

*Ф.И. Калбалиев, Т.Ф. Джабраилов*

Азербайджанская государственная нефтяная академия, Баку, Азербайджан

## ДОСТИЖЕНИЕ НАИЛУЧШЕГО ЭФФЕКТА ПРИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ПРОФИЛИРОВАННЫХ ТРУБАХ

### АННОТАЦИЯ

Приводятся результаты расчета по определению профиля скорости в пристеночной части потока и использование их при изготовлении профилированных труб. Показана возможность достижения наилучшего эффекта при интенсификации теплообмена в этих профилированных трубах.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Велика роль теплообменных аппаратов в энергетике, химической, нефтеперерабатывающей и в других областях техники.

Нормальный температурный режим металла теплообменных аппаратов можно сохранить при различных условиях работы их с применением интенсификации теплообмена.

Интенсификация теплообмена является эффективным путем решения проблем подогрева жидкости до необходимой температуры, охлаждения высоконапряженной поверхности и поддержания необходимой температуры металла, уменьшения массы и габаритных размеров теплообменных аппаратов и устройств. Интенсификация теплообмена при СКД жидкости дает возможность избежать возникновения ухудшенного режима теплоотдачи и положительно проявляет себя, увеличивая надежность работы теплоотдающей поверхности. В парогенераторах сверхкритического давления ухудшение теплообмена наблюдается в нижней радиационной части. Искусственная интенсификация теплоотдачи в НРЧ котла улучшает температурный режим металла. В литературе предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена.

Необходимо отметить, что при выборе для практического применения того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и технологичность ее изготовления, гидродинамическую структуру потока, в котором требуется интенсифицировать теплоотдачу. Знание гидродинамической структуры турбулентного потока и особенностей теплообмена в нем позволяет установить области, в которых увеличение интенсивности турбулентных пульсаций окажет наибольший эффект при интенсификации теплоотдачи. Обычно это области, довольно близко прилегающие к стенкам. Турбулентная теплопроводность в них мала, а плотность теплового потока близка к максимальной. Наиболее

доступным и эффективным методом управляемого воздействия на структуру потока является создание в нем отрывных зон или других организованных вихревых структур, что можно достичь, используя периодически расположенные поперечные выступы – турбулизаторы. Создаваемые за этими выступами вихревые зоны и будут служить источником дополнительной турбулизации. Когда в результате диффузии турбулизирующее влияние предыдущего выступа начнет ослабевать, следует разместить новый выступ и т.д. (рис. 1). При частом расположении турбулизаторов турбулентные пульсации не успевают затухнуть на пути к следующему турбулизатору. Это нерациональный путь, так как он сопряжен с достаточно большими гидравлическими потерями на дополнительную турбулизацию ядра, которая мало увеличивает теплоотдачу [1, 2].

Конкретное значение шага и высоты турбулизаторов должно выбираться на основе расчетов, исходя из условий каждой задачи.

В работах [1,2] утверждается, что целенаправленная турбулизация только пристенных слоев потока обеспечила реализацию соотношения  $Nu/Nu_{гд} \geq \xi/\xi_{гд}$ , которая еще в середине прошлого века считалась невозможной.

### 2. 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 с регулирующими вентилями. 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 данной работе в качестве экспериментального участка использовалась гладкая и профилированная трубы из нержавеющей стали с геометрическими размерами:  $D_H/D_B = 8.0/6.0$  мм, обогреваемой длиной 200 мм,  $d_B/D_B = 5.5/6.0$  мм,  $z/D_B = 6.5/6.0$  мм (рис. 1).

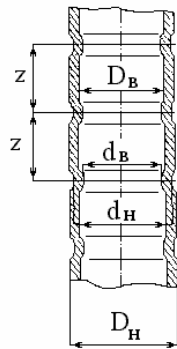


Рис. 1. Экспериментальный участок

Температурный режим металла трубы исследуется при стационарном тепловом режиме. В течение 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 [4].

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

На рис. 2 представлены зависимости изменения температуры стенки от энтальпии для подъемного и отпускового движений воды при давлении 24 МПа в гладких прямых трубах [3]. На рис. 2, а представлен подъемный режим движения и видно, что на участке АВ наблюдается нормальный режим теплоотдачи и температура стенки растет плавно. При достижении температуры стенки значения, приблизительно равного, так называемой псевдокритической температуре, образуется слабоклонный участок ВС, где рост температуры заметно убывает. Это можно объяснить тем, что при этой температуре теплофизические свойства воды сильно изменяются, в частности теплоемкость резко увеличивается и доходит до своего максимума. Участок CD характеризует ухудшенный режим теплоотдачи, где наблюдается резкое повышение температуры стенки. В отличие от подъемного движения, где направление свободной конвекции совпадает с направлением движения потока, при отпусковом движении эти направления противоположны друг другу, что несомненно сказывается на характере изменения температуры стенки (рис. 2, б). Для интенсификации теплоотдачи в этих трубах необходимо установить искусственный турбулизатор. При этом должна быть известна толщина пристеночного слоя, где происходит затухание турбулентности. Поэтому для каждого случая следует определить профиль скорости. Так как в рассматриваемом случае температура стенки измерялась в 18 сечениях трубы, т.е. имеется 18 точек измерений для упрощения, было решено

вести расчет для определенных сечений. При нормальном режиме теплоотдачи проводится расчет профиля скорости в точке 1, при температуре стенки, равной псевдокритической температуре, – в точке 2, при начале ухудшенного режима теплоотдачи при подъемном режиме движения – в точке 3 и при максимальном значении температуры стенки – в точке 4.

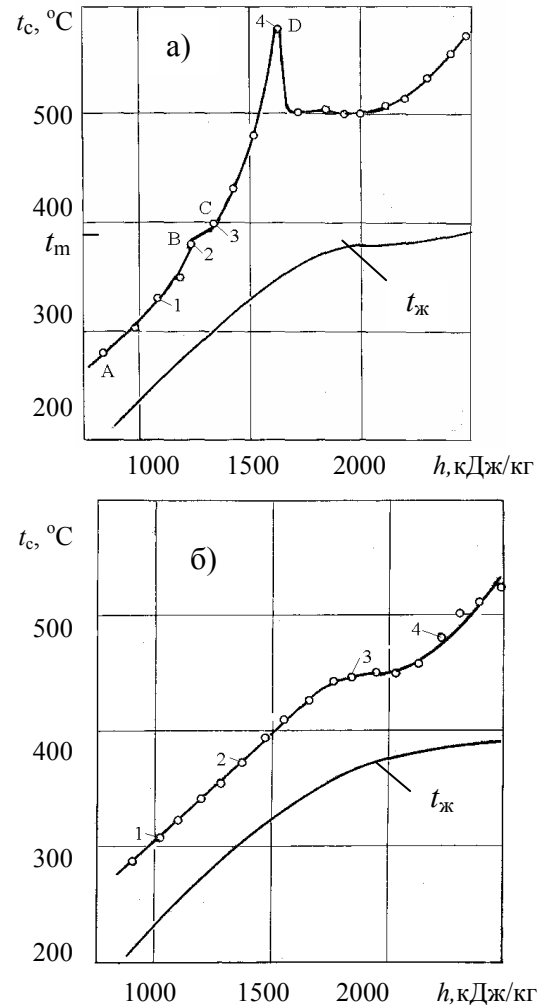


Рис. 2. Зависимость  $t_d = f(h)$  для воды при  $p = 24$  МПа: а — подъемное движение [3]; б — отпусковое движение [3]

Начало ухудшенного режима теплоотдачи при подъемном режиме движения наблюдалось при энтальпии, равной 1500 кДж/кг, а при отпусковом режиме движения оно наблюдается при более высоких значениях энтальпии  $h = 2000$  кДж/кг. При отпусковом режиме движения точки 1 и 2 характеризуют такие же области, что и при подъемном. Точка 3 – влияние свободной конвекции, точка 4 – начало ухудшенного режима.

Результаты расчета по определению профиля скорости при ухудшенном режиме теплоотдачи по представленной методике [5,6] приведены в виде зависимости  $u = f(Y/R)$  (рис.3). Как видно из графиков кривые для точек 1, 2 и 3 преломляются в двух местах при  $Y/R \approx 0.01$  и  $Y/R \approx 0.03$ , а для точки 4 – при  $Y/R \approx 0.02$  и  $Y/R \approx 0.04$  при подъемном режиме движения. Так, для интенсификации теплоотдачи

при нормальном режиме выступ турбулизатора должен быть в пределах от  $Y/R \approx 0.01$  до  $Y/R \approx 0.03$ , при ухудшенном же режиме теплоотдачи в пределах  $0.02 < Y/R < 0.04$ .

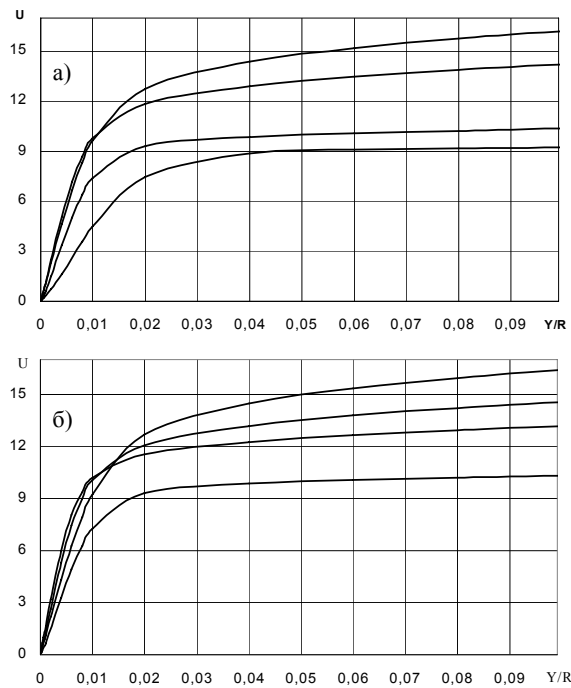


Рис. 3. Изменение скорости по сечению потока при ухудшенном режиме теплоотдачи воды: а — подъемное движение; б — отпускное движение

Для отпускного режима движения (рис. 3, б) кривые зависимости изменения скорости по сечению потока преломляются так же в двух местах. В отличие от подъемного режима движения здесь первое преломление для всех кривых происходит при  $Y/R \approx 0.01$ , а второе — при  $Y/R \approx 0.02$ .

Используя результаты расчетов по определению места выработки дополнительной турбулентности, была изготовлена профилированная труба и экспериментально исследован температурный режим стенки при сверхкритических, докритических давлениях и при кипении недогретой воды в профилированной вертикальной трубе. Полученные результаты сравниваются с аналогичными для гладкой трубы, причем геометрические размеры труб были одинаковыми. Из рис. 4, а видно, что в конце участка с устойчивым кипением в данном опыте в гладкой трубе при  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u) = 3.66$  Дж/кг, а в профилированной при  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u) = 5.47$  Дж/кг наступает кризис кипения. Начало процесса кипения в гладкой трубе соответствует значению  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u) = 2.87$  Дж/кг, а в профилированной —  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u) = 4.57$  Дж/кг. Различие в значениях  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u)$  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 вследствие интенсификации теплообмена условие  $t_c = t_s$  получается при больших значениях  $q$  (или  $q/(\rho u)$ ). Сравнение кривых зависимости  $t_c = f(q/(\rho u))$ , представленных на рис. 4, а, показывает, что в данном опыте с водой процессы

конвективной теплоотдачи однофазного потока, кипения жидкости и кризис кипения в гладкой трубе осуществляются до значения  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u) = 4.03$  Дж/кг, в то же время в профилированной трубе до значения  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u) = 4.57$  Дж/кг имеет место только конвективный теплообмен однофазного потока.

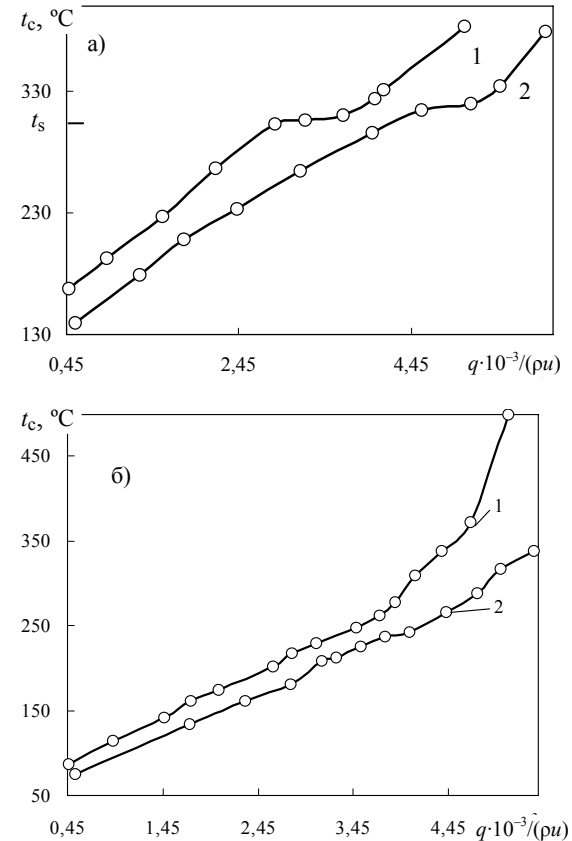


Рис. 4. Изменения температуры стенки для гладкой и профилированной трубы: а —  $P/P_{кр} = 0.45$ ,  $x/d = 20$ ,  $t_{ж}^{BX} = 38$  °С; б —  $P/P_{кр} = 1.17$ ,  $x/d = 30$ ,  $t_{ж}^{BX} = 45$  °С; 1 — гладкая труба; 2 — профилированная труба

Значение критического теплового потока или значение  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u)$ , соответствующие кризису кипения в профилированной трубе, значительно больше (в 1.5 – 2 раза), чем в гладкой. Искусственная турбулизация пристеночной части потока дает возможность избегать появления кризиса кипения при малых значениях  $q/(\rho u)$ .

Из графиков, представленных на рис. 4, б видно, что при СКД жидкости значения температур стенок гладких труб выше, чем профилированных. Как видно из рисунка, кривые 1 и 2 почти параллельны до определенного значения  $q \cdot 10^{-3}/(\rho u)$ , после чего наблюдается изменение наклона кривой 1 и разница температур гладкой и профилированной труб увеличивается.

Полученные результаты позволяют утверждать, что интенсификация теплообмена путем искусственной турбулизации пристеночной части потока является эффективным путем решения проблем подогрева жидкости до необходимой температуры, охлаждения высокотемпературной поверхности,

поддержания нормального температурного режима металла, уменьшения массы и габаритных размеров теплообменных аппаратов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Определение места выработки дополнительной турбулентности позволяет изготовить профилированную трубу, в которой можно достичь наибольшего эффекта при интенсификации теплообмена.

2. Интенсификация теплообмена является эффективным путем решения проблем подогрева жидкости до необходимой температуры, охлаждения высокотемпературной поверхности, поддержания нормального температурного режима металла.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$P$  – давление, МПа;  
 $t$  – температура, °С;  
 $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $d$  – диаметр кольцевых диафрагм, м;  
 $D$  – диаметр трубы, м;  
 $R$  – радиус трубы, м;  
 $Y$  – расстояния от стенки;  
 $Nu$  – числа Нуссельта;  
 $z$  – шаг размещения турбулизаторов;  
 $h$  – энтальпия, кДж/кг;  
 $x$  – расстояние от входа в трубу, мм;  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  
 $u$  – скорость, м/с;  
 $\rho u$  – массовая скорость, кг/(м<sup>2</sup>·с);

Индексы:

$c$  – стенка,  
 $ж$  – жидкость,  
 $вх$  – вход,  $s$  – насыщение,  
 $кр$  – критическая,  
 $гл$  – гладкая,  
 $m$  – псевдокритическая.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М: Машиностроение, 1990. 208 с.
3. Шицман М.Е. Особенности температурного режима в трубах при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика. 1968. № 5. С.71—61
4. Келбалиев Р.Ф. Ухудшение теплообмена при сверхкритических давлениях вещества // ИФЖ. 2001. Т.74. №2. С. 115—118.
5. Келбалиев Р.Ф. Определение места выработки дополнительной турбулентности в пристеночной части потока // ИФЖ. 2004. Т.77. № 6. С. 141—145.
6. Калбалиев Ф.И. О профилях средней температуры и концентрации при турбулентном течении жидкости в трубе пограничном слое на пластинке // ИФЖ. 1975. Т. 29. № 2. С. 244—250.