

УДК 536.242.08

**УХУДШЕНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ
В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБЕ
ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЯХ
ЖИДКОСТЕЙ**

Р.Ф. КЕЛБАЛИЕВ

Азербайджанская государственная нефтяная академия, Баку

Приводятся результаты экспериментальных исследований ухудшенного режима теплоотдачи при сверхкритических давлениях жидкости, и предложен метод его определения. Предлагаются уравнения для определения температуры стенки при ухудшенном режиме теплоотдачи и граничного значения энthalпии потока, соответствующего началу ухудшения теплообмена.

ВВЕДЕНИЕ

Многочисленными экспериментальными исследованиями доказано существование различных режимов теплоотдачи (нормальный, ухудшенный и улучшенный) при сверхкритических давлениях (СКД) жидкости. С точки зрения надежности оборудования наибольший интерес представляет ухудшенный режим теплоотдачи, в котором повышение температуры металла может привести к его разрушению.

Ухудшение теплоотдачи в однофазном потоке при СКД исследовано в работах [1–11], однако изучение этого сложного процесса еще не завершено. Для определения температурного режима аппаратов, работающих при СКД жидкости, необходимы соответствующие расчетные уравнения, которые были выведены для некоторых жидкостей в определенных интервалах изменения режимных параметров. Однако эти уравнения не описывают температурные режимы всех возможных случаев теплообмена. Физика процесса ухудшения теплоотдачи при СКД жидкости изучена недостаточно, его надежная теоретическая модель отсутствует. Изучение процесса требует дальнейшего экспериментального исследования теплоотдачи.

При проектировании и эксплуатации теплоэнергетических установок необходимо знать заранее:

- 1) возникает ли ухудшенный режим теплоотдачи при рассматриваемых условиях работы аппарата;
- 2) какие значения температуры будут иметь стенки аппаратов при ухудшенном режиме теплоотдачи.

В данной работе рассматривается решение этих вопросов.

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Ухудшение теплоотдачи при СКД жидкости наблюдалось в основном в опытах с водой и двуокисью углерода, аналогичных экспериментальных данных для других теплоносителей известно мало. Для широкого анализа рассматриваемого явления необходимы исследования ухудшенного режима теплоотдачи с углеводородами. Многочисленные результаты работ по углеводородам подтверждают наличие нормального и улучшенного режимов, возможность существования ухудшенного режима теплоотдачи можно доказать экспериментально. Для этой цели нами был выбран ароматический углеводород толуол ($P_{кр} = 4,24$ МПа и $t_{кр} = 320,7$ °С). Опыты проводились на установке, представляющей собой циркуляционный контур [7, 8]. Экспериментальным участком является труба из нержавеющей стали марки 1X18H10T, которая равномерно обогревается электрическим током низкого напряжения. При этом используется автотрансформатор и понижающий трансформатор.

Исследовались восходящие и нисходящие потоки в следующих интервалах изменений режимных параметров. При подъемном движении жидкости:

$$P/P_{кр} = 1,06-1,165; t_{ж}^{БХ}/t_{кр} = 0,35-0,85; t_{ж}^{БВХ}/t_{кр} = 1,00-1,40; t_c/t_{кр} = 0,60-1,85; q = (0,20-3,50) \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2; \rho u = (60-330) \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}; Re_{вх} = 1200-5600; Re_{вых} = (10-50) \cdot 10^3; d_b = 4,00-6,30 \text{ мм}; l_{обог} = 300-1200 \text{ мм}; l_{общ} = 600-1500 \text{ мм}.$$

При опускном движении жидкости:

$$P/P_{кр} = 1,06-1,165; t_{ж}^{БХ}/t_{кр} = 0,53-0,80; t_{ж}^{БВХ}/t_{кр} = 1,03-1,40; t_c/t_{кр} = 0,56-1,80; q = (0,04-1,50) \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2; \rho u = (90-130) \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}; Re_{вх} = 4500-9000; Re_{вых} = (5,2-45) \cdot 10^3; d_b = 6,30 \text{ мм}; l_{обог} = 300-1200 \text{ мм}; l_{общ} = 600-1500 \text{ мм}.$$

Температуры стенки и жидкости на входе и выходе из трубы измерялись хромель-алюмелевыми термопарами диаметрами 0,2 мм, показания регистрировались потенциометром и самопишущими приборами. Давления жидкости на входе и выходе из трубы измерялись образцовыми манометрами, расход — объемным методом.

Исследования показали, что в опытах с предварительно нагретым углеводородом наблюдается ухудшенный режим теплоотдачи. В этих опытах имеют место вначале нормальный, а затем улучшенный режим теплоотдачи. При постоянных режимных параметрах с увеличением теплового потока улучшенный режим теплоотдачи переходит в ухудшенный (рис. 1, кривая 2). По мере повышения теплового потока максимум температуры стенки перемещается к входной части трубы, участок трубы с ухудшенным режимом теплоотдачи увеличивается, а с улучшенным — сокращается (см. рис. 1, кривая 3).

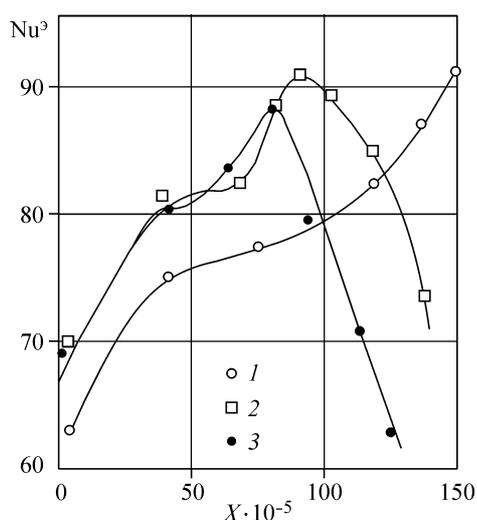


рис. 1, кривая 2). По мере повышения теплового потока максимум температуры стенки перемещается к входной части трубы, участок трубы с ухудшенным режимом теплоотдачи увеличивается, а с улучшенным — сокращается (см. рис. 1, кривая 3).

Рис. 1. Изменение числа Нуссельта по длине трубы диаметром $d_{ц}/d_b = 8,0/6,3$ мм и обогреваемой частью длины 300 мм.

Толуол: $P = 4,5$ МПа, $t_{ж}^{БХ} = 265$ °С, $\rho u = 91$ кг/(м²·с), $q \cdot 10^{-5}$ Вт/м²: 0,92 (1), 1,20 (2), 1,40 (3).

2. СТРУКТУРА ПОТОКА

Основными факторами, влияющими на структуру потока и интенсивность теплоотдачи, являются сильные и немонотонные изменения теплофизических свойств при околоскритическом состоянии жидкости. Вследствие этого в потоке изменяется соотношение сил, осуществляющих движение жидкости; наблюдаются ускорение потока, возникновение свободной конвекции, изменение осредненных и пульсационных движений, уменьшение или увеличение турбулентного переноса в пристеночной области и другие эффекты [4, 5, 7, 8, 11].

Обработка экспериментальных данных по теплоотдаче толуола в виде зависимости $Nu_{ж,d}^3 / Nu_0 = f(Gr_{ж,d} / Re_{ж,d}^2)$ показали, что при СКД $Gr_{ж,d} / Re_{ж,d}^2 < 0,2$ и $> 0,6$ соответствуют ухудшенному и улучшенному и $0,2 < Gr_{ж,d} / Re_{ж,d}^2 < 0,6$ — нормальному режимам теплоотдачи [11].

Изучить влияние всех этих факторов на интенсивность теплообмена невозможно. При теоретическом и экспериментальном исследованиях рассматриваемые явления несколько упрощают и получают приближенные уравнения для определения теплоотдачи, использование которых в ряде случаев представляется сложной задачей. Для инженерных расчетов применяют эмпирические уравнения и графические материалы (номограммы), составленные на основе экспериментальных данных [3].

Прежде чем получить расчетные уравнения, сделаем попытку объяснить изменения структуры потока при переменных свойствах жидкости. Для этого определим изменения турбулентного напряжения и турбулентного переноса тепла в пристеночной части потока. Из уравнений касательного напряжения

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} - \rho \overline{u'v'} \quad (1)$$

и энергии

$$q = \lambda \frac{dt}{dy} - \rho C_p \overline{v't'}, \quad (2)$$

для турбулентного напряжения и турбулентного переноса тепла получаем зависимости:

$$\frac{\overline{u'v'}}{(\overline{v^*})^2} = 1 - \frac{dU^+}{dY_c^+}, \quad (3)$$

$$\frac{\overline{v't'}}{(q / \rho_{ж} C_{p,ж})} = 1 - \frac{1}{Pr_{ж}} \frac{dT^+}{dY_c^+}. \quad (4)$$

При расчете этих величин необходимо знать изменение скорости и температуры по сечению потока, которые определяются по формулам, предложенным в [12]. Тогда уравнения (3) и (4) принимают вид

$$\frac{\overline{u'v'}}{(\overline{v^*})^2} = 1 - \left[\frac{1}{\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} + 0,4 \frac{\rho_{ж}}{\rho_c} Y_c^+} + 0,2 Y_c^+ \exp(-0,16 Y_c^+) \right], \quad (5)$$

$$\frac{\overline{v't'}}{(q/\rho_{\text{ж}}C_{p,\text{ж}})} = 1 - \frac{1}{\text{Pr}_{\text{ж}}} \left[\frac{v_c/v_{\text{ж}}}{\frac{1}{\text{Pr}_{\text{ж}}} + 0,4 \frac{v_c}{v_{\text{ж}}} Y_c^+} + 0,2 Y_c^+ \text{Pr}_{\text{ж}}^{1,85} \exp(-0,16 \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,5} Y_c^+) \right]. \quad (6)$$

С помощью этих уравнений можно найти изменения турбулентных напряжений и турбулентного переноса тепла в пристеночной части потока. Для наглядности определим эти величины в характерных случаях теплообмена, т. е. для нормального и ухудшенного режимов теплоотдачи воды. Из графика изменения температуры стенки по длине трубы, представленного на рис. 2, *a*, следует, что в опытах с водой при $P > P_{\text{кр}}$ в начальной части трубы имеет место нормальный режим теплоотдачи, а в выше средней — ухудшенный [9]. Поэтому анализируются изменения турбулентного напряжения и турбулентного переноса тепла, а также скорости потока для сечений $x/d = 30$ и 127 (нормальный и ухудшенный режимы теплоотдачи соответственно).

Из графиков изменения турбулентного напряжения (рис. 3, *a*) следует, что в пристеночной части потока при заданных режимных параметрах в сечении трубы ($x/d = 127$), где происходит ухудшение теплообмена, оно значительно снижается. Таким образом, в рассматриваемом опыте при ухудшенном режиме теплоотдачи воды в пристеночной части потока получается слой жидкости с пониженным турбулентным обменом. Это подтверждается также изменениями турбулентного переноса тепла для нормального и ухудшенного режимов теплоотдачи. Графики, представленные на рис. 3, *b*, показывают, что в рассматриваемом случае уменьшение турбулентного переноса тепла при ухудшенном режиме теплоотдачи занимает значительную часть пристеночного потока.

При таких условиях изменяются не только пульсационные составляющие, но и усредненные величины турбулентного движения. Графики изменения скоростей, построенные для нормального ($x/d = 30$) и ухудшенного ($x/d = 127$) режимов теплоотдачи, показывают разные характеры их уменьшения и толщины слоя, в котором осуществляются эти процессы. В пристеночной части скорость потока для этих режимов теплоотдачи различна (рис. 3, *c*).

Проведенный анализ показывает влияние неоднородности теплофизических свойств жидкости на гидродинамику и изменение структуры потока, что может являться причиной уменьшения интенсивности теплоотдачи.

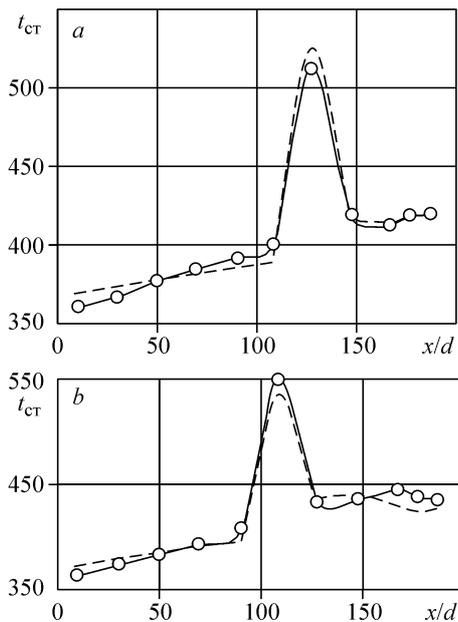


Рис. 2. Изменение температуры стенки по длине вертикальной трубы при нормальном и ухудшенном режимах теплоотдачи воды. $P = 22,6$ (а), 23,5 МПа (b), $q/\rho u = 0,65$ (а) [9], 0,75 кДж/кг [9] (b). Сплошная линия — эксперимент, штриховая — расчет.

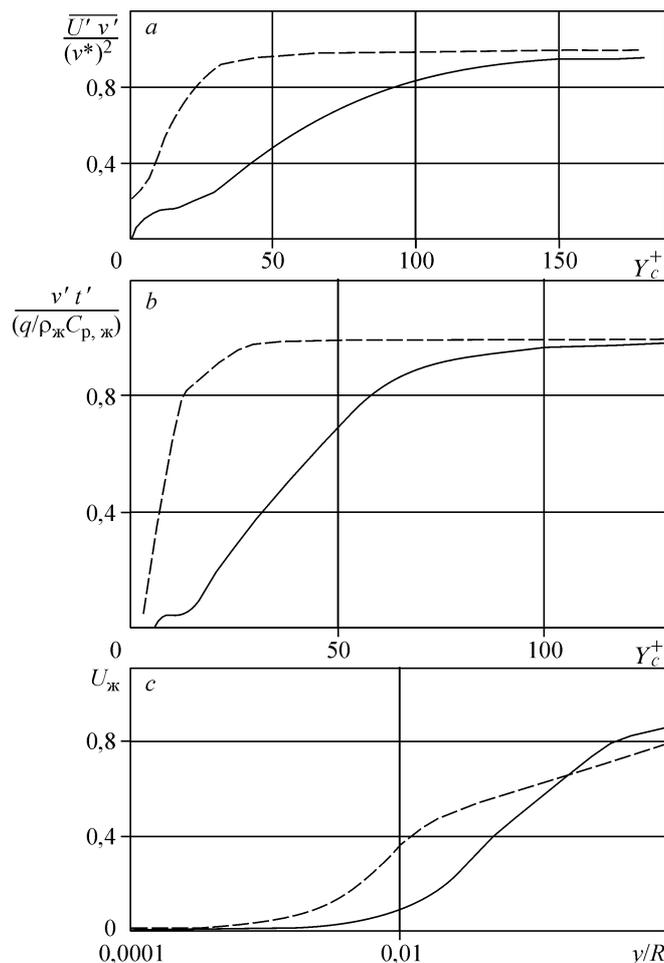


Рис. 3. Изменение турбулентных характеристик потока воды при нормальном и ухудшенном режимах теплоотдачи. $P = 22,6$ МПа, $\rho u = 430$ кг/(м²·с) [9]: *a* — турбулентное напряжение, *b* — турбулентный перенос тепла, *c* — средняя скорость потока. Нормальный режим теплоотдачи — штриховая, ухудшенный — сплошная линия.

3. АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Анализируя проведенные эксперименты, можно увидеть, что ухудшение теплообмена при СКД жидкости получается при определенных гидродинамических и тепловых режимах процесса. Иначе говоря, при определенных структурах потока, которые изменяются под влиянием гидродинамических и тепловых параметров (ρu , q , h , $q/\rho u$) и неоднородности теплофизических свойств жидкости. То есть ухудшение теплообмена при СКД можно рассматривать как чисто гидродинамическую задачу, зависящую от структуры потока при различных значениях q , h , ρu и $q/\rho u$. Отсюда следует, что ухудшение теплообмена можно определить из уравнения скорости и температуры. Влияние других факторов на структуру потока и интенсивность теплоотдачи косвенно учитывается вышеуказанными параметрами. При таком подходе из уравнения скорости и температуры определяются U_{cp}^+ и T_{cp}^+ , а также:

$$U_{cp}^+ T_{cp}^+ = \frac{U}{q / \rho_c \Delta t \overline{C_p}} = \frac{U}{W_{np}}, \quad (7)$$

где $W_{np} = q / \rho_c \Delta t \overline{C_p}$ — приведенная скорость, $\Delta t = (t_c - t_{ж})$, $\overline{C_p} = (h_c - h_{ж}) / (t_c - t_{ж})$ — средняя теплоемкость.

В работе [13] выражение (7) представляется в виде безразмерного комплекса $K_1 = \rho_c W_{np} / \rho u$. В нем в качестве теплового параметра используется скорость W_{np} , или $\rho_c W_{np}$, а в качестве гидродинамического параметра — скорость течения U (или массовая скорость $\rho_{ж} u$). Безразмерный комплекс K_1 , определяющий начало возникновения ухудшенного режима теплоотдачи, представляет собой соотношение двух скоростей, характеризующих тепловой и гидродинамический режимы потока. Обработка экспериментальных данных по теплоотдаче воды, двуокиси углерода и толуола показала, что график зависимостей $K_1 = f(T_{np})$ (где $T_{np} = q / \rho u C_{p,ж}$ — приведенная температура) состоит из двух частей, в одной из которых нормальный режим теплоотдачи имеет вертикальный наклон, в другой — ухудшенный, горизонтальный (рис. 4, а).

Первая часть графика описывается уравнениями конвективного теплообмена для однофазного потока. Вторая часть — выражением

$$K_1 = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{Pr}_{ж}^{0,15} \left(\frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u C_{p,ж}} \right)^{-0,05}. \quad (8)$$

Из формулы

$$h_c = h_{ж} + \frac{q \cdot 10^{-3} / \rho u}{K_1} \quad (9)$$

определяется h_c или температура стенки t_c .

По этому графику (см. рис. 4, а) можно определить T_{np} , соответствующую возникновению ухудшенного режима теплоотдачи, однако в инженерных расчетах для этого желательно использовать значения q , ρu , $t_{ж}$ или $h_{ж}$. При этом впервые предлагается экспериментальные данные по теплоотдаче обрабатывать также в виде зависимостей $K_1 = f(K_2)$. Безразмерный комплекс $K_2 = \frac{q}{\rho u \Delta h_m}$ представляет

собой энтальпийное число Стантона, характеризующее интенсивность теплообмена. Здесь $\Delta h_m = (h_m - h_{ж})$ при $h_m > h_{ж}$, а при $h_{ж} > h_m$ — $\Delta h_m = (h_{ж} - h_m)$.

Значение h_m , соответствующее максимуму теплоемкости C_p при $P > P_{кр}$, определяется из табличных данных по температуре [14, 15]; пример для воды приведен ниже:

| | | | | |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|
| P , МПа | 25 | 26 | 28 | 30 |
| C_p , кДж/(кг·°С) | 75,8 | 57,5 | 38,2 | 26,4 |
| t_m , °С | 385,3 | 389,2 | 397 | 404 |
| h_m , кДж/кг | 2184,3 | 2210,9 | 2243,6 | 2263,2 |

Графики зависимостей $K_1 = f(K_2)$, представленные на рис. 4, б для воды, показывают, что, как и в предыдущем случае, нормальный режим теплоотдачи имеет вертикальный, а ухудшенный — горизонтальный наклон. Точка пересечения кривых определяет значение $K_2^{кр}$, при котором наступает ухудшенный режим теплоотдачи. Для него получены эмпирические уравнения:

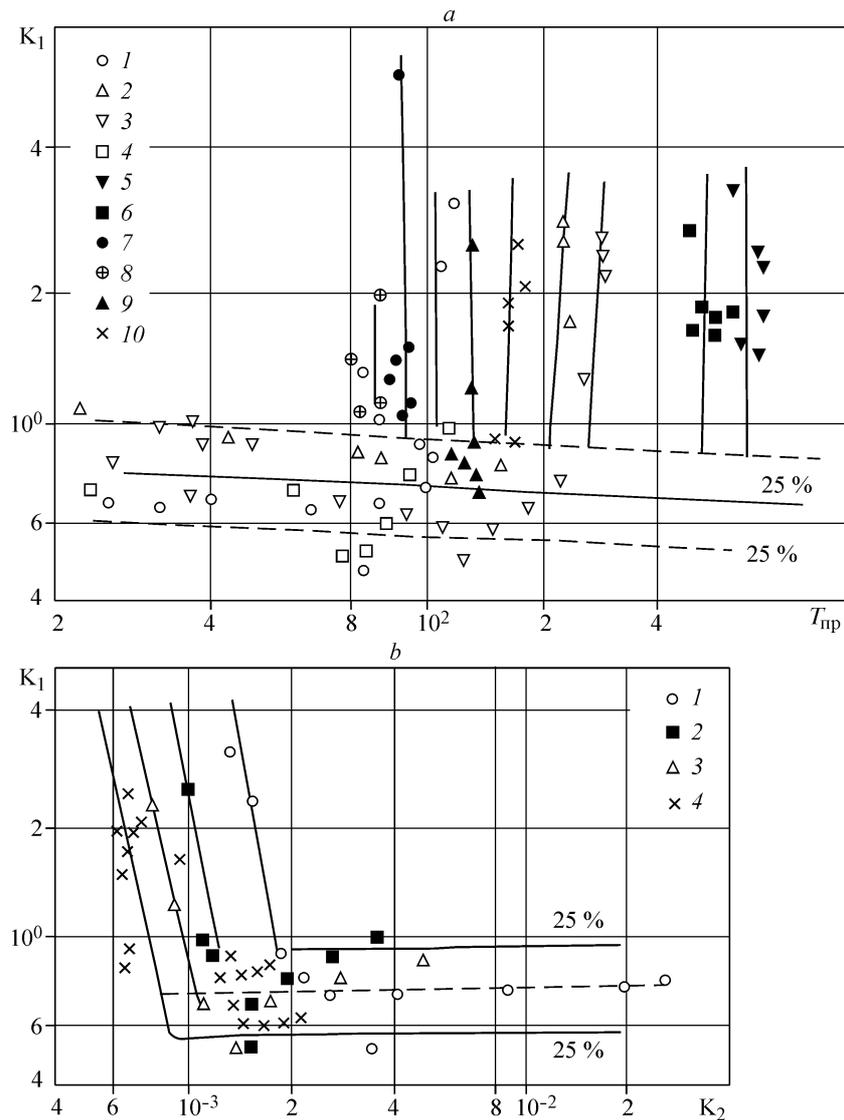


Рис. 4. Изменение зависимостей $K_1 = f(T_{\text{пр}})$ (a) и $K_1 = f(K_2)$ (b) по длине трубы для различных жидкостей.

a — вода: $P = 22,6$ (1), 24 (2), 24,5 МПа (3); $q/\rho u = 0,650$ [9] (1), 0,577 [10] (2), 0,958 кДж/кг [10] (3); двуокись углерода: $P = 9,8$ МПа (4), $q/\rho u = 0,370-0,450$ кДж/кг [6] (4); толуол: $P = 4,5$ (5–9), 5,5 МПа (10); $q/\rho u = 0,090$ [12] (5), 0,112–0,119 [11] (6), 0,28–0,29 (7), 0,32–0,33 (8), 0,396 (9), 0,510–0,560 кДж/кг (10). b — вода: $P/P_{\text{кр}} = 1,02$ (1), 1,1 (2), 1,1 (3), 1,2 (4); $\rho u = 430$ [9] (1), 449 [9] (2), 595 [10] (3), 493 кг/(м²·с) [1] (4).

1) при $h_{\text{ж}} < 0,8 h_m$

$$K_2^{\text{пр}} = \left(0,0032 - 0,0019 \frac{P}{P_{\text{кр}}} \right) \exp \left[\left(1,21 - 0,556 \frac{P}{P_{\text{кр}}} \right) \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \right], \quad (10)$$

2) при $h_{\text{ж}} > 0,8 h_m$ по данным [3]

$$K_2^{\text{гп}} = 18,89 \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \left[1,52 \left(\frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \right)^2 \left(2,22 - \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \right) - \left(2,78 \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} - 1 \right) \right] - 2,515. \quad (11)$$

Зная $K_2^{\text{гп}}$, можно определить значение энтальпии потока $h_{\text{гп}}$, при котором наступит ухудшенный режим теплоотдачи:

1) при $h_{\text{ж}} < h_m$

$$h_{\text{ж}}^{\text{гп}} = h_m - \frac{q \cdot 10^{-3} / \rho u}{K_2^{\text{гп}}}, \quad (12)$$

2) при $h_{\text{ж}} > h_m$

$$h_{\text{ж}}^{\text{гп}} = h_m + \frac{q \cdot 10^{-3} / \rho u}{K_2^{\text{гп}}}. \quad (13)$$

Из графика зависимостей $K_1 = f(T_{\text{гп}})$ видно, что максимумы температуры стенок соответствуют $K_1^{\text{мин}}$ и на графике они находятся ниже средней линии. На основании экспериментальных данных по теплоотдаче воды, полученных в интервале изменений $q \cdot 10^{-3} / \rho u = 0,45 - 1,15$ кДж/кг, для определения $K_1^{\text{мин}}$ имеем

$$K_1^{\text{мин}} = 0,048 \cdot 10^{-2} \left(\frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \right)^{0,35}. \quad (14)$$

4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА, СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

При проектировании теплообменных аппаратов обычно задают тепловой поток, расход и температуру жидкости; определяют коэффициент теплоотдачи или температуру стенки, зная которую необходимо для решения критериальных уравнений. В нормальном режиме теплоотдачи при монотонном изменении температуры стенки ее можно определить последовательными приближениями. Ниже предлагается метод определения при известных ρu , q , $t_{\text{ж}}$ перехода к ухудшенному режиму теплоотдачи и температуры стенки в этом случае.

Расчет необходимо вести в следующей последовательности.

Определяются:

1. Граничное значение $K_2^{\text{гп}}$:

– при $h_{\text{ж}} < 0,8 h_m$ по уравнению (10),

– при $h_{\text{ж}} > 0,8 h_m$ по уравнению (11).

2. Граничное значение энтальпии потока:

– при $h_{\text{ж}} < h_m$ по зависимости (12),

– при $h_{\text{ж}} > h_m$ по зависимости (13).

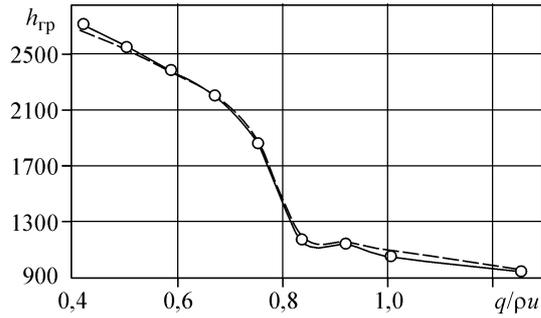
3. Температура стенки:

– при нормальном режиме теплоотдачи ($h_{\text{ж}} < h_{\text{гп}}$) по уравнению конвективно-го теплообмена однофазного потока,

– при ухудшенном режиме теплоотдачи ($h_{\text{ж}} > h_{\text{гп}}$) сначала по уравнению (8) находится (K_1), а потом по зависимости (9) — h_c или t_c ,

– при определении максимальной температуры стенки сначала вычисляется $K_1^{\text{мин}}$ (из уравнения (14)), а потом $h_c(t_c)$ по зависимости (9).

Рис. 5. Сравнение граничных значений энтальпии потока воды. Сплошная линия — эксперимент [3], штриховая — расчет.



После ухудшения теплоотдачи, начало которого соответствует $h_{ж} \approx h_{гр}$, а конец — $h_{ж} \approx 1,1h_{гр}$, наблюдается скачкообразное повышение температуры стенки с максимумами t_c при $h_{ж} \approx 1,05h_{гр}$.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений $h_{гр}$ представлено на рис. 5. При сопоставлении значений $h_{гр}$ использовались имеющиеся экспериментальные данные различных исследователей по воде, а также применяемые в расчетах котлов [3]. Видно, что расчетные и экспериментальные значения $h_{гр}$ хорошо согласуются между собой.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений температуры стенки представлено на рис. 2, *a* и *b*; видно, что расчетные и экспериментальные значения температуры стенки также хорошо согласуются.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Получены новые экспериментальные данные по ухудшенному режиму теплоотдачи углеводорода (толуола). Показано, что ухудшенный режим теплоотдачи углеводородов получается в опытах с предварительным нагревом жидкости. Возникновение ухудшенного режима теплоотдачи рекомендуется рассматривать как гидродинамическую задачу, зависящую от структуры потока, которая изменяется при определенных сочетаниях гидродинамических и тепловых параметров.

2. На основании анализа экспериментальных данных, полученных для воды и толуола, предложены уравнения для определения температуры стенки при ухудшенном режиме теплоотдачи и граничные значения энтальпии потока, при котором возникает ухудшение теплообмена.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

d, R — диаметр и радиус трубы, мм;
 C_p — теплоемкость, кДж/кг·°С;
 h — энтальпия, кДж/кг;
 h_m — энтальпия, соответствующая максимуму теплоемкости при $P > P_{кр}$, кДж/кг;
 l — длина, м;
 P — давление, МПа;
 Pr, Re, Nu, Pe — числа Прандтля, Рейнольдса, Нуссельта, Пекле;
 q — плотность теплового потока, Вт/м²;
 T, t — температура, К, °С;
 t' — пульсация температуры в направлении y , °С;
 $T^* = q / (\rho C_p v^*)$ — масштаб температуры, К;
 $T^+ = (T_c - T_{ж}) / T^*$ — безразмерная температура;
 t_m — температура, соответствующая максимуму теплоемкости при $P > P_{кр}$, °С;

U — скорость, м/с; $U^+ = U / v^*$ — безразмерная скорость;
 u', v' — пульсации скорости в направлениях координаты x и y , м/с;
 $Y^* = y v^* / \nu$ — безразмерная координата;
 $X = \frac{1}{Pe} \frac{x}{d}$ — безразмерная длина;
 $v^* = \sqrt{\tau / \rho}$ — динамическая скорость, м/с;
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);
 μ — динамическая вязкость, Н·с/м²;
 ν — кинематическая вязкость, м²/с;
 ρ — плотность жидкости, кг/м³;
 ρu — массовая скорость, кг/(м²·с);
 τ — касательное напряжение, Н/м²;
 x — расстояние от входа в трубу, м.

ИНДЕКСЫ

в — внутренний,
вх — вход,
вых — выход,
гр — граничное,
ж — жидкость,
кр — критическое,

н — наружный,
обог — обогреваемый,
общ — общий,
пр — приведенная,
с — стенка,
ср — среднее,
э — экспериментальная.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихрев Ю.В., Барулин Ю.Д., Коньков А.С. Исследование теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика. — 1967. — № 9. — С. 80–82.
2. Локшин В.А., Семеновкер И.К., Вихрев Ю.В. К расчету температурного режима радиационных поверхностей нагрева котлов сверхкритического давления // Теплоэнергетика. — 1968. — № 9. — С. 21–24.
3. Локшин В.А., Петерсон Д.Ф., Шварц А.Л. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). — М.: Энергия, 1978. — 255 с.
4. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 470 с.
5. Курганов В.А. Теплообмен и сопротивление в трубах при сверхкритических давлениях теплоносителя // Теплоэнергетика. — 1998. — № 3. — С. 2–10, № 4. — С. 35–44.
6. Краснощекоев Е.А., Протопопов В.С., Парховник И.А., Силин В.А. Некоторые результаты экспериментального исследования теплоотдачи к двуокиси углерода сверхкритического давления при температурных напорах до 850 °С // ТВТ. — 1971. — Т. 9, № 5. — С. 1081–1084.
7. Келбалиев Р.Ф. Ухудшение теплообмена при сверхкритических давлениях вещества // ИФЖ. — 2001. — Т. 74, № 2. — С. 115–118.
8. Келбалиев Р.Ф., Рзаев М.А., Байрамов Н.М., Ашурова У.И. Теплоотдача при сверхкритических давлениях ароматических углеводородов // Труды третьей российской национальной конференции по теплообмену. Т. 2. — М.: Изд. МЭИ, 2002. — С. 167–169.
9. Шницман М.Е. Ухудшение режима теплоотдачи при закритических давлениях // ТВТ. — 1963. — Т. 1, № 2. — С. 267–275.
10. Шницман М.Е. Особенность температурного режима в трубах при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика. — 1968. — № 5. — С. 57–61.
11. Рзаев М.А., Келбалиев Р.Ф., Ашурова У.И., Байрамов Н.М. Ухудшенный режим теплоотдачи ароматических углеводородов в вертикально-прямых трубах // Тез. докл. VII Всерос. конф. молодых ученых “Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики” // СО РАН Новосибирск. — 2002. — С. 154–155.
12. Калбалиев Ф.И. О профилях средней температуры и концентрации при турбулентном течении жидкости в трубе и в пограничном слое на пластинке // ИФЖ. — 1975. — Т. 29, № 2. — С. 244–250.
13. Калбалиев Ф.И. Теплоотдача при сверхкритических давлениях веществ (ароматические углеводороды): Дис. ... д-ра техн. наук. — Баку, 1985. — 416 с.
14. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. — М.: Энергия, 1980. — 423 с.
15. Мамедов М.А., Ахундов Т.С. Таблица термодинамических свойств газов и жидкостей. Вып. 5. Углеводороды ароматического ряда. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 140 с.

Статья поступила в редакцию 7 февраля 2005 г.