

УДК 621.311.22 + 536.242.08

ТЕПЛООБМЕН В ТРУБАХ С ПЕРИОДИЧЕСКИМ УМЕНЬШЕНИЕМ СЕЧЕНИЯ ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРАХ СОСТОЯНИЯ

Р.Ф. КЕЛБАЛИЕВ, Т.Ф. ДЖАБРАИЛОВ

Азербайджанская государственная нефтяная академия, Баку

Проведены экспериментальные исследования температурного режима стенки при до- и сверхкритических давлениях воды в трубах с турбулизаторами, а также сравнение их с аналогичными данными, полученными в гладкой трубе. Выявлено увеличение теплоотдачи в турбулизирующей трубе при однофазном и двухфазном потоках воды. Получены корреляционные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи в однофазном потоке в трубе с турбулизаторами.

ВВЕДЕНИЕ

Для повышения эффективности работы теплообменных аппаратов и обеспечения надежной работы парогенерирующих поверхностей нагрева котлов необходимо интенсифицировать процесс переноса тепла.

Повышение цен на топливо создает условия, при которых требуется создание экономичных энергоблоков, работающих на сверхкритических (так называемых суперкритических) параметрах пара. Коэффициент полезного действия их значительно превосходит КПД энергоблоков, эксплуатируемых в настоящее время [1]. При создании таких аппаратов, первым делом, необходимо решить проблемы с их надежностью и компактностью, которые обеспечиваются сохранением нормального температурного режима металла путем интенсификации теплоотдачи.

В энергоблоках сверхкритического давления (СКД) при изменении режимных параметров возможно наступление ухудшенного режима теплоотдачи и скачкообразное повышение температуры металла. Такое явление можно наблюдать также в котлах СКД при частичных нагрузках и скользящих начальных давлениях.

Путем интенсификации теплообмена удастся избежать таких явлений и поддерживать в парогенерирующей части котла нормальный температурный режим стенки. Кроме того, подогрев воды до необходимой температуры, уменьшение габаритных размеров, повышение эффективности и экономичности работы, охлаждение высокотемпературных поверхностей удастся интенсификацией переноса тепла в аппаратах. Поэтому при создании мощных и экономически эффективных энергоблоков на паротурбинных электрических станциях желательно интенсифицировать перенос тепла в теплообменных аппаратах. Интенсификацию теплообмена в однофазном потоке при докритических давлениях, при кипении и при СКД жидкости следует рассматривать в отдельности. Методов интенсификации теплообмена очень много, и они известны давно [2–4]. При использовании интенсификации увеличивается также гидравлическое сопротивление. Поэтому

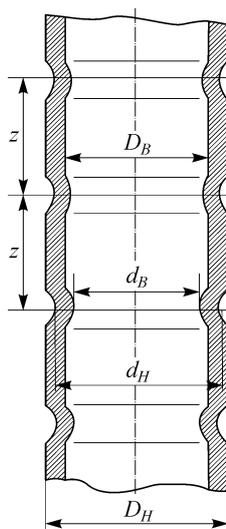
определяется такое экономическое условие, при котором обеспечивается соотношение $Nu/Nu_{гр} > \xi / \xi_{гр}$ [2, 3]. Методы турбулизации потока, предложенные в [2, 3], удовлетворяют вышеуказанному условию, и они были приняты в настоящем исследовании. Однако при использовании этого метода необходимо знать толщину пристеночного слоя, где следует устанавливать искусственный турбулизатор для получения максимальной интенсификации теплообмена [5].

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТОВ

Экспериментальная установка представляет собой циркуляционный контур из нержавеющей стали 1Х18Н10Т. Основными элементами установки являются экспериментальный участок, успокоительные, мерные и напорные баки, холодильник и соединительные трубы выполненные из нержавеющей стали. Установка снабжена насосом высокого давления (до 40 МПа), автотрансформатором и понижающим трансформатором мощностью 100 кВт, а также необходимыми измерительными приборами. Равномерный обогрев экспериментальной трубы осуществляется переменным электрическим током. В настоящей работе в качестве экспериментального участка использовались гладкая и профилированная трубы из нержавеющей стали с геометрическими размерами: $D_n/D_B = 8,0/6,0$ мм, обогреваемой длиной 200 мм, $d_B/D_B = 5,5/6,0$ мм, $z/D_B = 6,5/6,0$ мм (рис. 1).

Температурный режим металла трубы исследуется при стационарном тепловом режиме. В течении опыта такие режимные параметры, как давление, температура и расход жидкости на входе в трубу, оставались постоянными. При переходе от одного опыта к другому тепловой поток постепенно увеличивался. В каждом опыте проверялся тепловой баланс, при этом тепловой поток, найденный по электрической мощности и воспринятый водой, различался не более чем на 3 %.

Экспериментальные данные обрабатывались известными методами. Описание экспериментальной установки и методика проведения опытов описываются в [6–8].



2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1. Перенос тепла в однофазном потоке при докритическом давлении

Рассмотрим результаты экспериментальных исследований температурного режима металла в вертикально расположенных профилированных трубах и их сравнение с данными для гладкой трубы.

Интерес представляет исследование температурного режима металла при низких и высоких давлениях, включая области давлений, близких к критическому, так как при работе энергетической установки на частичных нагрузках возможно снижение давления ниже критического.

Рис. 1. Экспериментальный участок.

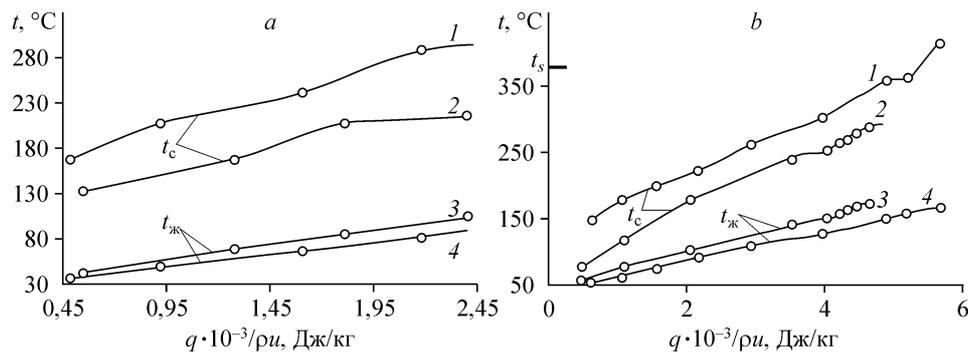


Рис. 2. Зависимости $t = f(q \times 10^{-3} / \rho u)$ при докритическом давлении воды: $P = 10$ (а), 20 (б) МПа, $t_{ж}^{вх} = 35$ (а), 45 (б) $^{\circ}\text{C}$, $x/d = 20$ (а), 23 (б). Трубы: гладкие (1, 4), профилированные (2, 3).

Из графиков изменения температуры стенки видно, что как при низких, так и при высоких давлениях температура стенки в профилированной трубе ниже чем в гладкой (рис. 2). При таких условиях теплообмен интенсифицируется, за счет чего температура стенки становится меньше, чем в гладкой трубе. Как было отмечено, интенсификация теплообмена получается при искусственной турбулизации пристеночной части потока, в результате уменьшается разность температур между стенкой и жидкостью и коэффициент теплоотдачи в профилированных трубах больше (в 1,4–1,8 раза) по сравнению с гладкой трубой.

2.2. Перенос тепла в двухфазном потоке

Знание температурного режима металла в парогенерирующих аппаратах при определенном интервале изменения режимных параметров представляет практический интерес. Существование различных режимов кипения жидкости в трубе и сложность изучения рассматриваемого явления в этих условиях являются основными причинами невозможности предложения однозначного решения этой проблемы. Однако в настоящей работе экспериментально исследуется температурный режим стенки при кипении недогретой воды в профилированной вертикальной трубе, и полученные результаты сравниваются с аналогичными для гладкой трубы. Геометрические размеры трубы были такими же, как при однофазном потоке. Из рис. 3 видно, что в конце участка с устойчивым кипением в данном опыте в гладкой трубе при $q \times 10^{-3} / \rho u = 3,66$ Дж/кг, а в профилированной при $q \times 10^{-3} / \rho u = 5,47$ Дж/кг наступает кризис кипения. Начало процесса кипения в гладкой трубе соответствует значению $q \times 10^{-3} / \rho u = 2,87$ Дж/кг, а в профилированной — $q \times 10^{-3} / \rho u = 4,57$ Дж/кг. Различие в значениях $q \times 10^{-3} / \rho u$ в этих процессах объясняется тем, что в гладкой трубе температура стенки больше, чем в профилированной и при малых значениях q (или $q / \rho u$) наступает кипение жидкости. В профилированной трубе из-за интенсификации теплообмена условие $t_c = t_s$ получается при больших значениях q (или $q / \rho u$). Сравнение

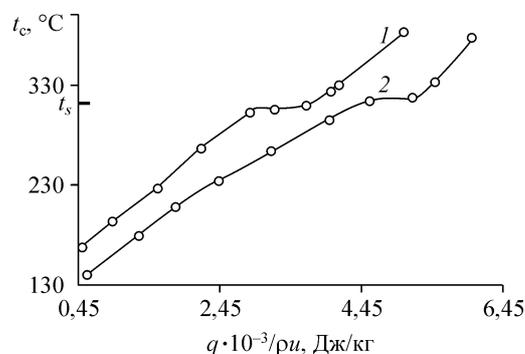


Рис. 3. Зависимость температуры стенки от $q \times 10^{-3} / \rho u$ при $P/P_{кр} = 0,45$ и $x/d = 20$. Трубы: гладкая (1), профилированная (2).

кривых зависимости $t_c = f(q/\rho u)$, представленных на рис. 3, показывает, что в данном опыте с водой процессы конвективной теплоотдачи однофазного потока, кипения жидкости и кризис кипения в гладкой трубе осуществляются до значения $q \times 10^{-3}/\rho u = 4,03$ Дж/кг, в то же время в профилированной трубе — до значения $q \times 10^{-3}/\rho u = 4,57$ Дж/кг, здесь имеет место только конвективный теплообмен однофазного потока.

Значение критического теплового потока или величина $q \times 10^{-3}/\rho u$, соответствующие кризису кипения в профилированной трубе, значительно больше (в 1,5–2 раза), чем в гладкой. Искусственная турбулизация пристеночного части потока дает возможность избегать появления кризиса кипения при малых значениях $q/\rho u$. Однако в этом случае необходимо выбрать соответствующие размеры и профили турбулизатора и обязательно провести экспериментальные исследования процесса температурного режима металла на этой трубе.

2.3. Перенос тепла при сверхкритических давлениях жидкости

Опыты, проведенные при сверхкритических давлениях воды с гладкими и профилированными трубами, позволили сделать заключение, что характер изменения температуры стенки по длине профилированной трубы такой же, как и для гладкой (рис. 4). На графике, представленном на рис. 4, видно, что температура стенки так же, как в гладкой трубе, плавно растет (кривые 1 и 2), а при достижении значения псевдокритической температуры t_m наблюдается горизонтальный участок, где t_c изменяется незначительно (кривые 3, 4). Это объясняется резким изменением теплофизических свойств воды, т. е. достижением максимального значения теплоемкости. При дальнейшем повышении теплового потока температура стенки увеличивается (кривая 4) и начинается ухудшенный режим теплоотдачи. Так, на этом графике наблюдается полное сходство изменений температур стенок по длине гладкой и профилированной труб. Однако они отличаются по своим значениям. Особенно хорошо это наблюдается при сравнении зависимостей температуры стенки от отношения плотности теплового потока к массовому расходу (рис. 5). На графиках, представленных на этом рисунке, видно, что значения температур стенок гладких труб выше, чем профилированных, кривые 1 и 2 почти

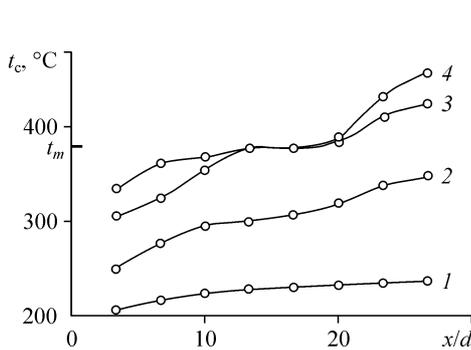


Рис. 4. Изменение температуры стенки по длине профилированной трубы при $P = 24$ МПа, $\rho u = 743$ кг/(м²·с).

$t_{ж}^{вх} = 45$ °С, $q \cdot 10^{-5} = 23,5$ (1), 33,2 (2), 36,1 (3), 37,2 (4) Вт/м².

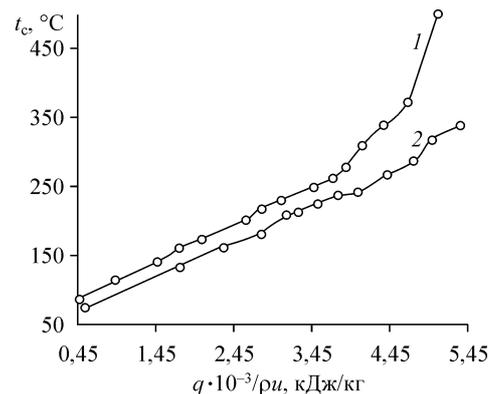


Рис. 5. Изменения температуры стенки для гладких и профилированных труб при $P/P_{кр} = 1,17$, $x/d = 30$.

Трубы: гладкие (1), профилированные (2); $t_{ж}^{вх} = 38$ (1), 45 (2) °С.

параллельны до определенного значения $q \times 10^{-3} / \rho u$, после чего наблюдается изменение наклона кривой I и разница температур гладкой и профилированной труб увеличивается.

3. ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО ТЕПЛОТДАЧЕ ОДНОФАЗНОГО ПОТОКА

Интенсивность теплоотдачи в профилированной трубе, наряду с другими факторами, зависит также от геометрических размеров, формы и места установления турбулизатора. Поэтому обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче и составление расчетных уравнений, приемлемых для различных турбулизаторов, является сложной задачей. Ниже приводится анализ экспериментальных данных по теплоотдаче воды только для данного турбулизатора, причем рассматривается однофазный поток при докритическом и сверхкритическом давлениях воды.

Для обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче, полученных при турбулентном режиме движения воды в вертикальной профилированной трубе, вводятся турбулизирующие числа Рейнольдса $Re_T = \frac{\rho u (D_B - d_B)}{\mu_{ж}}$. Экспериментальные данные обрабатываются в виде зависимости $Nu_3 / Nu_{гп} = f(Re_T)$, где $Nu_{гп}$ определяется по формуле [9]

$$Nu_{гп} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,80} Pr_{ж}^{0,43} . \quad (1)$$

На рис. 6 показан график зависимости $Nu_3 / Nu_{гп} = f(Re_T)$ для однофазного турбулентного течения воды докритического давления. Из графика следует, что основные массы экспериментальных точек (около 80 %) сконцентрированы вокруг

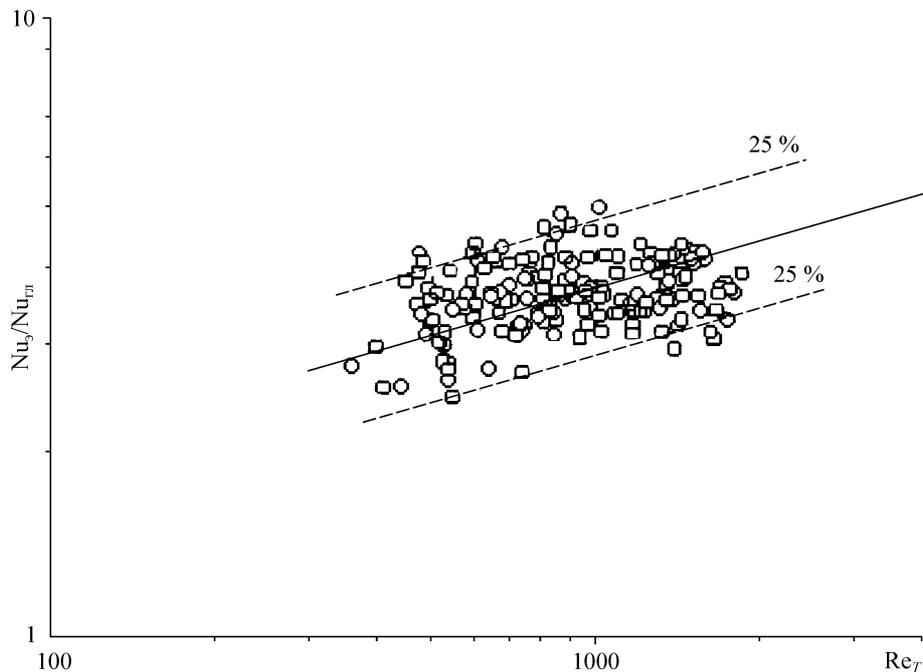


Рис. 6. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче однофазного потока при докритических давлениях воды.

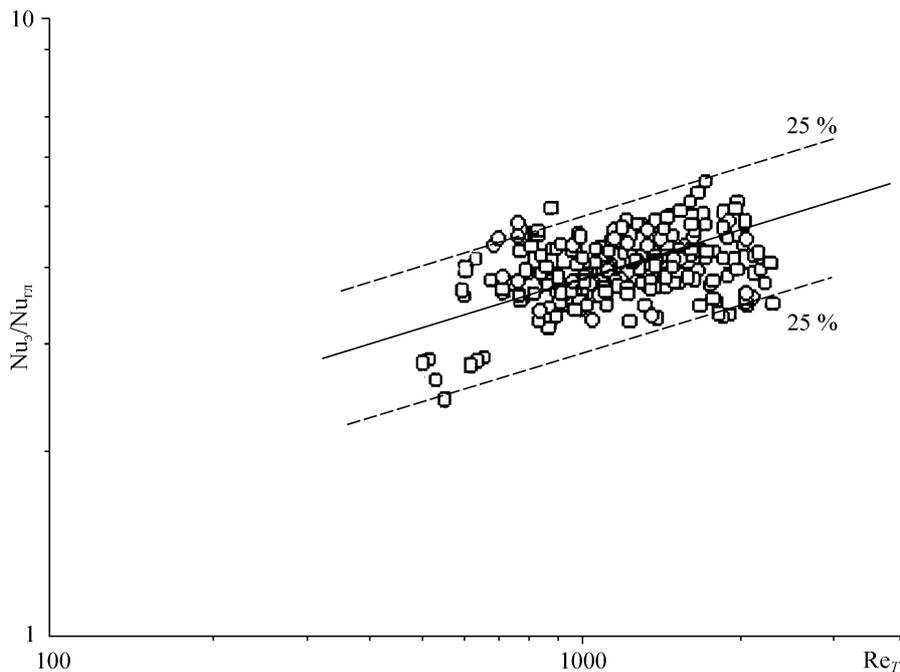


Рис. 7. Обобщение экспериментальных данных при нормальном режиме теплоотдачи воды сверхкритического давления.

средней линии и отклоняются от нее на $\pm 15\%$. Все экспериментальные точки помещаются вокруг усредняющей линии с погрешностью $\pm 25\%$. На основании этих экспериментальных данных для расчета теплоотдачи имеем

$$\text{Nu}_{ж, d} = 0,01 \text{Re}_{ж, d}^{0,80} \text{Pr}_{ж}^{0,43} \text{Re}_T^{0,30}. \quad (2)$$

Аналогичным образом обрабатываются экспериментальные данные по теплоотдаче воды СКД. Следует отметить, что при СКД жидкости и при условиях $t_{ж} < t_m < t_c$ наблюдаются улучшенные и ухудшенные режимы теплоотдачи [7–8], которые следует анализировать в отдельности. В настоящей работе ограничимся рассмотрением нормального режима теплоотдачи при СКД воды, для которого сохраняется условие $\text{Nu}/\text{Nu}_{gl} > \xi/\xi_{gl}$.

Из рис. 7 следует, что при СКД и нормальном режиме теплоотдачи воды ($P > P_{кр}$, $t_{ж} < t_m$ и $t_c < 340\text{ °C}$) влияние искусственного турбулизатора на интенсивность теплообмена такая же, как и при докритических давлениях, т. е. $\text{Nu}_y/\text{Nu}_{gl} \sim \text{Re}_T^{0,30}$, и коэффициент теплоотдачи можно определить по уравнению (2).

Полученные результаты позволяют утверждать, что интенсификация теплообмена путем искусственной турбулизации пристеночной части потока является эффективным путем решения проблемы охлаждения высокотемпературной поверхности, поддержания нормального температурного режима металла, уменьшения массы и габаритных размеров теплообменных аппаратов, применяемых в современной технике.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Экспериментально исследован температурный режим металла профилированной и гладкой вертикальных труб при до- и сверхкритических давлениях воды. Установлено, что в профилированной трубе в результате искусственной турбулизации теплообмен интенсифицируется, и температура стенки уменьшается при до- и сверхкритическом давлениях воды.

2. При кипении недогретой воды значение критического теплового потока в профилированной трубе больше (в 1,5–2 раза), чем в гладкой.

3. Сделана попытка обобщить данные по теплоотдаче однофазного потока. Влияние искусственной турбулизации на интенсивность теплоотдачи предлагается учитывать величиной $Re_T = [\rho u (D_v - d_v)] / \mu_{ж}$.

4. Полученные опытные данные и обобщающие соотношения относятся к коротким трубам.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

d — диаметр кольцевых диафрагм, м,	P — давление, МПа,
D — диаметр трубы, м,	x — расстояние от входа трубы, м,
Nu, Pr, Re — числа Нуссельта, Прандтля, Рейнольдса,	α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·°С),
u — скорость, м/с,	ρ — плотность, кг/м ³ ,
q — плотность теплового потока, Вт/м ² ,	ρu — массовая скорость, кг/(м ² ·с),
t — температура, °С,	ξ — коэффициент гидравлического сопротивления,
z — шаг размещения турбулизаторов, м,	μ — динамическая вязкость, Н·с/м ² .

ИНДЕКСЫ

в — внутренний,	с — стенка,
вх — вход,	кр — критическая,
гл — гладкая,	э — экспериментальное,
ж — жидкость,	п — псевдокритическая,
н — наружный,	s — насыщение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кяер С. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Дании // Электрические станции. — 2002. — № 3. — С. 63–68.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. — М: Машиностроение, 1990. — 208 с.
3. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З. и др. Эффективные поверхности теплообмена. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.
4. Бродов Ю.М., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э. Исследование ряда методов интенсификации теплообмена в энергетических теплообменных аппаратах // Тр. III Росс. нац. конф. по теплообмену “Интенсификация теплообмена”. — М.: Изд-во МЭИ, 2002. — Т. 6. — С. 49–52.
5. Келбалиев Р.Ф. Определение места выработки дополнительной турбулентности в пристеночной части потока // ИФЖ. — 2004. — Т. 77, № 6. — С. 141–145.
6. Келбалиев Р.Ф. Теплоотдача при кипении жидкости в области давлений, близких к критическому // Теплоэнергетика. — 2002. — № 3. — С. 39–42.
7. Келбалиев Р.Ф. Ухудшение теплообмена при сверхкритических давлениях вещества // ИФЖ. — 2001. — Т. 74, № 2. — С. 115–118.
8. Келбалиев Р.Ф. Исследование температурного режима стенки теплообменных аппаратов, работающих с углеводородами при различных давлениях // Проблемы энергетики НАН Азербайджана. — 2001. — № 3. — С. 48–53.
9. Михеев М.А. Основы теплопередачи. — М.: Госэнергоиздат, 1956. — 390 с.

Статья поступила в редакцию 14 февраля 2006 г.