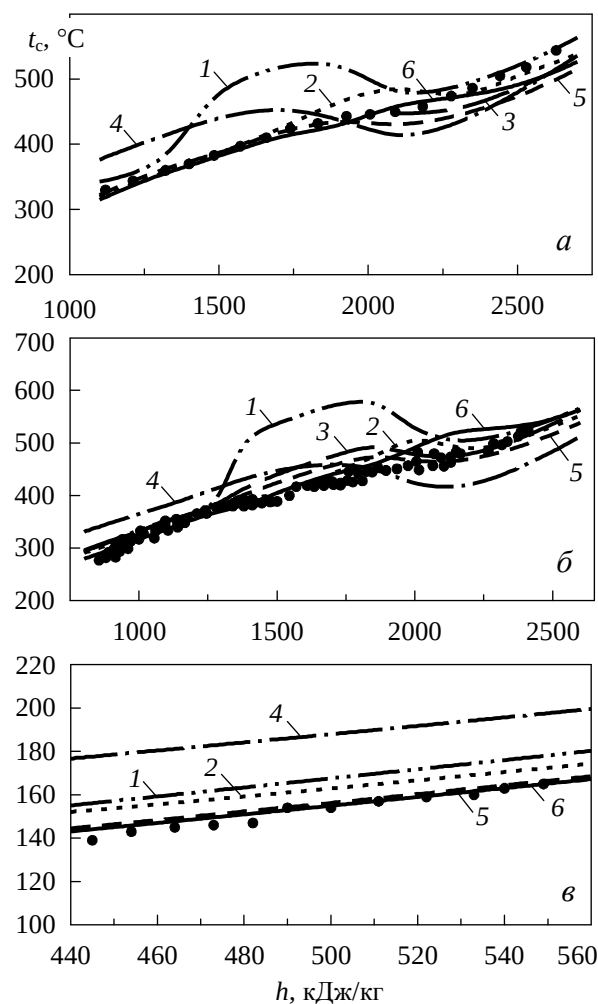
завышение температуры стенки при расчете по формуле (1) отмечается также и вдали от области псевдофазового перехода при малой массовой скорости воды.

На рис. 1, 2 видно удовлетворительное согласование с опытными данными формулы [28]. Расчеты по формуле [29] существенно завышают температуру стенки в области энтальпии воды ниже 1700 кДж/кг и, наоборот, сильно занижают при более чем 1900—2000 кДж/кг.

Выводы. На основе сопоставления с большим массивом экспериментальных данных (более 4000 опытных точек) установлено, что обобщенная зависимость (4) удовлетворительно описывает нормальную теплоотдачу к воде сверхкритического давления, движущейся в вертикальных круглых трубах. Аналогичный вывод можно сделать и в отношении уравнений (2), (3), из них первое более привлекательно из-за своей простоты. Более сложная полуэмпирическая зависимость (3) с интегральным соотношением для числа Прандтля и уточнением коэффициента гидравлического сопротивления, как показало сравнение с опытными данными



Р и с. 1. Расчетная температура стенки [6] (1), [27] (2), [28] (3), [29] (4), [30] (5), [31] (6) в сравнении с экспериментальной (●) для подъемного течения при $d = 5,08$ мм, $p = 24,6$ МПа, $G = 2020$ кг/(м²·с), $q = 1774$ кВт/м² [8] (а), $9,42$ мм, $22,8$ МПа, 2153 кг/(м²·с), 791 кВт/м² [9] (б), 10 мм, $24,1$ МПа, 1495 кг/(м²·с), 884 кВт/м² [23] (в), 6 мм, 23 МПа, 1200 кг/(м²·с), 860 кВт/м² [25] (г), $7,6$ мм, 25 МПа, 1215 кг/(м²·с), 994 кВт/м² [26] (д)



Р и с. 2. То же, что на рис. 1, для опускного течения при $d = 8$ мм, $p = 24,5$ МПа, $G = 354$ кг/(м²·с), $q = 350$ кВт/м² [11] (а), 20 мм, $24,5$ МПа, 1000 кг/(м²·с), 900 кВт/м² [21] (б), $9,5$ мм, $23,5$ МПа, 248 кг/(м²·с), 119 кВт/м² [24] (в)

для воды сверхкритического давления, не имеет существенных преимуществ перед более простыми эмпирическими формулами (2), (4). Из проанализированных расчетные соотношения (1) [6], [29] наименее удачно описывают рассмотренный опытный материал, при этом значительные расхождения с экспериментальными данными обнаруживаются при расчете по этим формулам режимов с высокими тепловыми нагрузками и относительно малой массовой скоростью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов П.Л. Водоохлаждаемые реакторы на воде сверхкритических параметров. — Теплоэнергетика, 2008, № 5, с. 2—5.
2. Петухов Б.С. Теплообмен в однофазной среде при околокритических параметрах состояния. — Теплофизика выс. темп., 1968, т. 6, вып. 4, с. 732—745.

3. **Pioro I., Duffey R.** Heat Transfer and Hydraulic Resistance at Supercritical Pressures in Power-Engineering Applications. NY: ASME Press, 2007. 360 p.
4. **Li H., Zhao M., Gu H. e.a.** Heat transfer research on supercritical water flow in 2×2 bundles. — In: Proc. ISSCWR-6. Shenzhen, China, 2013, pap. 13055.
5. **Zahlan H., Groeneveld D.C., Tavoularis S. e.a.** Assessment of supercritical heat transfer prediction methods. — In: Proc. ISSCWR-5. Vancouver, Canada, 2011, pap. 8.
6. **Mokry S., Pioro I., Farah A. e.a.** Development of supercritical water heat-transfer correlation for vertical bare tubes. — Nucl. Engng Design, 2011, v. 241, p. 1126—1136.
7. **Шицман М.Е.** Ухудшенные режимы теплоотдачи при закритических давлениях. — Теплофизика выс. темп., 1963, т. 1, вып. 2, с. 267—275.
8. **Bishop A., Sandberg R., Tong L.** Forced Convection Heat Transfer to Water at Near-Critical Temperatures and Supercritical Pressures. Report WCAP-2056. Pt IV. Westinghouse Electric Corporation, USA, 1964.
9. **Свенсон, Карвер, Кэкарала.** Теплоотдача к воде закритических параметров в гладких трубах. — Теплопередача, 1965, № 4, с. 58—67.
10. **Вихрев Ю.В., Барулин Ю.Д., Коньков А.С.** Исследование теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических давлениях. — Теплоэнергетика, 1967, № 9, с. 80—82.
11. **Шицман М.Е.** Особенности температурного режима в трубах при сверхкритических давлениях. — Там же, 1968, № 5, с. 57—61.
12. **Алферов Н.С., Рыбин Р.А., Балунов Б.Ф.** Теплоотдача при турбулентном течении воды в вертикальной трубе в условиях существенного влияния естественной конвекции. — Там же, 1969, № 12, с. 66—70.
13. **Ackerman J.** Pseudoboiling heat transfer to supercritical pressure water in smooth and ribbed tubes. — J. Heat Transfer, Transactions of the ASME, 1970, v. 92, № 3, p. 490—498.
14. **Орнатский А.П., Глушенко Л.Ф., Калачев С.И.** Теплоотдача при подъемном и опускном движении воды в трубах малого диаметра при сверхкритических давлениях. — Теплоэнергетика, 1971, № 5, с. 91—93.
15. **Беляков И.И., Красякова Л.Ю., Жуковский А.В., Фефелова Н.Д.** Теплообмен в вертикальной подъемной и горизонтальной трубах при закритическом давлении. — Там же, 1971, № 11, с. 39—43.
16. **Глушенко Л.Ф., Калачев С.И., Гандзюк О.Ф.** Определение условий существования ухудшенных режимов теплоотдачи при сверхкритических давлениях среды. — Там же, 1972, № 2, с. 69—72.
17. **Yamagata K., Nishikawa K., Hasegawa S. e.a.** Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes. — Intern. J. Heat Mass Transfer, 1972, v. 15, № 12, p. 2575—2593.
18. **Алферов Н.С., Балунов Б.Ф., Рыбин Р.А.** К расчету теплообмена при смешанной конвекции. — Теплоэнергетика, 1975, № 6, с. 71—75.
19. **Алексеев Г.В., Силин В.А., Смирнов А.М., Субботин В.И.** Исследование температурных режимов стенки трубы при теплосъеме водой сверхкритического давления. — Теплофизика выс. темп., 1976, т. 14, вып. 4, с. 769—774.
20. **Ишигаи С., Каджи М., Накамото М.** Теплообмен и трение при течении воды в трубах при сверхкритическом давлении. — В кн.: Тепломассообмен-V. Т. 1, ч. 1. Минск, 1976, с. 261—269.
21. **Красякова Л.Ю., Беляков И.И., Фефелова Н.Д.** Теплообмен при опускном движении воды закритического давления. — Теплоэнергетика, 1977, № 1, с. 8—13.
22. **Watts M., Chou C.** Mixed convection heat transfer to supercritical pressure water. — In: Proc. 7th Intern. Heat Transfer Conf. München, Germany, 1982, v. 3, p. 495—500.
23. **Кириллов П.Л., Пометько Р.С., Смирнов А.М., Грабежная В.А.** Исследование теплообмена при сверхкритических давлениях воды в трубах и пучках стержней: Препринт ФЭИ-3051, 2005. 51 с.
24. **Pis'menny E., Razumovskiy V., Maevskiy E. e.a.** Experimental study on temperature regimes to supercritical water flowing in vertical tubes at significant impact of free convection. — In: Proc. Intern. Conf. GLOBAL-2005 «Nuclear Energy Systems for Future Generation and Global Sustainability». Tsukuba, Japan, 2005, p. 519.
25. **Li Y., Huang Z., Zeng X. e.a.** Experimental research on heat transfer of supercritical water upflowing in vertical tube. — In: Proc. ISSCWR-5. Vancouver, Canada, 2011, pap. 21.
26. **Li H., Yang J., Fu X. e.a.** Research and development of supercritical water-cooled reactor in CGNPC. — In: Proc. ISSCWR-6. Shenzhen, China, 2013, p. 13078.
27. **Cheng X., Yang Y., Huang S.** A simplified method for heat transfer prediction of supercritical fluids in circular tubes. — Ann. Nucl. Energy, 2009, v. 36, p. 1120—1128.
28. **Bae Y., Kim H.** Convective heat transfer to CO₂ at a supercritical pressure flowing vertically upward in tubes and an annular channel. — Experimental Thermal Fluid Sci., 2009, v. 33, p. 329—339.
29. **Gupta S., Mokry S., Pioro I.** Developing a heat-transfer correlation for supercritical-water flowing in vertical tubes and its application in SCWR. — In: Proc. ICONE-19. Makhuri, Japan, 2011, pap. 43503.
30. **Kurganov V.A., Zeigarnik Yu.A., Maslakova I.V.** Heat transfer and hydraulic resistance of supercritical pressure coolants. Pt III. Generalized description of SCP fluids normal heat transfer, empirical calculating correlations, integral method of theoretical calculations. — Intern. J. Heat Mass Transfer, 2013, v. 67, p. 535—547.
31. **Деев В.И., Харитонов В.С., Чуркин А.Н., Архипов В.В.** Учет переменности теплофизических свойств теплоносителя в уравнении теплоотдачи к вынужденному потоку воды сверхкритического давления. — Вестник НИЯУ МИФИ, 2014, т. 3, № 3, с. 353—361.
32. **Мак-Адамс В.** Теплопередача. Пер. с англ. под ред. Л.С. Эйгенсона и К.Д. Воскресенского. М.: Металлургиздат, 1961. 686 с.
33. **Протопопов В.С.** Обобщающие зависимости для местных коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении воды и двуокиси углерода сверхкритического давления в равномерно обогреваемых круглых трубах. — Теплофизика выс. темп., 1977, т. 15, вып. 4, с. 815—821.
34. **Холл У., Джексон Дж.** Теплообмен вблизи критической точки. — В кн.: Теплообмен. Достижения, проблемы, перспективы. Избранные труды 6-й Межд. конф. по теплообмену. М.: Мир, 1981, с. 106—144.

Поступила в Редакцию 21.01.15