

6
А48

27K

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Ю.З.САМОЙЛОВИЧ

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО
ПАРА НА ТУРБУЛЕНТНЫХ СТРУЯХ ВОДЫ
(05.273-промышленная теплоэнергетика)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1971

Одной из характерных особенностей технического прогресса является тенденция к интенсификации различных технологических процессов, в частности, процессов теплопередачи. Уменьшение габаритов, повышение надежности и экономичности теплообменных аппаратов связано с поисками и исследованиями высокоэффективных процессов теплоотдачи. Рост единичной мощности паровых турбин связан с увеличением габаритов всего тепломеханического оборудования, в том числе теплообменной аппаратуры — конденсаторов, регенеративных подогревателей и т.д.

Проблема интенсификации теплопередачи также является важной для широкого круга производств, технологические процессы которых связаны с использованием различного вида конденсационных устройств, например для холодильной техники, охладительных установок и т.д.

Задача уменьшения габаритов конденсатора особенно актуальна для транспортных энергетических установок.

Одним из путей решения этой задачи является применение теплообменных аппаратов смешивающего типа, имеющих при прочих равных условиях значительно меньшие габариты по сравнению с поверхностными теплообменниками.

В смешительных аппаратах тепло — и массообмен зависит от метода подачи холодной жидкости в паровой объем. В зависимости от метода подачи (типа форсунок, давления перед ней и ряда других факторов) возможно



4.

образование как сплошной, так и распавшейся струи.

В общем случае первоначально сплошная струя в дальнейшем распадается на капли.

В случае сплошных струй высокая эффективность теплообмена при конденсации обусловлена как устранением термического сопротивления разделяющей стенки, так и возможным увеличением поверхности теплообмена.

В случае конденсации пара на распыленной жидкости высокая эффективность обусловлена возможностью получения исключительно большой поверхности теплообмена за счет тонкого распыливания охлаждающей жидкости, малым термическим сопротивлением отдельных капель, а также, как и в случае сплошной струи, устранением термического сопротивления разделяющей стенки.

Однако диспергирование жидкости может быть исключено на практике из-за требуемых больших перепадов давления. В связи с этим повышается важность изучения процессов конденсации пара на струях.

Слабая изученность процессов тепло- и массообмена при непосредственном смешении воды с паром препятствует разработке и внедрению подогревателей и конденсаторов смешивающего типа.

В настоящей работе рассматриваются результаты опытного исследования теплообмена при конденсации пара на цилиндрических турбулентных струях воды. Основное внимание уделено получению расчетных зависимостей для опреде-

5.

ления нагрева турбулентных струй жидкости паром.

I.

В главе I диссертации рассмотрено современное состояние вопроса. В параграфе первом этой главы приведен обзор работ, посвященных исследованию конденсации пара на струях воды.

Литературные данные теоретического и экспериментального исследования теплообмена при конденсации пара на сплошных струях немногочисленны. Первым исследованием, в котором на основании физической картины процесса получена обоснованная система безразмерных критериев, актуальных при конденсации пара на струях воды, является работа С.С. Кутателадзе, опубликованная в 1949 году. В своей более поздней работе последним совместно с Боришанским была решена задача о нагреве свободно падающей турбулентной струи при отсутствии в ней радиального градиента скорости и в предположении о постоянстве коэффициента турбулентного обмена по всей длине струи. Рядом авторов для расчета нагрева струи в предположении о невязком течении в струе и пренебрежимо малом влиянии межфазного трения были использованы решения классических задач нестационарной теплопроводности для тел соответствующей формы при граничных условиях первого рода. Подобные решения позволили теоретически получить низшую границу интенсивности теплообмена

при конденсации чистого пара.

Особый интерес представляют работы, в которых теоретически исследовалась конденсация пара на быстрых турбулентных струях жидкости. В приближении турбулентного пограничного слоя подобная задача впервые была рассмотрена в работе Г.Н.Абрамовича для случая неподвижного парового пространства в рамках "старой" теории пути смещения Прандтля.

В этой работе было найдено распределение температур и скоростей в поперечном сечении пограничного слоя при наличии потенциального ядра в струе.

Решение этой задачи аналогично решению для пограничного слоя полуограниченной плоскопараллельной свободной затопленной струи. Подобный подход к решению задачи о теплообмене при конденсации пара на турбулентной струе получил развитие в последующих работах (Духовлинов, Гофман-Захаров и сотрудники, Вишняков и др.) в которых учтено влияние скорости спутного потока пара и параметров турбулентной структуры пограничного слоя на интенсивность теплообмена.

Рядом авторов было проведено экспериментальное исследование нагрева струй жидкости паром. Опыты, проводимые различными исследователями, отличаются режимными параметрами процессов, содержанием неконденсирующихся газов в паре и конструктивным оформлением смесительных конденсаторов.

Из приведенного в I главе анализа можно сделать вывод о том, что между расчетными зависимостями, предлагаемыми различными авторами, существует лишь качественное совпадение о оценках влияния режимных и геометрических параметров на интенсивность теплообмена.

Проведенное количественное сравнение показывает, что разница в результатах, полученных по уравнениям, предложенным различными авторами, велика и в некоторых случаях достигает 100%. Это можно объяснить как неправильным учетом степени влияния различных определяющих критериев на интенсивность теплообмена, так и различием в методике проведения эксперимента и определения температуры струи.

Во втором параграфе I главы рассмотрены работы, в которых изучались вопросы устойчивости и распада свободных цилиндрических струй жидкости.

Хотя явление распада жидкой струи, перемещающейся в среде другой жидкости, было предметом многих теоретических и экспериментальных исследований, ввиду сложности этого процесса и многообразия его форм теоретическое решение задачи в общем случае не найдено. Большинство теоретических и экспериментальных работ посвящено исследованию отдельных конструктивных оформлений форсунок и сопел и не позволяет сделать общих выводов о протекании процессов распада и распыливания. Наиболее полный обзор

этих исследований в настоящее время содержится в работах А.С. Лышевского, В.А. Бородина и Ю.Ф. Дитякина. Как следует из приведенного в I главе диссертации литературного обзора процесс теплообмена при конденсации пара на турбулентных струях является весьма сложным процессом. Опытные данные, полученные различными авторами, зачастую не совпадают между собой, что объясняется многообразием факторов, влияющих на теплоотдачу и трудностью выделения действия отдельных факторов в чистом виде. Большое число и малая изученность факторов, влияющих на процесс, делает весьма актуальной дальнейшую разработку вопросов тепло- и массообмена при конденсации пара на струях.

II.

В главе II диссертации рассматривается анализ задачи о конденсации пара на цилиндрической турбулентной струе жидкости. Исследование процесса конденсации пара на струе в практическом отношении сводится к определению степени прогрева струи или коэффициента теплоотдачи. Для выявления списка основных величин, влияющих на процесс конденсации пара на турбулентной струе жидкости рассмотрена постановка краевой задачи. То обстоятельство, что возмущения, вносимые процессом конденсации, локализируются вблизи поверхности раздела фаз, позволяет в ряде случаев значительно упростить исследование течений

жидкости и газа при наличии поверхности раздела фаз. При рассмотрении пограничного слоя, внутри которого имеется поверхность разрыва, в каждой из определяемых ею областей течение описывается системой дифференциальных уравнений, включающих в себя уравнения движения, неразрывности и энергии. Приведены уравнения стационарного движения струи и пара, неразрывности и энергии, записанные с учетом основных допущений теории пограничного слоя. Для того, чтобы система была замкнутой, в указанным дифференциальным уравнениям добавлены граничные условия рассматриваемого процесса.

Анализируя постановку краевой задачи, исходя из общих представлений о физических процессах, происходящих при конденсации пара на струях, а также основываясь на результатах исследования теплообмена, полученных для турбулентных затопленных струй, и учитывая известные данные по устойчивости свободных струй жидкости, можно заключить, что теплоотдача зависит от следующих факторов: степени турбулентности, создаваемой при истечении жидкости из сопла, влияния поперечного потока массы пара, развития волновых возмущений на границе раздела фаз и др. Список величин, определяющих интенсивность теплоотдачи при нагреве струи в чистом неподвижном паре и пренебрежимо малом влиянии силы тяжести (что справедливо при имеющих место в наших опытах началь-

ных скоростях истечения воды и длинах струй), может быть составлен следующим образом.

$$\bar{\alpha} = f(W_0, d_0, X, \Delta t, \mu_1, \mu_2, \rho_1, \rho_2, c_{p1}, c_{p2}, \delta, \tau, \lambda_1, \lambda_2) \quad (1)$$

Методом анализа размерностей последнее соотношение может быть представлено в виде критериального уравнения

$$\bar{St} = f(L, We, K, Re, Pr_1, Pr_2, \mu, \rho, \frac{\lambda_1}{\lambda_2}, \frac{c_{p1}}{c_{p2}}), \quad (2)$$

$$\text{где } \bar{St} \equiv \frac{\bar{\alpha}}{\rho_1 c_{p1} W_0}; L \equiv \frac{l}{d_0}; Re \equiv \frac{W_0 d_0}{\nu_1}; \rho \equiv \frac{\rho_2}{\rho_1}; \mu \equiv \frac{\mu_2}{\mu_1}$$

$$Pr_1 \equiv \frac{\nu_1}{a_1}; Pr_2 \equiv \frac{\nu_2}{a_2}; K \equiv \frac{\tau}{c_{p1} \Delta t}; We = \rho We_1; We_1 \equiv \frac{\rho_1 d_0 W_0^2}{\delta}$$

Индекс 1 относится к воде, индекс 2 к пару,

l — длина струи, W_0 — расходная скорость истечения воды из сопла, d_0 — диаметр сопла.

Критериальное уравнение (2) можно упростить, учитывая как тепловые, так и гидродинамические условия взаимодействия воды и пара на границе раздела фаз, а также ввиду невысоких давлений пара в наших экспериментах, которое было практически одинаковым для всех исследуемых режимов.

С учетом сказанного из (2) следует

$$\bar{St} = f(L, We, K, Re, Pr_1) \quad (3)$$

Безразмерные переменные, входящие в уравнение (3), характеризуют основные факторы, влияющие на теплообмен.

Ввиду того, что аналитическое решение сопряженной краевой задачи о конденсации пара на турбулентной цилиндрической струе жидкости в настоящее время на представляется возможным, была предпринята попытка приближенного решения этой задачи. При постановке приближенной задачи сделаны следующие предположения: поле скоростей в струе практически равномерно, интенсивность турбулентного переноса тепла постоянна в данном поперечном сечении струи. Продольное изменение интенсивности турбулентности может быть обусловлено особенностями развития турбулентности в струе, либо эффектами волновых возмущений поверхности жидкости. При этих предположениях для расчета нагрева струи, движущейся с постоянной скоростью, могут быть использованы решения классической задачи нестационарной теплопроводности для бесконечного цилиндра при граничных условиях первого рода.

При формулировке эквивалентной задачи теплопроводности введен эффективный коэффициент температуропроводности a_3 , учитывающий эффекты молекулярного и молярного переноса тепла и зависящего, вообще говоря, от времени прогресса τ (или продольной координаты струи X).

В результате решения эквивалентной задачи теплопроводности относительный недогрев струи может быть описан

уравнением

$$\frac{t_s - t_x}{t_s - t_0} = \sum_{n=1}^{n=\infty} \frac{4}{\mu_n^2} \exp(-\mu_n^2 Fo) \quad , \text{здесь}$$

$$Fo = \int_0^{\xi} \frac{a_3}{R_0^2} d\xi \equiv 4 \int_0^{l/d_0} \frac{a_3}{W_0 d_0} d\left(\frac{l}{d_0}\right) \equiv 4 \int_0^{l/d_0} \frac{1}{Pe_3} d\left(\frac{l}{d_0}\right) \quad (4)$$

Обобщенный аргумент, определяемый выражением (4), в различных частных случаях принимает следующие значения:

а) ламинарное невозмущенное течение струи

$$\int_0^{l/d_0} \frac{1}{Pe_3} d\left(\frac{l}{d_0}\right) = \frac{a}{W_0 d_0} \cdot \frac{l}{d_0}$$

где: a — коэффициент молекулярной температуропроводности; б) турбулентное течение струи при постоянном коэффициенте турбулентного обмена ϵ_* :

$$\int_0^{l/d_0} \frac{1}{Pe_3} d\left(\frac{l}{d_0}\right) = \frac{1}{2} \epsilon_* \frac{l}{d_0}$$

В общем случае переменной по длине струи интенсивности турбулентного обмена обобщенный аргумент является нелинейной функцией относительной длины струи.

В третьем параграфе главы II приведены балансовые соотношения для струи. С введением осредненного по длине струи коэффициента теплоотдачи уравнение теплового баланса после приведения к безразмерному виду запишется

$$4 \bar{St} = \frac{d_0}{l} \ln \frac{t_s - t_0}{t_s - t_x} \quad (5)$$

Последнее соотношение позволяет оценить интенсивность теплообмена на основании экспериментально измеренных значений температуры струи t_x .

III.

Методика исследования и экспериментальная установка описаны в главе III диссертации.

Основной частью установки являлся замкнутый циркуляционный контур, в состав которого входили: смесительный конденсатор, циркуляционные насосы, термостат и водо-водяные теплообменники для охлаждения конденсата до и после насосов. Холодный конденсат с температурой t_0 подавался к соплу, установленному в крышке конденсатора. Нагретый конденсат вместе со сконденсировавшимся паром собирался в нижней части конденсатора, откуда откачивался насосами через водо-водяной теплообменник, в котором происходило охлаждение конденсата. После насосов, пройдя через термостат и водо-водяной теплообменник, конденсат подавался к соплу. Для поддержания постоянного уровня воды в смесительном конденсаторе избыток конденсата сбрасывался в дренажную линию.

Смесительный конденсатор представлял собой выполненный из нержавеющей стали цилиндрический сосуд высотой 600 мм и диаметром 200 мм. По всей длине корпуса конденсатора была сделана прорезь шириной 40 мм, в которой во фланцах устанавливалось смотровое стекло.

Сопло размещалось в крышке конденсатора и было ввернуто во фторопластовую втулку, которая, в свою очередь, вворачивалась в крышку конденсатора. Как показали проверочные испытания, такая конструкция практически исключает дополнительный подогрев воды в сопле. В конденсаторе предусмотрено противоточное движение пара и холодного конденсатора. Пар, отбираемый от ТЭЦ МЭИ, поступал в конденсатор из парораспределительного коллектора, расположенного в нижней части конденсатора. В верхней части конденсатора размещался коллектор, через который производилась постоянная продувка с целью предотвращения накопления в конденсаторе неконденсирующихся газов.

Кроме того, внутри конденсатора находилась штанга с укрепленной на ней ловушкой — измерителем температуры струи. Постоянство температуры воды перед соплом поддерживалось регулятором с контактным термометром в качестве датчика.

При проведении эксперимента производились измерения следующих основных величин: температуры воды на входе в смесительный конденсатор t_0 , средней температуры струи t_x в сечении I , температуры пара t_s в непосредственной близости и сечении I струи ($I = l$ — расстояние от среза сопла до точки измерения температуры струи), давление воды перед соплом

p'_c и среды, в которую происходит истечение струи p''_c , содержание неконденсирующихся газов в паре Φ .

Для изменения температуры применялись медь-константовые терморпары в комплексе с потенциометром Р 2/1. Давление пара и воды измерялось образцовыми манометрами класса 0,4. Для измерения расхода воды были применены двойные диафрагмы. В качестве вторичного прибора использования дифференциальный манометр, заполненный тетрабромэтаном. Расход определялся также по перепаду на сопле, для чего предварительно все сопла были протарированы весовым способом. Для измерения содержания в паре инертных газов использовался модифицированный прибор Клаасена.

Основным и наиболее сложным из измерений, проводившихся в экспериментах, было измерение средней по тепло-содержанию температуры струи воды, так как измерение профиля температур в струях диаметром 246 мм с помощью термозондов наталкивается на большие технические трудности. Для измерения средней в данном сечении температуры струи использовалась специально сконструированная адиабатическая ловушка (калориметр). Изготовленная из фторопласта ловушка состоит из центральной трубки с внутренним диаметром 14 мм, в которую введены термоэлементы. Трубка вставлена в стакан. Струя попадает в центральную трубку, перетекает в стакан и вытекает в

паровое пространство через периферийную щель, выполняющую роль гидравлического затвора для обеспечения покрытия жидкостью термоэлемента и защищающую центральную часть измерителя от значительного теплоподвода. Как показал приведенный в диссертации расчет, боковой прогрев воды в опытах практически отсутствовал. Для гашения кинетической энергии струи на входе в ловушку устанавливался набор медных сеток с ячейками (0,2x0,2 мм). Хонейкомб, установленный во входной части центрального канала, гасил циркуляционное движение воды в ловушку. Хорошего перемешивания воды в ловушке перед термоэлементом удалось добиться введением фторопластовой стружки в центральный канал.

Как показали расчеты и специальные опыты, предельная погрешность измерения температуры жидкости, обусловленная дополнительным подогревом жидкости в ловушке за счет конденсации пара на поверхности раздела фаз, не превышала 10%.

Все опыты проводились в условиях стационарного режима, определяемого неизменностью во времени следующих величин: температуры и давления пара в конденсаторе, температуры воды перед соплом, расхода воды через сопло, содержания воздуха в паре. При работе конденсатора в фиксированном режиме измерялась средняя по теплосодержанию температура жидкости в тринадцати сечениях

по длине струи. Измерения в каждом сечении производилось дважды - один раз, когда ловушка перемещалась сверху вниз, а затем, при движении ловушки снизу вверх, производились контрольные измерения в тех же точках.

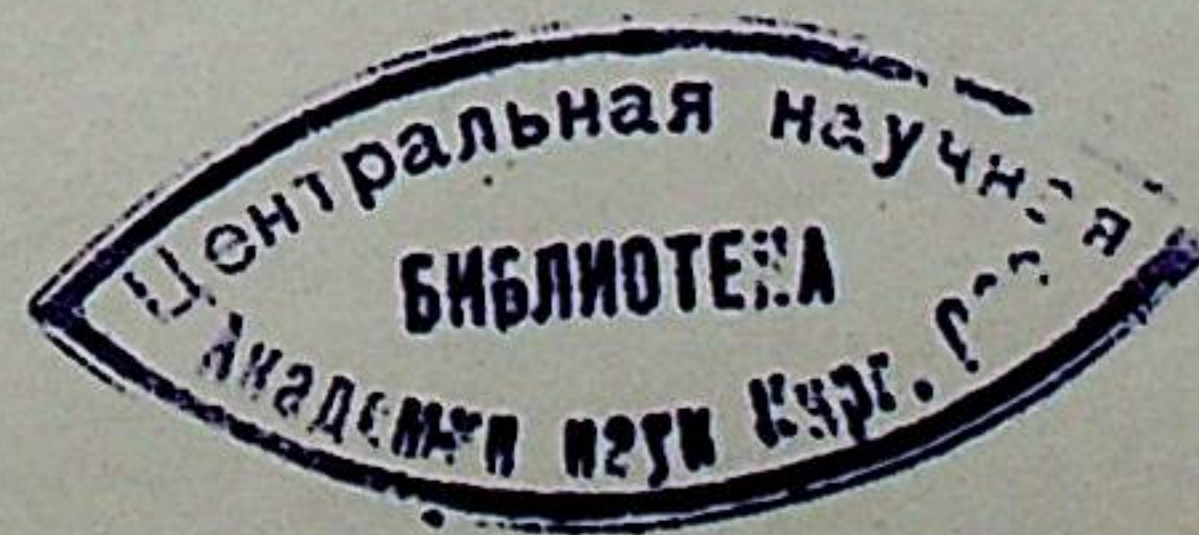
Опыты проводились при давлении пара равном 1,5+1,6 ата и температуре 111,2+112,2°C. Температура подаваемой через сопло воды изменялась по режимам в пределах от 18,8 до 89°C. Изучался нагрев струй, вытекающих из цилиндрических сопел диаметром 2,18; 3,1 и 6,07 мм.

Отношение длины сопла к диаметру во всех случаях было равно 50. Расходная скорость истечения воды из сопла изменялась по режимам от 2,15 до 11,9 м/сек. Всего было исследовано 53 режима. Из них 22 - с соплом \varnothing 2,18 мм, 15 - с соплом \varnothing 3,1 мм и 16 - с соплом \varnothing 6,07 мм. Для каждого сопла режимы отличались друг от друга начальной скоростью выхода воды из сопла и начальной температурой воды.

IV.

Обработка, обобщение и анализ опытных данных приведены в IV главе диссертации.

Первичная обработка опытных данных заключалась в вычислении безразмерного нагрева струи $\frac{t_x - t_0}{t_s - t_0}$ и критерия Стантона по балансовому соотношению (5). Для этого в логарифмических координатах для всех исследуемых режимов был построен график $4St = f(L)$.



Как и следовало ожидать, интенсивность теплоотдачи уменьшается по длине струи, однако результаты, полученные для сопел разных диаметров, а также для режимов, относящихся к одному и тому же соплу, сильно отличаются друг от друга. Такой разброс опытных данных можно объяснить приближенностью теоретического решения и, возможно, неучетом влияния некоторых факторов. Следующая стадия обработки заключалась в нахождении обобщенных зависимостей отдельно для каждого сопла. В результате совместного анализа этих зависимостей было обнаружено, что наиболее удачно экспериментальные данные аппроксимируются следующей зависимостью

$$4\bar{St} = 2,85 \cdot 10^{-2} L^{-0,42} \exp\left[5,72 \cdot 10^3 \left(\frac{\mu_n}{\delta b}\right)^{1,5}\right] \quad (6)$$

Дальнейшее обобщение опытных данных было проведено в системе критериев

$$4\bar{St} = f(L, Re, Pr, K, We)$$

Предполагалось, что интенсивность теплообмена при конденсации пара на струе жидкости может быть описана критериальными уравнениями двух типов.

$$4\bar{St} = A_0 L^{n_1} Re^{n_2} Pr^{n_3} K^{n_4} We^{n_5}$$

$$4\bar{St} = B_0 L^{m_1} Re^{m_2} Pr^{m_3} K^{m_4} \exp(m_5 We) \quad (7)$$

Выбор двух типов критериальных уравнений был обусловлен возможным изменением характера возмущений поверхности струи при различных значениях числа We .

Для установления конкретного вида критериального уравнения и определения неизвестных $A_0, B_0, n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ применен метод множественной корреляции. Многофакторный корреляционный анализ экспериментальных данных производился на ЭЦМ "МИНСК-22".

Нелинейные регрессии (7) были приведены к линейному виду, в коэффициенты полученных линейных регрессий находились по методу наименьших квадратов. В результате решения были получены следующие зависимости:

$$4\bar{St} = 1,384 L^{-0,43} Re^{-0,39} Pr^{-0,11} K^{0,19} We^{0,43} \quad (8)$$

и

$$4\bar{St} = 0,944 L^{-0,41} Re^{-0,37} Pr^{-0,06} K^{0,17} \exp(0,19 We) \quad (9)$$

За определяющую температуру при вычислении критериев Re , Pr и K была принята средняя температура жидкости на участке струи длиной l .

Значения коэффициента поверхностного натяжения воды и плотности пара, входящие в критерий We , а также значение скрытой теплоты фазового перехода брались по температуре насыщения пара.

Относительная погрешность аппроксимации, вычислен-

ная для уравнений (8) и (9), оказалось равной соответственно 10,8% и 11,2%.

Исходя из вычисленных значений коэффициентов частной корреляции была произведена оценка степени влияния каждого из факториальных признаков (критериев L, Re, Pr, K, We) на результирующий признак $4\bar{St}$. Обнаружено, что наиболее сильная корреляция существует между $4\bar{St}$ с одной стороны и L, Re, We с другой. Это значит, что эти безразмерные параметры наиболее сильно влияют на интенсивность теплоотдачи.

Уравнения (8) и (9) могут быть переписаны в размерной форме для вычисления среднеинтегрального на длине l струи значения коэффициента теплоотдачи.

$$\bar{\alpha} = 0,346 \frac{d_o^{0,47} W_o^{1,47}}{\rho^{0,43} \Delta t_{\lambda}^{0,19}} \left(\frac{\rho_n}{\rho} \right)^{0,43} \rho_g C_p^{0,61} V_g^{0,28} \alpha_g^{0,11} \tau^{0,19} \quad (10)$$

и

$$\bar{\alpha} = 0,236 \frac{d_o^{0,04} W_o^{0,63}}{\rho^{0,41} \Delta t_{\lambda}^{0,17}} \rho_g C_p^{0,84} V_g^{0,31} \alpha_g^{0,06} \tau^{0,17} \exp\left(0,19 \frac{\rho_n d_o W_o^2}{\rho_g}\right) \quad (11)$$

Анализ уравнений (8) и (9) показал, что первое из них хорошо описывает результаты исследования теплообмена, полученные для режимов, которым соответствуют большие значения критерия We , тогда как уравнение (9) в большей степени удовлетворяет режимам с малым значением этого критерия.

Предпринята попытка объяснения вышеизложенного факта на основании анализа результатов исследования устойчивости цилиндрических струй жидкости и сравнения их с полученными данными по теплоотдаче. Проведенный анализ показал, что уравнение (9) больше подходит для описания теплообмена при осесимметричных возмущениях поверхности струи, тогда как уравнение (8) может быть применено в случае доминирующего влияния волнообразных деформаций струи. В первом приближении была предпринята попытка определения граничного числа Вебера We^* (имеющийся в нашем распоряжении материал не позволяет выявить строгие границы между различными режимами распада). Получено, что $We^* = 2,7$. Разумеется, найденная граница весьма условна и подлежит дальнейшему экспериментальному уточнению. Это граничное значение критерия Вебера значительно меньше найденного в опытах по распаду струй в воздухе. Такое несовпадение может быть объяснено, если предположить, что развитие колебаний поверхности струи зависит от поперечного потока массы, возникающего за счет конденсации пара. В соответствии с общей идеей обработки опытных данных, согласно которой теплообмен в струе существенно зависит от развития гидродинамических возмущений, установлена связь теплового потока, обусловленного поперечным потоком массы и характеристик волновых возмущений. Полученные в работе выводы качественно совпадают с результатами

теоретического анализа, проведенного Бородиным и Дитякиным.

В работе проведено сопоставление зависимостей (8+II) с результатами теоретических работ Кутателадзе, Абрамовича, Духовлинова, Вишнякова, а также с данными экспериментальных работ Васильева, Зингера, Шкловера. На основании сравнения можно сделать следующие выводы. Наши экспериментальные данные по теплоотдаче существенно превышают значения, полученные для ламинарной струи. Значение эффективного коэффициента турбулентного обмена, удовлетворяющего теоретической зависимости Кутателадзе, в наших опытах находилось в пределах $(0,7 \div 5) \cdot 10^{-4}$, причем замечено, что последний несколько увеличивается по длине струи. Причина этого возможно состоит в увеличении турбулентности струи, вызванной развитием возмущений на ее поверхности.

Ввиду того, что значения коэффициента теплоотдачи, полученные в наших опытах лежат ниже, чем это предполагалось на основании имеющихся теоретических и экспериментальных работ, приводится объяснение этого факта.

Отметим, что максимальное получение в наших опытах значение $\bar{\alpha}$ не превышает $2,6 \times 10^5$ вт/м².град

В заключение главы IV приведены рекомендации для расчета теплообменников смешивающего типа, основанные на экспериментально полученных зависимостях (IO) и (II).

ВЫВОДЫ

1. Получено приближенное решение задачи о теплообмене при конденсации неподвижного пара на турбулентной струе воды, учитывающее изменение коэффициента турбулентного переноса тепла по длине струи. Проанализирован вопрос о списке обобщенных переменных, актуальных для рассматриваемой задачи.

2. Создана экспериментальная установка для исследования нагрева цилиндрических струй воды паром. Проведены опыты в следующих пределах изменения основных параметров процесса

$$p_s = 1,5 \div 1,6 \text{ атм}; \quad t_s = (111 \div 113)^\circ\text{C}; \quad \Delta t_o = t_s - t_o = (22 \div 95)^\circ\text{C};$$

$$W_o = 2 \div 11 \text{ м/сек}; \quad d_o = 2 \div 6 \text{ мм}.$$

3. Показано, что теплообмен в струях существенно зависит от развития неустойчивых возмущений поверхности струи и режима распада.

4. Получены критериальные зависимости, позволяющие производить расчет теплообмена при конденсации пара на турбулентных цилиндрических струях как в случае преобладающего влияния осесимметричных возмущений поверхности струи, так и в случае волнообразного распада. Предложенные зависимости справедливы, если входящие в них безразмерные переменные изменяются в следующих пределах

$$L = 4 \div 180; Re = (1,5 \div 10) \cdot 10^4; Pr = 1,8 \div 6,4; K = 6 \div 50; We = 0,4 \div 5,5$$

5. Произведено сравнение полученных зависимостей с теоретическими и экспериментальными данными других авторов.

6. Приведен пример практического применения полученных обобщенных зависимостей для расчета смесительного конденсатора. Представлены графики, значительно упрощающие расчет конденсатора, если относительный прогрев воды равен 0,5.

Результаты настоящей работы докладывались на научно-технической конференции МЭИ в 1969 г., а также опубликованы в статьях:

1. Исаченко В.П., Кушнырев В.И., Лекич А., Самойлович Ю.З. К расчету теплообмена при конденсации пара на диспергированной жидкости, "Доклады научно-технической конференции по итогам НИР за 1968-1969 г.г., секция Теплоэнергетическая, подсекция теплофизическая", изд. МЭИ, 1969 г.

2. Исаченко В.П., Солодов А.П., Самойлович Ю.З., Кушнырев В.И., Сотсков С.А., Исследование теплообмена при конденсации пара на турбулентных струях жидкости, "Теплоэнергетика", № 2, 1971 г.

Д-117511 10. IX-71 г. Объем I, Оп. д. Зак. 1209 Тир. 180 экз. Бесплатно

Розапринт МЭИ, Краснокавказская, 14.