

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 9. С. 395–406
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 9, pp. 395–406

Научная статья

УДК 536.242

URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186286>

EDN: <https://www.elibrary.ru/OZYUVY>

Исследование теплообмена диспергированного потока с поверхностью при сверхвысоких тепловых нагрузках

В.С. Штелинг^{1✉}, А.Т. Комов², А.В. Захаренков³, П.П. Щербаков⁴, А.В. Дедов⁵

^{1,2,3,4,5} *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация*

¹*shtelingvs@mpei.ru✉*

Аннотация. Данная статья представляет и обобщает значительное количество экспериментальных данных по теплообмену диспергированного потока теплоносителя с немодифицированной поверхностью, имеющей температуру выше температуры насыщения теплоносителя. Представлена усовершенствованная конструкция и схема измерений экспериментальной камеры установки, моделирующей энергонагруженные элементы энергетических установок. Приведены результаты экспериментов по определению теплообменных характеристик диспергированного потока и теплообменной поверхности в широком диапазоне режимных параметров диспергированного теплоносителя. Получены зависимости основных теплофизических величин, составлена карта режимов теплообмена. Представлены численные соотношения для обобщения полученных экспериментальных данных.

Ключевые слова: тепломассоперенос, диспергированный поток, охлаждение распылением, тепловой поток, фазовый переход, экспериментальное исследование

Для цитирования. Штелинг В.С., Комов А.Т., Захаренков А.В., Щербаков П.П., Дедов А.В. Исследование теплообмена диспергированного потока с поверхностью при сверхвысоких тепловых нагрузках // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 9. С. 395–406. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186286>

Original article

Heat exchange of a high-temperature surface with a dispersed flow of coolant

V.S. Shteling^{1✉}, A.T. Komov², A.V. Zakharenkov³, P.P. Shcherbakov⁴, A.V. Dedov⁵

^{1,2,3,4,5} *National Research University “Moscow Power Engineering Institute”, Moscow, Russian Federation*

¹*shtelingvs@mpei.ru✉*

Abstract. This article completes and summarizes the series of works devoted to heat exchange of a dispersed coolant flow with an unmodified surface. An improved design and measurement scheme of the experimental chamber of the stand simulating energy-loaded elements of power plants are presented.

The results of experiments on determining the heat exchange characteristics of the dispersed flow and heat exchange surface in a wide range of operating parameters of the dispersed coolant are presented. Heat exchange curves of the process under consideration are obtained, a map of heat exchange modes is compiled. Correlations for generalizing the obtained experimental data are presented.

Keywords: heat and mass transfer, dispersed flow, spray cooling, heat flow, phase transition, experimental study

For citation. Shteling V.S., Komov A.T., Zakharenkov A.V., Shcherbakov P.P., Dedov A.V. Heat exchange of a high-temperature surface with a dispersed flow of coolant. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 9, pp. 395–406. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=186286>

Введение

На сегодняшний день одной из актуальных проблем прикладных исследований является охлаждение поверхностей при крайне высоких значениях плотности теплового потока, достигающих значений 10 МВт/м^2 и более. Такая проблема, в частности, возникает при создании экспериментальных термоядерных энергетических установок, что требует разработки новых высокоэффективных методов охлаждения внутрикамерных элементов (лимитеры, дивертор, первая стенка) [1, 2].

Одним из наиболее перспективных способов охлаждения является использование диспергированной жидкости. Среди актуальных методов жидкостного охлаждения, использующих фазовый переход, его эффективность признается наибольшей [3].

Получение полидисперсной смеси капель обеспечивается за счет применения форсунок – устройств, генерирующих диспергированный поток теплоносителя, при равномерном распределении теплоносителя по сечению распыления. Метод охлаждения диспергированным теплоносителем уже успел зарекомендовать себя в энергетике, машиностроении, металлургии, но его применение не ограничивается только этими областями промышленности. Благодаря своей высокой эффективности и относительной простоте реализации, он вполне может быть применим для охлаждения конструкций современных энергетических систем, подверженных мощным тепловым нагрузкам.

Точное управление температурным режимом при проектировании будущих систем распылительного охлаждения зависит от всестороннего понимания различных режимов теплообмена при

распылительном охлаждении. Как правило, обобщенная картина теплообмена, связанная с диспергированным потоком, попадающим на охлаждаемую поверхность, включает: режим однофазного теплообмена, режим пузырькового кипения, переходный режим, максимальную плотность отводимого теплового потока с последующим переходным режимом и режим пленочного кипения. Эти режимы теплообмена отмечаются и в работе [4]. Наиболее эффективным режимом теплообмена при охлаждении энергонагруженных поверхностей распылением является режим, при котором температура поверхности выше температуры насыщения жидкости, но ниже, чем критическая температура, соответствующая кризису кипения первого рода. Такой режим теплообмена принято называть пузырьковым кипением жидкой пленки теплоносителя [5].

Теплообмен диспергированного потока с поверхностью, имеющей температуру выше температуры насыщения определяется различными механизмами. Существуют различные режимы теплоотдачи, включая испарение пленки жидкости, конвекцию как в пленке жидкости, так и в поле распыленного потока. Кроме того, видимо, имеет место турбулизация в пленке жидкости. В работе [6] различают два типа механизма пузырькового кипения. Один из них – вторичное зародышеобразование, возникающее в результате взаимодействия сталкивающихся капель и тонкой пленки жидкости. Второй – поверхностное кипение, возникающее в результате образования пузырьков в зародышеобразующих участках орошаемой поверхности [7].

Эти режимы теплоотдачи и сложность, возникающих при этом взаимодействий, делают разработку расчетных соотношений процессов

с высокой нелинейностью в физике теплообмена распылением сложной, но особенно важной. В связи с этим большая часть современной литературы по охлаждению диспергированным потоком уделяет особое внимание моделям и эмпирическим соотношениям. В актуальных работах большая часть соотношений посвящена однофазному режиму теплообмена диспергированного потока и охлаждаемой поверхности. Некоторые соотношения полученные для режимов охлаждения поверхности, имеющей температуру выше температуры насыщения, приведены в обзорных статьях [5, 8]. Авторами получены крайне различные соотношения, что свидетельствует о сильной зависимости эффективности диспергированного охлаждения от условий эксперимента. Количество соотношений при полученных в режиме пузырькового кипения также крайне ограничено, в особенности при плотности отводимого теплового потока $>5 \text{ МВт/м}^2$.

Учитывая сложность исследуемых процессов и недостаточную проработанность данной тематики экспериментальные исследования диспергированного охлаждения поверхности, имеющей температуру выше температуры насыщения не теряют своей актуальности. Целью данной работы является исследование термостабилизации диспергированным потоком воды высокотемпературной поверхности, на экспериментальной установке, моделирующей энергонагруженные элементы термоядерных установок [9]. Ключевыми особенностями экспериментальной установки являются система нагрева, способная обеспечить нагрев при сверхвысокой плотности теплового потока $>10 \text{ МВт/м}^2$, а также возможность дифференцирования составляющей фазового перехода теплового потока. Подробно методика нагрева описана авторами в статье [10].

Конструкция экспериментальной камеры установки

На рис. 1 приведена конструкция экспериментальной камеры (1), включающей ее основные элементы. Форсунка (2) подключается к гидравлическому контуру с помощью патрубка (3), который через фланцевое соединение (4) крепится к стенке камеры. Контргайки (5) позволяют закреплять патрубок (3) в различном положении, что в свою очередь изменяет положение форсунки в камере относительно нагреваемой поверхности (по горизонтали). Таким образом можно

регулировать количество теплоносителя, попадающего на охлаждаемую поверхность, в зависимости от типа используемой форсунки и размеров поверхности рабочего участка. В представленных далее экспериментах форсунка устанавливается таким образом, чтобы распыление полностью орошало поверхность рабочего участка, на расстоянии 30 мм от поверхности, что обусловлено диаметром охлаждаемой поверхности и углом распыла форсунок. Охлаждаемая поверхность рабочего участка имеет диаметр 35 мм, площадь поверхности составляет $\sim 10 \text{ см}^2$. Подводящий патрубок теплоизолирован с помощью слоя теплоизоляции (теплопроводность $\leq 0,034 \text{ Вт/(м}\times\text{К)}$), помещенного в пластиковую оболочку (6). Это минимизирует конденсацию жидкости на подводящем патрубке, которая приводит к нагреву теплоносителя, поступающего в форсунку, что особенно заметно при малых расходах теплоносителя. Добавление этого элемента позволило поддерживать температуру жидкости на входе в форсунку в диапазоне $18\text{--}25^\circ\text{C}$, что обеспечило лучшую согласованность экспериментальных данных в большем диапазоне расходов, чем было представлено в предыдущих работах.

Камера имеет два дифференцированных отбора жидкости (8, 9). Один из них предназначен для сбора жидкости, сконденсированной на змеевиковом конденсаторе (7), и расположенном в левой части камеры. Второй отбор предназначен для сбора капель неиспарившейся жидкости. Отборы разделены перегородкой (10), препятствующей попаданию неиспарившейся жидкости в левый отбор. Наличие только в одной половине камеры охлаждающего конденсатора (7) позволяет создать там зону пониженной концентрации пара, и поток горячего пара от нагреваемой поверхности диффундирует за счет градиента концентрации по направлению к конденсатору. Это в том числе позволяет минимизировать попадание капель конденсата в диспергированный поток. Расход жидкости, совершившей фазовый переход и сконденсированной на конденсаторе, которая попадет в первый отвод (8) измеряется массовым методом.

Рабочий участок (11) крепится к стенке экспериментальной камеры (1) с помощью магнито-прозрачного фланца (12) из теплоизоляционной керамики, обладающего низкой теплопроводностью ($0,16 \text{ Вт/(м}\times\text{К)}$) и болтового соединения (13).

Выбранный материал позволяет фланцу не испытывать избыточных термических нагрузок от нагрева индукционными токами. Между фланцем и стенкой камеры находится графитовое уплотнение (14), которое обладает достаточной пластичностью и устойчиво к высоким температурам. Цилиндрическая часть рабочего участка помещена в индукционную катушку (15), которая обеспечивает нагрев рабочего участка индукционными токами высокой частоты.

Термопара (16), измеряющая температуру теплоносителя на входе в форсунку ($T_{\text{вх}}$), установлена в патрубке, подводящем теплоноситель при помощи тройника (17). Спай термопары (18) припаян к медной пластинке, и расположен под охлаждаемой поверхностью рабочего участка, для измерения температуры теплоносителя после контакта с охлаждаемой поверхностью ($T_{\text{вых}}$). Все термопары, находящиеся в экспериментальной камере, в том числе, измеряющие температуры в рабочем участке (19), выведены через герметичный разъем (20), расположенный в верхней части экспериментальной камеры. Для измерения избыточного давления парогазовой среды в экспериментальной камере, предназначен U-образный манометр (21, изображен в уменьшенном масштабе), подсоединенный к экспериментальной камере с помощью герметичного разьема (22).

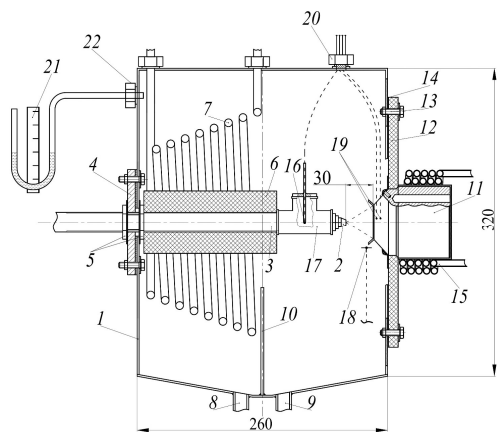


Рис. 1. Конструкция экспериментальной камеры: 1 – корпус, 2 – форсунка, 3 – патрубок, 4 – фланцевое соединение, 5 – контргайки, 6 – теплоизоляционный слой, 7 – змеевиковый конденсатор, 8, 9 – отборы, 10 – перегородка, 11 – рабочий участок, 12 – керамический фланец, 13 – болтовое соединение, 14 – графитовое уплотнение, 15 – индукционная катушка, 16 – термопара, измеряющая температуру теплоносителя на входе в форсунку, 17 – тройник для установки термопары, 18 – термопара, измеряющая температуру стекающего с поверхности теплоносителя, 19 – термопары, измеряющие температуры в рабочем участке, 20 – разъем для вывода термопар, 21 – U-образный манометр, 22 – разъем для манометра

Схема расположения отверстий для установки термопар в рабочем участке представлена на рисунке 2. Кабельные хромель-алюмелевые термопары диаметром 1 мм устанавливались в 8 отверстий, имеющих диаметр 1,1 мм, таким образом, чтобы горячий спай термопары находился в глухом конце отверстия. Термопары в предназначенных для них отверстиях запаивались индиевым припоем и завальцованы, что позволяет обеспечить изоляцию спаев от паровой среды в экспериментальной камере. Температурное поле в рабочем участке измеряется в двух сечениях: термопары в сечении на расстоянии 3 мм от орошаемой поверхности обозначены одним штрихом, в сечении на расстоянии 7 мм – двумя штрихами. В каждом из двух сечений установлены четыре термопары, расположенные радиально в рабочем участке на разной глубине. Такое расположение термопар позволяет получить информацию о распределении температуры как по оси рабочего участка, так и по радиусу.

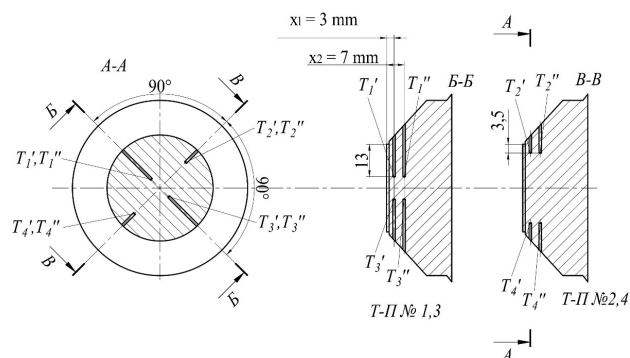


Рис. 2. Схема установки термопар в рабочем участке

Методика обработки первичных экспериментальных данных

В данном разделе приведен алгоритм расчета основных теплофизических характеристик процесса. Методика проведения эксперимента по термостабилизации охлаждаемой поверхности диспергированным потоком теплоносителя достаточно подробно описана в предыдущих работах и не претерпела фундаментальных изменений [11].

1. Производится осреднение по времени каждого стационарного режима значений температур, зарегистрированных каждой термопарой, расположенной в рабочем участке, для данного стационарного режима. Также производится осре-

денение по времени температуры теплоносителя на входе в форсунку ($T_{\text{вх}}$), температуры отработавшего теплоносителя ($T_{\text{вых}}$).

2. Рассчитываются средние по сечению значения температур рабочего участка, при помощи осредненных по времени температур для каждой термопары:

$$\bar{T}' = \frac{\bar{T}_1' + \bar{T}_2' + \bar{T}_3' + \bar{T}_4'}{4}; \text{ в сечении } x_1 = 3 \text{ мм};$$

$$\bar{T}'' = \frac{\bar{T}_1'' + \bar{T}_2'' + \bar{T}_3'' + \bar{T}_4''}{4}; \text{ в сечении } x_2 = 7 \text{ мм}.$$

3. Средняя температура охлаждаемой поверхности рабочего участка (далее «температура стенки») T_c , определяется по соотношению (1). Поскольку в рассматриваемом интервале температур теплопроводность по толщине рабочего участка изменяется незначительно, можно считать $\lambda_m \approx \text{const}$, при этом температурное поле описывается линейной зависимостью, а температура стенки может быть экстраполирована.

$$T_c = \bar{T}' - \frac{\bar{T}'' - \bar{T}'}{x_2 - x_1} \cdot (x_1 - x_0), \quad (1)$$

где $x_0 = 0$ мм. Неопределенность оценки температуры стенки составляет не более 8,7 °С.

4. Поскольку в исследуемом диапазоне температур теплопроводность меди изменяется незначительно, по закону Фурье, в рамках линеаризации процесса теплопроводности, рассчитывается суммарная плотность теплового потока, отводимого диспергированным теплоносителем, для данного стационарного режима:

$$q = \lambda(\bar{T}) \frac{\bar{T}'' - \bar{T}'}{x_2 - x_1}, \quad (2)$$

Теплопроводность рабочего участка λ определяется как функция средней температуры между сечениями рабочего участка:

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}' + \bar{T}''}{2}. \quad (3)$$

Неопределенность оценки плотности теплового потока составляет не более 9 %.

5. Для расчета коэффициента теплоотдачи требуется определить величину температурного напора. С достаточной точностью оценить температуру, при которой диспергированный поток взаимодействует с охлаждаемой поверхностью

на данном этапе представляется недоступной задачей. Таким образом требуется ввести оценку температуры диспергированного потока, взаимодействующего с поверхностью, которую предлагается осуществить с помощью известных и объективно измеренных температуры жидкости на входе в форсунку ($T_{\text{вх}}$) и температуры жидкости после взаимодействия с поверхностью ($T_{\text{вых}}$):

$$T_{\text{дп}} = \frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2}. \quad (4)$$

Температурный напор оценивался следующим образом:

$$\Delta T_c = T_c - T_{\text{дп}} \quad (5)$$

Неопределенность оценки температуры стенки составляет не более 9,1 °С.

6. Расчет коэффициента теплоотдачи производится по закону Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_c}. \quad (6)$$

Неопределенность оценки коэффициента теплоотдачи составляет не более 14 %.

7. Масса жидкости ($m_{\text{ф-п}}$), сконденсированной конденсатором и собранной в измерительную емкость в течении определенного времени ($\tau_{\text{изм}}$) позволяет определить ту часть общего расхода теплоносителя, которая совершает фазовый переход:

$$G_{\text{ф-п}} = \frac{m_{\text{ф-п}}}{\tau_{\text{изм}}}. \quad (7)$$

Данная величина позволяет произвести оценку тепловой мощности, отводимой от охлаждаемой поверхности механизмом фазового перехода:

$$Q_{\text{ф-п}} = G_{\text{ф-п}} h_{\text{lg}}, \quad (8)$$

отсюда составляющая фазового перехода теплового потока, отводимого диспергированным потоком, рассчитывается следующим образом:

$$q_{\text{ф-п}} = \frac{Q_{\text{ф-п}}}{S_{\text{пов}}}, \quad (9)$$

где $S_{\text{пов}}$ – площадь теплообменной поверхности. Неопределенность оценки данной величины не превышает 10 %.

Конструкция используемых форсунок

На рис. 3 *а* изображена одна из используемых гидравлических форсунок фирмы Danfoss с коническим вкладышем, с использованием которой были проведены эксперименты. Форсунка состоит из: корпуса (1), вкладыша, содержащего выходное сопло, диаметром $d_c = 0,4$ мм (2) и вкладыша-завихрителя (4), которые совместно образуют коническую камеру смешивания (3). Вкладыши фиксируются с помощью ограничителя (5).

Вкладыш-завихритель (рис. 3 *б*) содержит один центральный канал диаметром 0,3 мм и четыре тангенциальных канала шириной 0,4 мм и глубиной 0,3 мм. Жидкость подводится одновременно по центральному и тангенциальным каналам, таким образом потоки сталкиваются и дробятся в камере смешивания, создавая на выходе из сопла диспергированный поток, который образует распыление в виде заполненного конуса.

В экспериментах также использовались две форсунки с аналогичной конструкцией, но с большими диаметрами сопла $d_c = 0,6$ и $d_c = 0,8$ мм соответственно. Все форсунки имеют полноконусное распыление с углом распыла 60° и обеспечивают стабильное диспергирование при избыточном давлении от 4 до 40 бар, как заявлено производителем

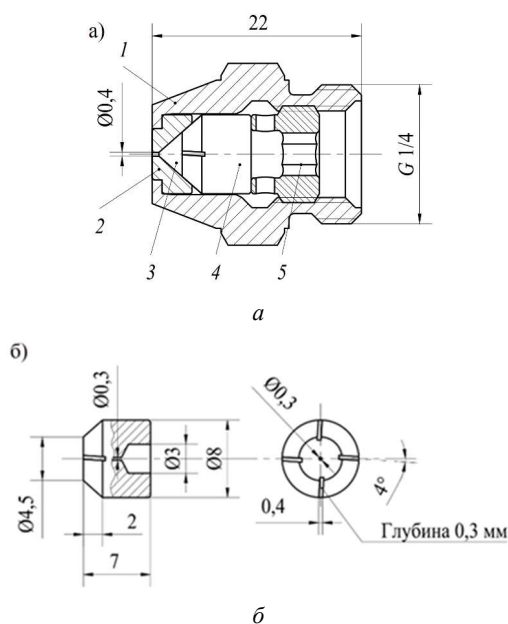


Рис. 3. *а* – Форсунка с диаметром сопла 0,4 мм: 1 – корпус форсунки, 2 – вкладыш, содержащий выходное сопло, 3 – камера смешивания, 4 – вкладыш-завихритель, 5 – ограничитель; *б* – вкладыш-завихритель форсунки

Экспериментальные результаты, их анализ и обобщение

В данном разделе приведены основные зависимости теплофизических характеристик для всего диапазона режимных параметров. В табл. 1 приведены обозначения точек экспериментальных кривых в соответствии с параметрами диспергированного теплоносителя, используемые далее на графических зависимостях.

Параметр плотности орошения оценивался следующим образом:

$$j = \frac{G_{\text{дп}}}{S_{\text{пов}}}, \quad (10)$$

где $G_{\text{дп}}$ – массовый расход диспергированного теплоносителя.

В данной работе для оценки критерия Вебера использован параметр скорости сплошного потока на выходе из сопла форсунки u_c , оцененный следующим образом:

$$u_c = \frac{G_{\text{дп}}}{\rho_{\text{ж}} S_c}, \quad (11)$$

где S_c – площадь сопла форсунки. Итоговый расчет критерия Вебера производится в классической форме:

$$We = \frac{u_c^2 d_c \rho_{\text{п}}}{\sigma}, \quad (12)$$

где плотность среды, в которую форсунка диспергирует жидкость принималась равной плотности пара ($\rho_{\text{п}}$) при температуре насыщения. Теплофизические параметры воды ($\rho_{\text{ж}}$ и σ) при расчете критерия Вебера определяются при температуре $T_{\text{вх}}$.

Оценка среднего диаметра Заутера капель, генерируемых используемыми форсунками, была произведена с помощью соотношения (13), полученного Мудаваром и Дейтерсом [12] для гидравлических форсунок:

$$d_{32} = 3,67 d_c (We_c^{1/2} Re_c)^{-0,259}. \quad (13)$$

Для расчета критериев Вебера и Рейнольдса были использованы их вариации для расчета на сопле, приведенные в статье [12]. Свойства воды были определены при температуре 22°C , соответствующей средней температуре жидкости на входе в форсунку в приведенных экспериментах.

Таблица 1. Обозначения экспериментальных точек полученных кривых теплообмена

№	Символ	d_c , мм	$p_{изб} \times 10^{-5}$, Па	$G_{дл} \times 10^3$, кг/с	j , кг/(м ² ×с)	We	d_{32} , мкм
1	▲	0,4	4	2,2	2,29	1,02	112
2	▲		6	2,8	2,91	1,66	100
3	▲		8	3,2	3,33	2,17	93
4	▲		10	3,6	3,74	2,74	88
5	▲		12	4,0	4,16	3,39	84
6	▲		14	4,3	4,47	3,91	81
7	●	0,6	4	6,5	6,76	2,65	143
8	●		6	7,9	8,21	3,91	129
9	●		8	9,1	9,46	5,19	119
10	●		10	10,4	10,81	6,78	113
11	●		12	11,2	11,64	7,86	107
12	●		14	12	12,47	9,03	103
13	■	0,8	4	8,6	8,94	1,96	170
14	■		6	10,4	10,81	2,86	153
15	■		8	11,8	12,26	3,68	142
16	■		10	13,1	13,62	4,54	134
17	■		12	14,2	14,76	5,33	128
18	■		14	15,3	15,90	6,19	123

На рис. 4 представлены зависимости плотности теплового потока от температурного напора при использовании форсунки со средним диаметром сопла (0,6 мм). Для прочих используемых форсунок данные зависимости имеют аналогичный характер, поэтому ограничимся представлением для одной форсунки. На представленных кривых теплообмена можно выделить три характерные области, которые обозначены на данных графиках. Данные области свидетельствуют об изменении механизмов теплообмена при увеличении плотности теплового потока, отводимого с поверхности диспергированным потоком.

Область I теплообменных кривых ограничена температурным напором не более 75 °С (для большинства кривых не более 70 °С). Эта область характеризуется незначительным увеличением плотности теплового потока при увеличении температурного напора. При переходе в область II наклон зависимости достаточно резко увеличивается, рост температурного напора приводит к значительному росту плотности

отводимого теплового потока. Область II ограничена температурным напором от приблизительно 70 °С до 80 °С. В области III наклон зависимости также изменяется: рост температурного напора практически не влияет на изменение плотности теплового потока. Из графика видно, что увеличение давления и расхода диспергированного теплоносителя приводят к увеличению плотности отводимого теплового потока во всех трех областях теплообмена, что закономерно при использовании всех представленных форсунок. Это свидетельствует также и о ключевом влиянии таких характеристик как плотность орошения и критерия Вебера на теплообмен стенки с диспергированным теплоносителем. Также стоит отметить, что температурный напор на границах режимов теплообмена тем ниже, чем выше расход диспергированного теплоносителя. Границы режимов теплообмена по температуре охлаждаемой стенки: для области I от 100 °С до 120 °С; для области II от 120 °С до 140 °С; для области III от 140 °С до 150 °С.

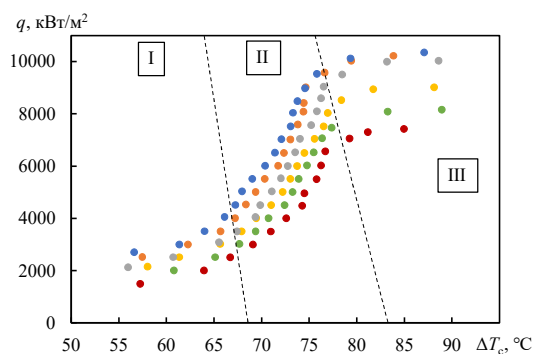


Рис. 4. Зависимости плотности теплового потока от температурного напора, полученные при использовании форсунки с диаметром сопла 0,6 мм

На рис. 5 приведены зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока для всех использованных форсунок, исключая незначительное количество точек, где коэффициент теплоотдачи уменьшается с ростом плотности теплового потока. Наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи при аналогичных значениях плотности теплового потока соответствуют точкам, полученным при использовании форсунки со средним диаметром сопла (0,6 мм), что может быть обусловлено наибольшими значениями критерия Вебера для данной форсунки при прочих аналогичных параметрах. Для представленных зависимостей была получена обобщающая зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока:

$$\alpha = 0,04q^{0,87}. \quad (14)$$

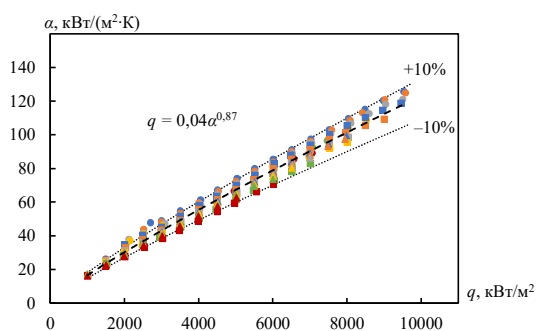


Рис. 5. Обобщение данных по коэффициенту теплоотдачи

Зависимости максимальных значений коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока

На рис. 6 представлена зависимость максимальной плотности теплового потока от критерия Вебера для каждой из полученных кривых

теплообмена. Учитывая методику проведения эксперимента, данные значения плотности теплового потока должны быть достаточно близки к критическим для представленных режимов охлаждения. Из всех представленных экспериментов наибольшая плотность теплового потока $10,3 \text{ МВт/м}^2$ была достигнута при использовании форсунки с диаметром сопла 0,6 мм при следующих параметрах теплоносителя: $p_{\text{изб}} = 14 \times 10^5 \text{ Па}$, $G_{\text{дп}} = 12 \times 10^{-3} \text{ кг/с}$, $j = 12,47 \text{ кг/(м}^2 \times \text{с)}$, $We = 9,03$. Сопоставимая плотность отводимого диспергированным охлаждением теплового потока была получена в двух работах [13, 14] 12 МВт/м^2 и $9,5 \text{ МВт/м}^2$ соответственно. Однако в обеих данных работах площадь охлаждаемой поверхности составляла 1 см^2 , в то время как в данной работе площадь данной поверхности на порядок больше и составляет 10 см^2 . Из представленной графика можно сделать вывод, что при $We > 6$ зависимость принимает характер близкий к асимптотическому, и увеличение критерия Вебера не приводит к значительному увеличению максимальной плотности теплового потока. Также на графике приведена аппроксимация показательной функции, где $q_{\text{max}} \sim We^{0,33}$. Данная аппроксимация наилучшим образом описывает область точек, где критерий Вебера изменяется от 1 до 6.

Анализируя представленные зависимости, можно сделать вывод, что определяющим параметром, как для максимального теплового потока, так и для максимального коэффициента теплоотдачи является критерий Вебера, так как значения данных величин практически одинаковы для различных форсунок, при идентичных значениях этого параметра.

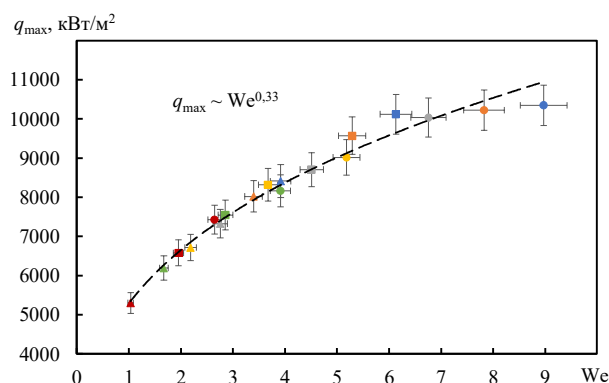


Рис. 6. Зависимость максимальной плотности теплового потока от критерия Вебера

Анализ вклада фазового перехода в теплообмен диспергированного потока с нагретой поверхностью

До сих пор актуальным вопросом для тематики распылительного охлаждения остается оценка преобладающего механизма теплообмена. В различных работах представлены выводы как о преобладании конвективного механизма теплообмена, так и о преобладании фазового перехода [8]. Согласно методике, представленной ранее произведена оценка плотности теплового потока отведенного за счет фазового перехода. Дифференцировать испарение и кипение жидкой пленки теплоносителя на данном этапе исследования невозможно, однако, можно сделать некоторые выводы о вкладе фазового перехода в общий тепловой баланс процесса.

На рис. 7 приведено сравнение доли плотности теплового потока, отведенного за счет фазового перехода, для всех полученных теплообменных кривых. Как видно из представленных зависимостей, при идентичной отводимой плотности теплового потока вклад фазового перехода может значительно отличаться. Наиболее заметна тенденция уменьшения вклада фазового перехода с ростом плотности орошения поверхности. При низкой плотности орошения поверхности тепловой поток отводится от поверхности преимущественно за счет фазового перехода (от 65 до 97 % от суммарной плотности теплового потока). Конвективная составляющая плотности теплового потока при этом незначительно уменьшается. При большей плотности орошения поверхности фазовый переход уже не имеет преобладающего вклада в теплообмен. Составляющая фазового перехода при этом от 36 до 58 % от суммарной плотности теплового потока. Обобщение этих данных для описания общего механизма теплообмена на данном этапе остается слишком трудной задачей, так как изменение любого из параметров диспергированного потока неизбежно приводит к изменению прочих параметров. Тем не менее, стоит отметить, что существуют режимы теплообмена, при которых доля фазового перехода в отводимом тепловом потоке превышает 97 % при плотности теплового потока свыше 8 МВт/м², при низкой плотности орошения поверхности ($j = 4,47$ кг/(м²×с)), что свидетельствует о высокой эффективности

диспергированного охлаждения, однако достижение такой эффективности потребует крайне точного выбора параметров данного типа охлаждения.

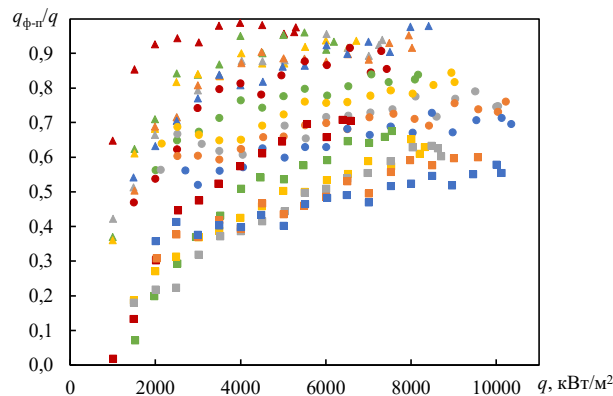


Рис. 7. Доля плотности теплового потока отведенного за счет фазового перехода

Обобщение полученных результатов критериальной зависимостью

Для описания процесса теплообмена между стенкой и диспергированным потоком в режиме развитого теплообмена были выбраны следующие критерии теплообмена и безразмерные комплексы:

1. Критерий Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{пов}}}{\lambda_{\text{дп}}}, \quad (15)$$

где $d_{\text{пов}}$ – диаметр теплообменной поверхности, $\lambda_{\text{дп}}$ – теплопроводность диспергированного теплоносителя при температуре $T_{\text{дп}}$, α – коэффициент теплоотдачи от поверхности к диспергированному потоку. Поскольку в данной работе рассматриваются интегральные характеристики теплообмена с нагретой поверхностью, для критерия Нуссельта выбор в качестве характерного размера диаметра орошаемой поверхности представляется наиболее логичным.

2. Критерий Вебера, форма оценки которого представлена ранее (формула (12)).

3. Безразмерная температура, оцененная как отношение температуры стенки (T_c) к температуре недогрева жидкости (T_{sub}), где недогрев жидкости рассчитывается как разность температуры насыщения при давлении в экспериментальной камере (T_s) и температуры диспергированного потока ($T_{\text{дп}}$).

$$\Theta = \frac{T_c}{T_{\text{sub}}} = \frac{T_c}{(T_s - T_{\text{дп}})} \quad (16)$$

Итоговый вид критериального уравнения:

$$\text{Nu} = c \text{We}^{n_1} \Theta^{n_2} \quad (17)$$

Данное уравнение позволит учесть влияние на теплообмен как характеристик диспергированного потока, за счет использования критерия Вебера, так и определяющих процесс температур стенки и диспергированного потока. Стоит также отметить, что несмотря на определенно присутствующее влияние на эффективность теплообмена размеров капель диспергированного потока использование данного параметра как определяющего размера в каком-либо из безразмерных комплексов не представляется удачным, так как точное определение данной величины всегда представляет собой сложную функцию распределения с достаточно большим разбросом между минимальными и максимальным значениями данного параметра.

При расчете коэффициентов критериального уравнения использовались экспериментальные точки идентичные представленным на рис. 5. Для расчета коэффициентов применялось многомерное среднеквадратичное приближение степенной моделью с использованием метода наименьших квадратов. Итоговое обобщение экспериментальных данных теплообмена диспергированного потока теплоносителя с нагретой поверхностью приведено на рис. 8 и описывается следующим уравнением:

$$\text{Nu} = 99 \text{We}^{0,53} \Theta^{2,96} \quad (18)$$

Коэффициент детерминации составляет $R^2 = 0,96$ при числе обусловленности 21,6. Погрешности определения коэффициентов критериального уравнения приведены в табл. 2.

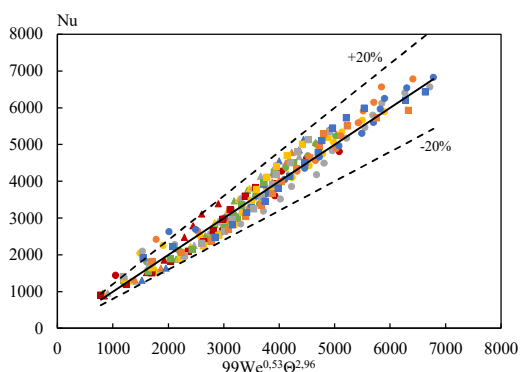


Рис. 8. Обобщение данных по теплообмену диспергированного потока с нагретой поверхностью критериальным уравнением

Таблица 2. Погрешности определения коэффициентов критериального уравнения

Коэффициент	Значение	Неопределенность
c	99	± 1
n_1	0,53	$\pm 0,01$
n_2	2,96	$\pm 0,05$

На основе представленной зависимости можно сделать вывод, что недогрев жидкости оказывает крайне значительное влияние на теплообмен диспергированного потока с поверхностью в режиме интенсивного парообразования. Гидравлические характеристики диспергированного потока оказывают меньшее, но тем не менее важное влияние на процесс.

Заключение

1. В ходе экспериментального исследования теплообмена диспергированного потока с охлаждаемой поверхностью было получено 18 качественных кривых теплообмена с использованием трех гидравлических форсунок аналогичной конструкции, но имеющих различных диаметр сопла. Получена карта режимов для данных кривых теплообмена. Диапазон изменения плотности орошения поверхности в представленных экспериментах от 2,29 до 15,90 кг/(м²×с), диапазон критерия Вебера от 1 до 9.

2. Установлено, что ключевыми параметром при охлаждении распылением поверхности, имеющей температуру выше температуры насыщения являются как плотность орошения поверхности, так и скорость капель (характеризуемая в данной работе критерием Вебера). Значительное влияние на теплообмен оказывает недогрев теплоносителя.

3. Обобщение данных по максимальным значениям плотности теплового потока показывает ключевое влияние критерия Вебера на данный параметр. Показано, что увеличение критерия Вебера более 6 не ведет к значительному увеличению максимального значения плотности теплового потока. Достигнута отводимая плотность теплового потока в 10,3 МВт/м², при площади орошаемой поверхности ~10 см².

4. Сделан вывод о ключевом вкладе фазового перехода в теплообмен, при поддержании определенных режимных параметров теплоносителя. Доля фазового перехода в общем тепловом потоке, отводимом с охлаждаемой поверхности, в отдельных режимах достигает 97 %.

5. Получена экспериментальная зависимость с использованием критериев теплообмена, хорошо обобщающая экспериментальные данные.

Список источников

1. Vertkov A.V., Komov A.T., Lyublinski I.E. et al. The use of dispersed gas-liquid flow for cooling of the tokamak T-10 liquid metal limiter // *Problems of Atomic Science and Technology, Series Thermonuclear Fusion*. National Research Center Kurchatov Institute. 2018. Vol. 41. № 1. pp. 57–64.
2. Zakharenkov A.V., Loktionov V.D., Dedov A.V. et al. APPLICATION OF DISPERSED GAS-LIQUID FLOW FOR COOLING ENERGY-STRESSED STRUCTURAL ELEMENTS TOKAMAK // *Problems of Atomic Science and Technology, Series Thermonuclear Fusion*. National Research Center Kurchatov Institute. 2021. Vol. 44. № 4. pp. 54–62.
3. Mudawar I. Assessment of High-Heat-Flux Thermal Management Schemes // *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES*. 2001. Vol. 24. № 2.
4. Cheng W.L., Zhang W.W., Chen H. et al. Spray cooling and flash evaporation cooling: The current development and application // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd. 2016. Vol. 55. pp. 614–628.
5. Sarmadian A., Dunne J.F., Long C.A. et al. Heat flux correlation models for spray evaporative cooling of vibrating surfaces in the nucleate boiling region // *Int J Heat Mass Transf.* Elsevier Ltd. 2020. Vol. 160.
6. Yang J., Chow L.C., Pals M.R. Nucleate Boiling Heat Transfer in Spray Cooling // *J Heat Transfer*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 1996. Vol. 118. № 3. pp. 668–671.
7. Lin Y.K., Zhou Z.F., Fang Y. et al. Heat transfer performance and optimization of a close-loop R410A flash evaporation spray cooling // *Appl Therm Eng.* Pergamon. 2019. Vol. 159.
8. Liang G., Mudawar I. Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux // *Int J Heat Mass Transf.* Pergamon. 2017. Vol. 115. pp. 1174–1205.
9. Komov A.T., Sherbakov P.P., Ilyin V.V. et al. Development of the experimental stand for research heat removal with a high power density by a dispersed heat carrier flow // *Journal of Physics: Conference Series*. Institute of Physics Publishing. (2019. Vol. 1370. № 1).
10. Komov A.T., Dedov A.V., Shcherbakov P.P. et al. Heat transfer of a modified surface with a dispersed coolant flow // *E3S Web of Conferences*. EDP Sciences. 2023. Vol. 459.
11. Shteling V.S., Dedov A.V., Zakharenkov A.V. et al. An Experimental Study of Wall Thermal Stabilization Efficiency by Spray Cooling // *Thermal Engineering* 2022 69:12. Springer, 2022. Vol. 69. № 12. pp. 954–962.
12. Estes K.A., Mudawar I. Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces // *Int J Heat Mass Transf.* Pergamon. 1995. Vol. 38, № 16. pp. 2985–2996.
13. Chen R.-H., Chow L.C., Navedo J.E. Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling.
14. Pais M.R., Chow L.C., Maheikay E.T. Surface Roughness and Its Effects on the Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling // *J Heat Transfer*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. 1992. Vol. 114. № 1. pp. 211–219.

References

1. Vertkov AV, Komov AT, Lyublinski IE et al. The use of dispersed gas-liquid flow for cooling of the tokamak T-10 liquid metal limiter. *Problems of Atomic Science and Technology, Series Thermonuclear Fusion*. 2018; 41(1):57–64.
2. Zakharenkov AV, Loktionov VD, Dedov A V. et al. APPLICATION OF DISPERSED GAS-LIQUID FLOW FOR COOLING ENERGY-STRESSED STRUCTURAL ELEMENTS TOKAMAK. *Problems of Atomic Science and Technology, Series Thermonuclear Fusion*. 2021; 44(4):54–62.
3. Mudawar I. *Assessment of High-Heat-Flux Thermal Management Schemes*. IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES. Vol. 24. 2001.
4. Cheng WL, Zhang WW, Chen H et al. *Spray cooling and flash evaporation cooling: The current development and application*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd; 2016. Vol. 55. p. 614–628.
5. Sarmadian A, Dunne JF, Long CA et al. Heat flux correlation models for spray evaporative cooling of vibrating surfaces in the nucleate boiling region. *Int J Heat Mass Transf.* 2020.
6. Yang J, Chow LC, Pals MR. Nucleate Boiling Heat Transfer in Spray Cooling. *J Heat Transfer*. 1996;118(3): 668–671. DOI: 10.1115/1.2822684
7. Lin YK, Zhou ZF, Fang Y et al. Heat transfer performance and optimization of a close-loop R410A flash evaporation spray cooling. *Appl Therm Eng.* 2019.
8. Liang G, Mudawar I. Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux. *Int J Heat Mass Transf.* 2017.
9. Komov AT, Sherbakov PP, Ilyin VV et al. *Development of the experimental stand for research heat removal with a high power density by a dispersed heat carrier flow*. Journal of Physics: Conference Series. Institute of Physics Publishing; 2019.
10. Komov AT, Dedov AV, Shcherbakov PP et al. Heat transfer of a modified surface with a dispersed coolant flow. *E3S Web of Conferences*. EDP Sciences. 2023.

11. Shteling VS, Dedov AV, Zakharenkov AV et al. An Experimental Study of Wall Thermal Stabilization Efficiency by Spray Cooling. *Thermal Engineering*. 2022;69(12): 954–62.
12. Estes KA, Mudawar I. Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces. *Int J Heat Mass Transf*. 1995;38(16):2985–2996.
13. Chen RH, Chow LC, Navedo JE. *Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling*.
14. Pais MR, Chow LC, Maheikay ET. Surface Roughness and Its Effects on the Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling. *J Heat Transfer*. 1992;114(1):211–9. DOI: 10.1115/1.2911248