

УДК 621.311.22

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ТРУБ ПРИ ДОКРИТИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЯХ ВОДЫ

ДЖАБРАИЛОВ Т. Ф.

Азербайджанская Государственная Нефтяная Академия

В работе рассматривается температурный режим парогенерирующих труб при докритических давлениях и в области, близкой к критическому давлению воды. Приведены сравнения данных, полученных в опытах с водой в гладких и профилированных прямых трубах.

В энергоблоках сверхкритического давления (СКД) при изменении режимных параметров возможно наступление ухудшенного режима теплоотдачи и скачкообразное повышение температуры металла [1,2,3]. Такое явление можно наблюдать также в котлах СКД при частичных нагрузках. При переменных режимах теплообменных аппаратов возможны случаи снижения давления теплоносителя ниже критического значения. Такое явление наблюдается в парогенераторах при снижении нагрузки.

В этом случае энергетические установки переходят на режим работы со «скользящим начальным давлением», когда давление теплоносителя становится меньше критического значения. Поэтому анализ поведения температуры стенки парогенерирующих труб энергетических установок при докритических давлениях теплоносителя весьма актуален и ценен для практической работы.

Надежность работы энергоустановок требует подробного изучения закономерностей изменений температур стенок теплообменных аппаратов при кипении жидкости при докритических давлениях теплоносителя и, особенно, в области давлений, близких к критическому.

Изучению теплоотдачи при поверхностном и пленочном кипении, кризису кипения и температурному режиму парогенерирующих стенок вдали от критического давления посвящены многочисленные работы. Закономерности теплоотдачи при кипении жидкости в трубе изучены достаточно.

Эксперименты проводились с различными жидкостями в широких интервалах изменения режимных параметров. В литературе имеется много данных по воде в гладких прямых трубах, однако по профилированным трубам они представлены слабо.

В настоящей работе рассматривается температурный режим парогенерирующих труб при докритических давлениях и в области, близкой к критическому давлению воды.

Особенности процесса теплоотдачи при кипении, наблюдаемые в опытах, могут быть объяснены поведением вещества при околоскритическом состоянии и изменении теплофизических свойств жидкости в указанной области. Переменность физических свойств в области, близкой к критической, способствует изменению силы, действующей на движущуюся жидкость, которая, в свою очередь, изменяет структуру потока. В ре-

зультате изменяется также турбулентность потока и интенсификация процесса обмена между ядром и пристеночным двухфазным слоем потока.

Температурный режим стенки исследовался при подъемном движении воды в вертикальной трубе. Рассматривается процесс кипения жидкости в трубе. Температура воды на входе в экспериментальную трубу меньше температуры насыщения t_s , а на выходе меньше или равна t_s воды при заданном давлении.

Ниже приводятся результаты экспериментальных исследований температурного режима металла в вертикально расположенных профилированных трубах и сравнение их с данными для гладкой трубы. Известно, что в профилированной трубе, наряду с увеличением теплоотдачи, растет и гидравлическое сопротивление. Поэтому выбирают такой метод интенсификации теплообмена, в котором увеличение теплоотдачи превосходит рост гидравлического сопротивления, т.е. экономичный метод интенсификации теплообмена. С этой точки зрения наиболее широкое распространение получили методы, предложенные в работах [4-6], которые были приняты в данном исследовании. В конечном итоге целесообразность применения теплообменных аппаратов с турбулизаторами в конкретных установках должна определяться экспериментальными исследованиями и технико-экономическими расчетами.

Для выяснения влияния интенсификации теплообмена на эффективность работы энергетических установок рассматриваем изменение температуры стенки, жидкости и коэффициента теплоотдачи в элементах теплообменных аппаратов в различных условиях их работы.

Температурный режим стенки исследуется при стационарном тепловом режиме на экспериментальной установке, работающей по принципу разомкнутого циркуляционного контура. Циркуляция и создание давления жидкости в контуре осуществляются насосом. Для обогрева экспериментальной трубы и предварительного нагрева жидкости используется электрический ток низкого напряжения. Во время проведения опытов замеряются температуры жидкости и стенки, расход и давление жидкости, напряжение и сила тока. Измерения всех величин осуществляются известными методами. Опыты проводятся в следующей последовательности. При постоянных значениях расхода, температуры и давления жидкости на входе в трубу включается электрический нагрев экспериментальной трубы. Тепловая нагрузка для каждого опыта поддерживается постоянной. При переходе от одного опыта к другому тепловой поток постепенно увеличивается. Описание экспериментальной установки, методика проведения опытов и измерения отдельных величин даны в [7].

В данной работе в качестве экспериментального участка использовалась гладкая и профилированная трубы из нержавеющей стали марки 1X18N10T с геометрическими параметрами: $D_n / D_b = 8.0/6.0$ мм, обогреваемой длиной 200 мм, $d_b / D_b = 5.5/6.0$ мм, $z / D_b = 6.5/6.0$ мм (рис. 1).

Анализ проведенных опытов с водой дает возможность утверждать, что характер изменения температуры стенки по длине как для профилированных, так и для гладких труб почти одинаковый (рис.2).

На рис. 2 представлены графики изменения температуры стенки по длине профилированной трубы при давлении 10 МПа. При умеренных тепловых потоках и при температуре стенки меньше температуры насыщения изменение t_c соответствует нормальному режиму конвективного теплообмена однофазного потока. С увеличением теплового потока температура стенки достигает значения температуры насыщения воды и на гра-

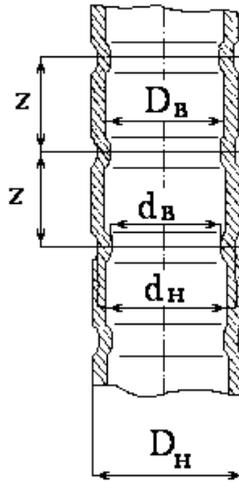


Рис.1. Экспериментальный участок.

фике зависимости $t_c=f(x/d)$ образуется горизонтальный участок BC, характерный для процесса кипения, из-за чего температура стенки остается почти постоянной, где коэффициент теплоотдачи значительно повышается и теплообмен улучшается. Это можно объяснить появлением поверхностного кипения, при переходе пузырькового кипения на пленочное наблюдается повышение температуры стенки и, естественно, понижение коэффициента теплоотдачи (участок CD).

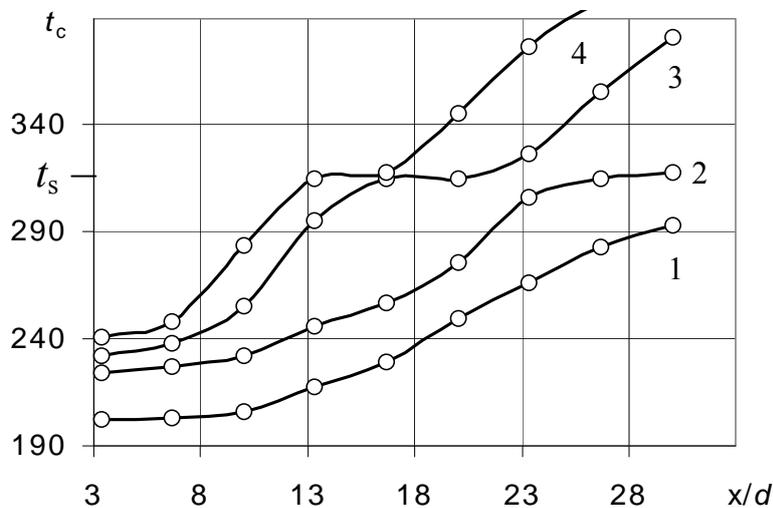


Рис.2. Изменение температуры стенки по длине профилированной трубы в опытах с водой при $P = 10.0$ МПа; $\rho u = 565$ кг/(м²с); $d_H/d_B = 8.0/6.0$ мм; $l_{\text{обогр}} = 200$ мм; $q \times 10^{-5}$, Вт/м²: 1–25.15; 2–29.71; 3–31.77; 4–33.34.

Отсюда можно сделать вывод, что теплообмен, протекающий в профилированной трубе, подчиняется тем же законам и условиям, которые наблюдаются в гладких трубах. Для выявления преимущества в применении интенсифицированной трубы от гладкой следует сравнить их температурные режимы при одинаковых условиях и геометрических размерах.

Так, на рис.3 представлены зависимости изменения температуры стенки от отношения плотности теплового потока к массовой скоро-

сти в однофазном потоке для профилированной и гладкой труб. Причем геометрические размеры этих труб идентичны.

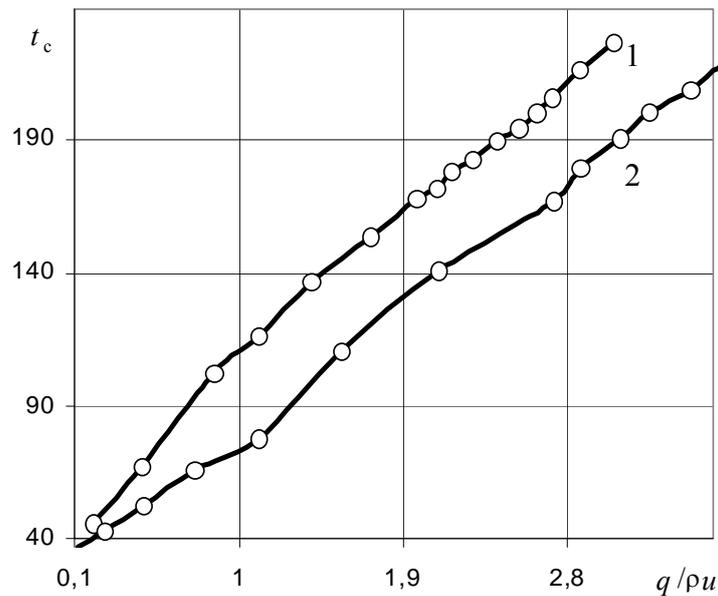


Рис.3. Зависимость $t_c = f(q \cdot 10^{-3}/\rho u)$ для 1 – гладкой и 2 – профилированной трубы при $P = 2$ МПа.

Как видно из графика, температура стенки в профилированной трубе при одинаковых условиях меньше, чем в гладкой. При дальнейшем повышении плотности теплового потока разность между температурами стенок профилированной и гладкой труб увеличивается.

На рис.4 представлены зависимости изменений температур жидкости от отношения плотности теплового потока к массовой скорости при давлении воды, равном 2МПа в гладкой и интенсифицированной трубах.

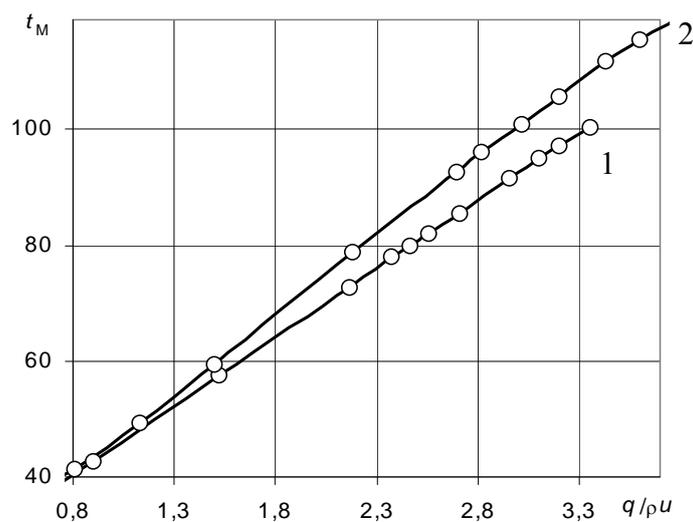


Рис.4. Зависимость $t_{ж} = f(q \cdot 10^{-3}/\rho u)$ для 1 – гладкой и 2 – профилированной трубы при $P = 2$ МПа.

Из графика видно, что температура жидкости в профилированной трубе больше, чем в гладкой. Разница между ними увеличивается с повышением плотности теплового потока. Это явление позволяет утверждать, что жидкость, протекающая внутри профилированного канала, способна воспринимать намного больше тепла. За счет этого температура стенки в ней меньше, чем было в гладкой трубе. Все это можно объяснить тем, что на участке тепловой стабилизации турбулизаторы меняют структуру потока пристеночной части и при этом интенсифицируют теплообмен.

Уменьшение температуры стенки и увеличение температуры жидкости в профилированной трубе по сравнению с гладкой дает возможность утверждать, что разность температур между стенкой и жидкостью в трубе с турбулизаторами потока меньше, чем в обычной, а это, без сомнения, дает повод утверждать об увеличении коэффициента теплоотдачи.

Как было выше отмечено, интенсификация теплообмена получается при турбулизации пристеночного потока, в результате уменьшается разность температур между стенкой и жидкостью, и увеличивается коэффициент теплоотдачи примерно в 1.3–2 раза.

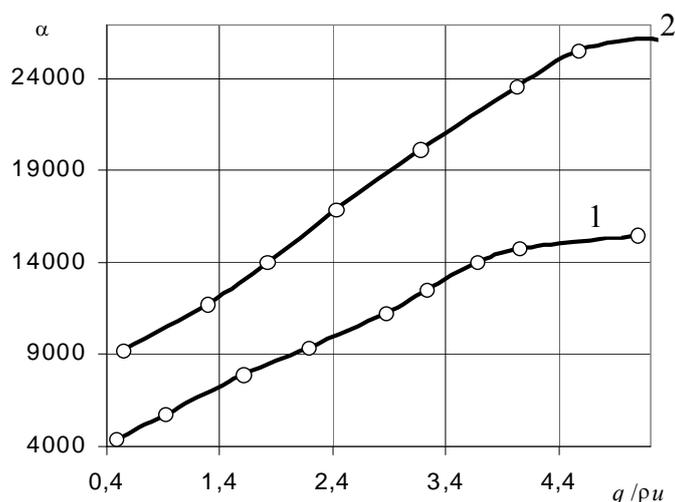


Рис.5. Зависимость $\alpha = f(q \cdot 10^{-3}/\rho u)$ для 1 – гладкой и 2 – профилированной трубы при $P = 10$ МПа.

На рис.5. представлен график изменения коэффициента теплоотдачи от отношения плотности теплового потока к массовой скорости при давлении воды, равном 10МПа. Из зависимости видно, что с повышением плотности теплового потока коэффициент теплоотдачи профилированной трубы увеличивается по сравнению с гладкой трубой, а это можно объяснить тем, что, как уже выше было отмечено, с увеличением плотности теплового потока уменьшается разность температур между стенкой и жидкостью в профилированной трубе.

Полученные результаты позволяют утверждать, что интенсификация теплообмена путем искусственной турбулизации пристеночной части потока является эффективным путем решения проблемы подогрева жидкости до необходимой температуры, охлаждения высокотемпературной поверхности, поддержания нормального температурного режима металла, уменьшения массы и габаритных размеров теплообменных аппаратов.

Обозначения

t - температура, $^{\circ}\text{C}$; P - давление, МПа; q - тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$; u - скорость, м/с; ρ - плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$; ρu - массовая скорость $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; d - диаметр кольцевых диафрагм, м; D - диаметр трубы, м; x - расстояние от входа трубы, мм; z - шаг размещения турбулизаторов, м; α - коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

Индексы: с — стенка; ж — жидкость; кр — критическая; в — внутренний; н — наружный; s - насыщение.

1. Вихрев Ю.В., Коньков А.С., Синицын И.Т. Температурный режим горизонтальных труб при сверхкритическом давлении // Электрические станции, 1970, № 7, с. 35-38
2. Локицин В.А., Петерсон Д.Ф., Шварц А.Л. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1978, 255 с.
3. Шицман М.Е. Ухудшенные режимы теплоотдачи при закритических давлениях // Теплофизики высоких температур, 1963, т.1, № 2, с. 267-275
4. Калинин Э.К., Берлин И.И., Костюк В.В., Кочелаев Ю.С. Теплообмен при пленочном кипении в элементах энергетических аппаратов. М.: Энергоатомиздат, 1972, 147 с.
5. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998, 408 с.
6. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М: Машиностроение, 1990, 208 с.
7. Келбалиев Р.Ф. Теплоотдача при кипении жидкости в области давлений близких к критическому // Теплоэнергетика, 2002, №3, с. 39-42

SUYUN KRİTİK DƏN AŞAĞI TƏZYİQLƏRİNDƏ BORULARIN TEMPERATUR REJİMİ

CƏBRAYILOV T.F.

İşdə suyun kritikdən aşağı təzyiqlərində və kritikətrafi sahədə buxarlandırıcı boruların temperatur rejiminə baxılır. Həmin və profilənmiş düz borularda su ilə aparılan təcübə nəticələri müqayisə edilir.

THE TEMPERATURE REGIME FOR THE WATER IN A TUBULAR SYSTEM (WATER PRESSURE LOWER THEN CRITICAL)

JABRAYILOV T.F.

This article outlines the temperature regimes for water in a outlet tubular systems , in case of critical pressure . The results are reflecting the water behavior in a straight or bended tubular systems .