

Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 7. С. 321–332
Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 7, pp. 321–332

Научная статья

УДК 536.584

URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185842>

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

Изучение закономерностей охлаждения поверхности водо-воздушным спреем в конвективной области теплообмена

А.С. Демидов^{1✉}, А.В. Захаренков², А.Т. Комов³, А.В. Дедов⁴

^{1,2,3,4}Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт», Москва,
Российская Федерация

¹demidovas@mpei.ru✉

Аннотация. Анализ большого количества работ указывает на то, что одним из наиболее эффективных способов охлаждения является охлаждение спреем. При этом, в современной литературе отражено мало работ, посвященных охлаждению двухкомпонентным водо-воздушным спреем, а имеющиеся в открытом доступе критериальные уравнения по данной тематике охватывают ограниченный диапазон расходных характеристик. В работе приведено описание установки «Односторонний нагрев мишени» кафедры ОФиЯС НИУ МЭИ. Представлены результаты экспериментов по охлаждению поверхности водо-воздушным спреем в диапазоне средней температуры поверхности охлаждения $T_{wall_{mean}} = 20 \div 100$ при расходе воды $G_{water} = 8 \div 25$ г/с и расходе воздуха $G_{air} = 0,3 - 2$ г/с на двух форсунках с различной пропускной способностью. На основании полученных результатов представлено критериальное уравнение при охлаждении мишени в области однофазной конвекции, описывающее полученные данные с погрешностью не более 10 %.

Ключевые слова: теплообмен, охлаждение поверхности, пневматическая форсунка, водо-воздушный спрей, плотность теплового потока, коэффициент теплоотдачи, критериальное уравнение, экспериментальные исследования

Для цитирования. Демидов А.С., Захаренков А.В., Комов А.Т., Дедов А.В. Изучение закономерностей охлаждения поверхности водо-воздушным спреем в конвективной области теплообмена // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 7. С. 321–332. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185842>

Original article

Study of the mechanism of surface cooling by air-assisted water spray in the convective heat exchange conditions

A.S. Demidov^{1✉}, A.V. Zakharenkov², A.T. Komov³, A.V. Dedov⁴

^{1,2,3,4}*Department of General Physics and Nuclear Fusion of Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russian Federation*

¹*demidovas@mpei.ru✉*

Abstract. Spray cooling is an effective cooling method, however, in modern literature very little attention is paid to the study of cooling by air-assisted water spray created by a pneumatic nozzle. This paper describes an experimental installation for the study of cooling by air-assisted water spray. The results of experiments conducted on surface cooling with a spray created by two different pneumatic nozzles differing in the flow section of the water channel are presented. During the experiments, the mass flow rate of water through the nozzle varied in the range of 8–25 g/s at a pressure of 100–380 kPa, and the mass flow rate of air was 0,3–2 g/s at a pressure of 80–400 kPa. The average cooling surface temperature was 20–100 °C. The surface was heated using an electron beam cannon, the area of the heated surface was 20x40 mm². The studied cylindrical sample with a radius of 30 mm and a thickness of 14 mm was installed in a vacuum-dense experimental module located in a vacuum chamber. 9 thermocouples were installed in the copper sample, which made it possible to estimate the radial heat distribution and 4 local values of the wall temperature and heat flux. In addition to the local values of the heat flux, the average value of the dissipated heat flux was also calculated based on the amount of heat input and the cooling surface area. Based on the averaged values, the heat transfer coefficient was determined. Based on the calculated values, a criterion equation is constructed using the *Nu* and *We* numbers, the ratio of air and water pressures, the relative gas content, and the ratio of the Prandtl numbers of water at the wall temperature and the temperature at the nozzle inlet. The obtained criterion equation

$$Nu = 356,61 \times We_o^{0,346} \times \frac{P_{air}^{0,283}}{P_{water}} \times \beta^{-0,334} \times \frac{Pr_{Wall}^{-0,081}}{Pr_{Waterin}}$$
 describes the cooling of the specimen by an air-

assisted water spray in the convection regime with an error margin of no more than 10 %.

Keywords: heat transfer, spray cooling, pneumatic nozzle, air-assisted water spray, heat flux, heat transfer coefficient, non-dimensional equation, experimental study

For citation. Demidov A.S., Zakharenkov A.V., Komov A.T., Dedov A.V. Study of the mechanism of surface cooling by air-assisted water spray in the convective heat exchange conditions. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 7, pp. 321–332. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=185842>

Введение

С развитием ядерных и термоядерных технологий получения энергии, проблема отведения высоких тепловых потоков возникающая при охлаждении взаимодействующих с плазмой элементов первой стенки термоядерного реактора, а также оптических компонентов в синхротронах и системах с мощным излучением становится все более актуальной. Величина плотности теплового потока в подобных конструкциях

может колебаться от 0,1 МВт/м² до 10 МВт/м² в стационарных режимах работы и достигать 1000–2000 МВт/м² при импульсных нагрузках, что превышает возможности известных и широко используемых способов охлаждения поверхностей [1].

Помимо возникновения источников повышенного тепловыделения в ядерных и термоядерных установках, высокие тепловые нагрузки также возникают и в микроэлектронике. Развитие мик-

ропроцессоров ведет к увеличению плотности расположения транзисторов, увеличению тактовой частоты процессора, увеличению энергопотребления. В результате эти процессы, прямо или косвенно, приводят к увеличению энерговыделения.

Современное стремительное развитие больших языковых моделей (*Large Language Models, LLM*), таких как *ChatGPT 4.5* компании *OpenAI*, *Gemini 2.5 Pro* компании *Google*, *DeepSeek-R1* от *DeepSeek* и ряда других, формирует новый тренд необходимости в развитии микропроцессоров и устройств полупроводниковой памяти, в связи с особенностями обучения таких моделей.

Все это говорит о том, что к настоящему моменту, описанные в 2007 году тепловые нагрузки в очагах сверхвысокого тепловыделения в микропроцессорах (более 1 кВт/см^2) [2], в наше время могут быть локализованы на всей площади микропроцессора. А тепловые нагрузки в очагах тепловыделения могут достигать значений $3\text{--}5 \text{ кВт/см}^2$ и более.

Значительные тепловые нагрузки на отдельные элементы конструкции присутствуют и в металлургической промышленности. Помимо необходимости отвода тепла, возникает потребность в обеспечении наиболее равномерной и эффективной закалки деталей. В случае несоблюдения условий закалки возникают дефекты, на исправление которых тратятся большие средства. Например, на последующую обработку плохо закаленных алюминиевых профилей приходится 50 % производственных затрат [3].

Необходимость развития высокоэффективных способов охлаждения, возникающая в энергетике, микроэлектронике и промышленности способствует активному поиску высокоэффективных способов охлаждения учеными всего мира.

Целью данной работы является расширение имеющегося опыта в охлаждении поверхностей водо-воздушным спреем, получение систематизированных экспериментальных данных в условиях охлаждения поверхности спреем, их обработка и анализ.

Материалы и методы

Описание установки

В качестве экспериментальной базы для проведения исследований по изучению возможностей охлаждения водо-воздушным спреем был выбран экспериментальный теплофизический стенд (далее – экспериментальная установка

«Односторонний нагрев мишени»), созданный на кафедре общей физики и ядерного синтеза НИУ «МЭИ» в 1992 году [4].

Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1. Установка состоит из следующих основных систем:

1. Системы нагрева рабочего участка (I);
2. Системы охлаждения рабочего участка (II) с двумя отдельными линиями водо- и воздухоподготовки;
3. Системы вакуумной откачки (III);
4. Системы измерений, сбора и обработки информации (IV) фиксирующая показания температур T , давления P и объемного расхода Q компонентов теплоносителя.

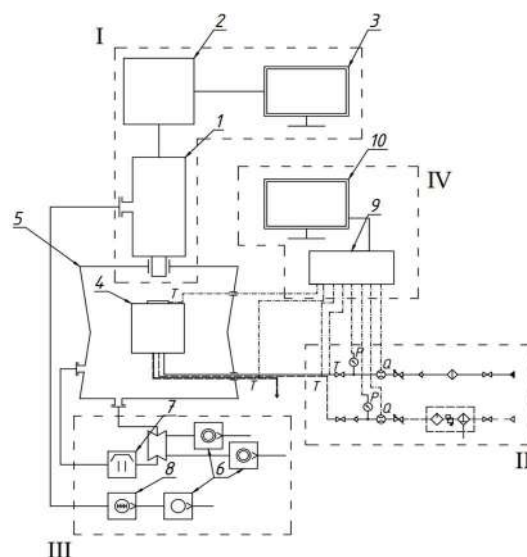


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки. 1 – электронно-лучевая пушка TETA 60H60, 2 – шкаф управления, 3, 10 – рабочее место оператора, 4 – исследовательский модуль, 5 – вакуумная камера, 6 – форвакуумный насос, 7 – диффузионный насос, 8 – пластинчато-роторный насос, 9 – шасси NI CompactDAQ

Подробное поэлементное описание каждой системы экспериментальной установки приведено далее.

Система нагрева

Источником нагрева исследовательского модуля в экспериментальной установке «Односторонний нагрев мишени» является электронно-лучевая пушка TETA 60H60 производства компании ТЭТА. Электронно-лучевая пушка обеспечивает подведение энергии к мишени рабочего участка исследовательского модуля на протяжении длительного периода времени и способна создать поток электронов с максимальной силой

тока 1000 мА, проходящий через максимальное ускоряющее напряжение 60 кВ. Устройство пушки позволяет регулировать и поддерживать стабильное значение тока пучка в пределах от 2 до 1000 мА с шагом 1 мА.

Система формирования развертки позволяет изменять размер поверхности нагрева от точки с диаметром 0,8 мм, до прямоугольника с размером сторон 40 на 40 мм.

Система охлаждения

Для создания и поддержания в системе требуемого значения давления и объемного расхода жидкости и газа создана гидропневматическая система охлаждения рабочего участка, принципиальная схема которой представлена на рисунке 2.

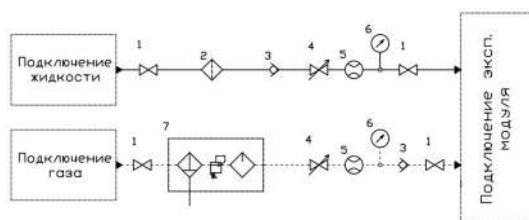


Рис. 2. Схема гидропневматической системы охлаждения рабочего участка. 1 – кран, 2 – фильтр тонкой очистки, 3 – обратный клапан, 4 – регулирующий вентиль, 5 – расходомер, 6 – манометр, 7 – система воздухоподготовки

В качестве жидкости используется вода, в качестве газа – воздух. Подача обоих компонентов системы охлаждения осуществляется по отдельным независимым линиям.

Максимальное давление в линии подключения воды, обеспечиваемое гидропневматической системой – 400 кПа, расходомер рассчитан на определение расхода воды в диапазоне от 0,5 до 4 л/мин. Максимальное давление в линии подключения воздуха – 800 кПа, расходомер рассчитан на определение расхода воздуха в диапазоне от 2 до 100 л/мин.

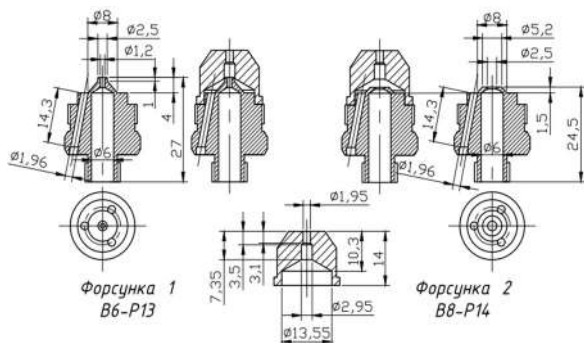


Рис. 3. Эскиз используемых форсунок

Экспериментальные исследования проводились на двух пневматических форсунках, отличающихся друг от друга пропускной способностью жидкости, а также объемом камеры смешения. Форсунка 1 имеет внутренний индекс B6-P13, форсунка 2 – индекс B8-P14.

Исследовательский модуль представляет собой вакуумно-плотный цилиндрический сосуд, с двумя торцевыми фланцами: фланец подключения системы охлаждения и фланец с мишенью рабочего участка. Исследовательский модуль установлен в рабочей камере на диэлектрическом основании. Внутри исследовательского модуля расположена пневматическая форсунка и конденсатор. Конденсатор позволяет определить наличие и количество пара, образование которого неизбежно при повышении температуры мишени. Принципиальная схема исследовательского модуля с установленной мишенью представлена на рисунке 4.

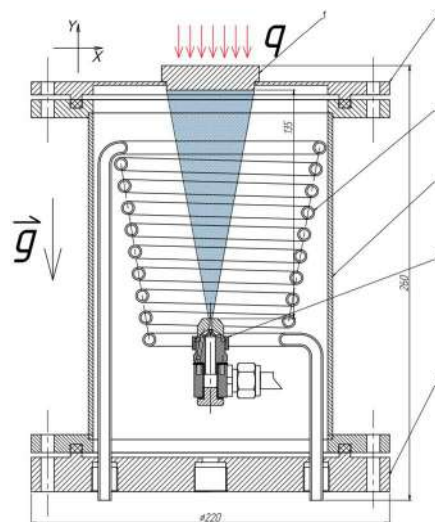


Рис. 4. Принципиальная схема исследовательского модуля. 1 – мишень, 2 – рабочий участок, 3 – конденсатор, 4 – корпус экспериментального модуля, 5 – форсунка, 6 – фланец подключения охлаждения

Фланец с мишенью, корпус исследовательского модуля и фланец подключения охлаждения изготовлены из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Выбор данной марки стали связан с ее высокой технологичностью, коррозионной стойкостью, а также низким газовыделением [5]. Для вакуумного уплотнения фланцев исследовательского модуля используется вакуумная резина марки 9024, способная выдерживать температурные нагрузки до 100 °С.

Мишень рабочего участка представляет собой медный диск, изготовленный из меди марки М0, толщиной 14 мм и диаметром 58 мм, радиус поверхности охлаждения R составляет 25 мм.

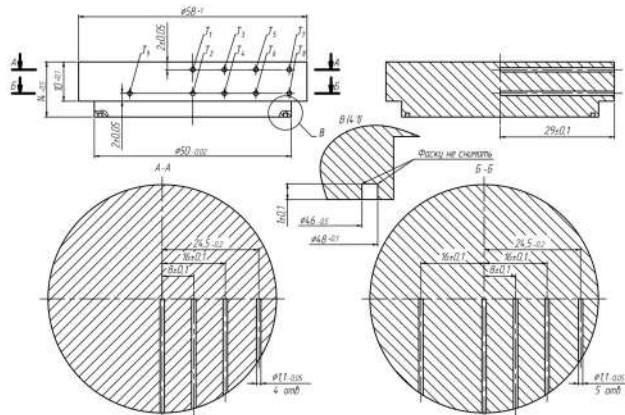


Рис. 5. Эскиз мишени рабочего участка

В мишени проделаны отверстия диаметром 1,1 мм для 9 термопар. Глубина отверстий различна и доведена до диаметральной плоскости, нормальной оси отверстий.

Для вакуумного соединения мишени рабочего участка с фланцем, ввиду отсутствия концентраторов напряжений, было предложено воспользоваться технологией электронно-лучевой сварки. Согласно литературе [5], для сварки материалов с сильно различающимися коэффициентами температурного расширения, необходимо предусмотреть терморазгрузочные кольцевые пазы.



Рис. 6. Результат электронно-лучевой сварки мишени с фланцем. Вид со стороны охлаждения

Перед проведением основной серии экспериментов на мишени, на установке был проведен цикл наладочных опытов для проверки штатного функционирования всех систем стенда, корректности показаний всех датчиков и отладки методики проводимых экспериментов.

Система измерений, сбора и обработки информации. Измерительное оборудование

Для измерения давления в системе охлаждения использовались манометры, производства компании «Элемер», модель МТИ-100/М2, настроенные на работу в диапазоне 0–1000 кПа.

Для измерения объемных расходов воды и воздуха использовались расходомеры производства компании «SMC», моделей PF3W и PFMB соответственно. Расходомер на линии воды был настроен на работу в диапазоне 0,5–4 л/мин, на линии воздуха – в диапазоне 2–200 л/мин.

Температурные датчики

В качестве температурных датчиков используются заводские термопары типа К, производства компании ОЛИЛ с диаметром термопарного кабеля и горячего спая 1,0 мм. Калибровка всех установленных в РУ термопар была подтверждена согласно ГОСТ Р 8.585-2001 при помощи сухоблочного калибратора Fluke 9173 в диапазоне температур 50–400 °С.

Система сбора и обработки информации

Высокое быстродействие системы сбора и обработки информации обеспечивалось оборудованием National Instruments на базе USB-шасси National Instruments CompactDAQ-9189, а также программным обеспечением для обработки и визуализации входящих сигналов LabVIEW.



Рис. 7. National Instruments CompactDAQ

Используемое программное обеспечение позволяет в режиме реального времени контролировать основные электрические и теплогидравлические параметры мишени исследовательского модуля и системы охлаждения. Для контроля за локальными значениями температуры поверхности, в программе реализован оценочный расчет на основании экстраполяции значений термопар [6].

Методика расчета температуры поверхности

Расчет температуры поверхности охлаждения происходил при помощи экстраполяции по линейному закону на основании показаний термопар. Расчет локальных значений плотности теплового потока выполнялся на основании закона Фурье:

$$q = -\lambda \times \frac{\partial T}{\partial x}. \quad (1)$$

Расчет количества теплоты

Расчет количества подводимой теплоты выполнялся двумя независимыми способами: используя значения установочного тока:

$$N_{уст} = U_{ускоряющее} \times I_{уст},$$

используя значения анодного тока:

$$N_{анод} = U_{ускоряющее} \times I_{анод}.$$

Значение анодного тока определялось путем измерения падения напряжения на образцовом сопротивлении. Данный метод позволяет зафиксировать только тот поток электронов, который был поглощен в мишени. Однако, помимо поглощенных электронов тепло также выделяют электроны, испытавшие неупругое отражение от мишени. Для этого, в первом приближении, было принято, что при отражении электронов, половина энергии отражения поглощается мишенью. В таком случае подводимую мощность можно считать, как:

$$N_{подв} = N_{анод} + N_{отр},$$

$$\text{где } N_{отр} = \frac{N_{уст} - N_{анод}}{2}.$$

Согласно закону сохранения энергии, при достижении термостабилизации:

$$N_{подв} = N_{отв}.$$

Расчет количества теплоты, отводимой за счет конвекции $N_{отв}$ проводился по калориметрическому методу на основе значений энтальпии и температур воды и воздуха на входе в форсунку и температуры на выходе из экспериментального модуля:

$$\begin{aligned} N_{отв} = & G_{water} \times (h_{water}(T_{water_{out}}^{мод}) - h_{water}(T_{water_{in}}^{мод})) + \\ & + G_{air} \times (h_{air}(T_{air_{out}}^{мод}) - h_{air}(T_{air_{in}}^{мод})). \end{aligned}$$

При этом функция энтальпии воды от температуры $h_{water} = f(T)$ аппроксимирована следующей зависимостью: $h_{water}(T) = 0,032 + 4,188 \times T$, [кДж/кг], функция энтальпии воздуха от температуры $h_{air} = f(T)$ – следующей зависимостью: $h_{air} = -0,042 + 1,009 \times T$, [кДж/кг].

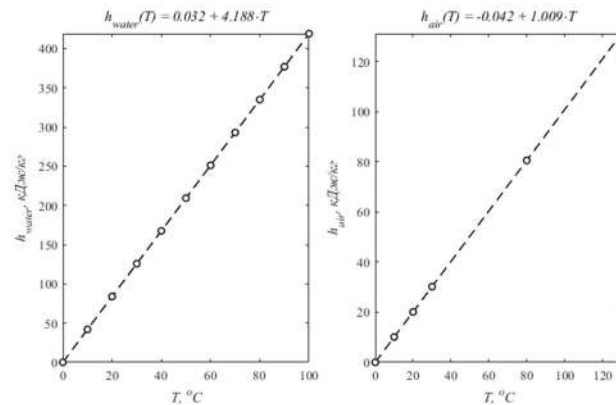


Рис. 8. Зависимость удельной энтальпии от температуры

Представленные зависимости получены на основе данных из [7] и [8].

Установка конденсатора внутри экспериментального модуля также позволила определять количество теплоты, отводимое за счет испарения на основании функции энтальпии воды от температуры $h_{water}(T)$, значений температуры на входе и выходе из конденсатора, а также массового расхода охлаждающей воды.

Расчет тепловых характеристик

Расчет плотности теплового потока по формуле 1 дает локальные значения, которые, в связи с различием поверхностей нагрева и охлаждения, а также неравномерностью охлаждения всей мишени, не могут в достаточной мере точно характеризовать отводящую способность спрея. Для этого был выполнен расчет средней отводимой плотности теплового потока:

$$q_{mean} = \frac{N_{подв}}{S_{охлаждения}}.$$

В качестве $S_{охлаждения}$ используется значение площади поверхности охлаждения.

Для определения коэффициента теплоотдачи α , воспользуемся законом Ньютона–Рихмана:

$$q = \alpha \times (T_{wall} - T_{film}) = \alpha \times \Delta T.$$

На основании закона Ньютона–Рихмана можно рассчитать, как локальные коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1-2} = \frac{q_{1-2}}{T_{wall_{1-2}} - T_{film_{1-2}}},$$

так и усредненный по площади:

$$\alpha_{mean} = \frac{q_{mean}}{T_{wall_{mean}} - T_{film_{mean}}}. \quad (2)$$

Индекс «1–2» соответствует значению, рассчитанному для пары термопар T_1 и T_2 , в расчетах использовалась 4 пары термопар: $T_1 - T_2$, $T_3 - T_4$, $T_5 - T_6$, $T_7 - T_8$. Для расчета локального коэффициента теплоотдачи необходимо использовать соответствующие значения температуры поверхности охлаждения мишени $T_{wall_{1-2}}$ и локальную температуру жидкой пленки на поверхности охлаждения мишени $T_{film_{1-2}}$. Значение температуры поверхности охлаждения мишени рассчитывались на основе экстраполяции по показаниям термопар при координате поверхности охлаждения $y = 0$.

Расчет средней температуры жидкой пленки, взаимодействующей с поверхностью охлаждения был выполнен согласно формуле 3. Подобный подход к определению температуры жидкой пленки также используется в работах [9], [10].

$$T_{film_{1-2}} = \frac{T_{water_{in}} + T_{wall_{1-2}}}{2}. \quad (3)$$

Расчет средней температуры стенки $T_{wall_{mean}}$ происходит путем усреднения значений локальных температур стенок:

$$T_{wall_{mean}} = \frac{T_{wall_{1-2}} + T_{wall_{3-4}} + T_{wall_{5-6}} + T_{wall_{7-8}}}{4}.$$

Аналогичным образом происходит расчет средней температуры жидкой пленки $T_{film_{mean}}$:

$$T_{film_{mean}} = \frac{T_{film_{1-2}} + T_{film_{3-4}} + T_{film_{5-6}} + T_{film_{7-8}}}{4}.$$

Рассчитав среднее значение температуры поверхности охлаждения среднее значение температуры жидкой пленки можно определить среднее значение температурного напора ΔT_{mean} , как:

$$\Delta T_{mean} = T_{wall_{mean}} - T_{film_{mean}}.$$

Погрешности

Поскольку погрешность прямого измерения складывается из погрешности аналого-цифрового преобразователя и погрешности конкретного датчика, погрешность конкретного измерения в общем виде можно определить как:

$$\delta X = \sqrt{\delta X_{АЦП}^2 + \delta X_{С.И.}^2},$$

где δX – относительная погрешность прямого измерения;

$\delta X_{АЦП}$ – относительная погрешность конкретного аналого-цифрового преобразователя;

$\delta X_{С.И.}^2$ – относительная погрешность конкретного датчика, прибора.

Расчет погрешностей аналого-цифрового преобразователя, а также манометров, расходомеров и анодного тока осуществлялся на основании значений погрешности, приведенных в паспорте каждого конкретного прибора.

Погрешность измерения температуры рассчитывалась согласно приведенной в ГОСТе погрешности полинома.

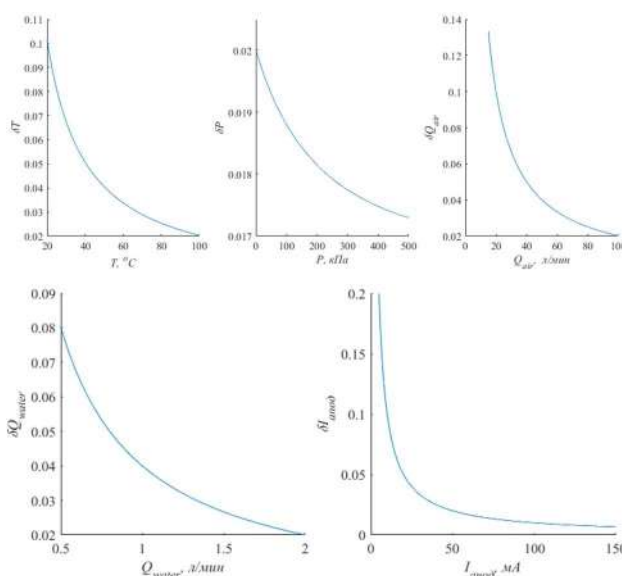


Рис. 9. Графики относительных погрешностей прямо измеренных величин

Результаты

Всего на мишени рабочего участка было проведено 70 экспериментов, в таблицах далее отмечены расходные характеристики теплоносителя и размер поверхности нагрева в проведенных экспериментах. Первичные данные в виде

зависимости температуры от подводимой мощности для двух используемых в экспериментах форсунок представлены на рисунке 10.

Таблица 1. Эксперименты с форсункой B6-P13

Размер пучка: 21 x 41 мм		Расход воды, л/мин					
		0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75
Расход воздуха, л/мин	0	0,50/0	0,75/0	1,00/0	1,25/0	1,50/0	1,75/0
	15	0,50/15	0,75/15	1,00/15	1,25/15	1,50/15	1,75/15
	25	0,50/25	0,75/25	1,00/25	1,25/25	1,50/25	1,75/25
	35	0,50/35	0,75/35	1,00/35	1,25/35	1,50/35	
	45	0,50/45	0,75/45	1,00/45	1,25/45		
	55	0,50/55	0,75/55	1,00/55			
	65	0,50/65	0,75/65	1,00/65			
	75	0,50/75	0,75/75				
	85	0,50/85					
	95	0,50/95					

Таблица 2. Эксперименты с форсункой B8-P14

Размер пучка: 22 x 41 мм		Расход воды, л/мин					
		0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75
Расход воздуха, л/мин	0	0,50/0	0,75/0	1,00/0	1,25/0	1,50/0	1,75/0
	15	0,50/15	0,75/15	1,00/15	1,25/15	1,50/15	1,75/15
	25	0,50/25	0,75/25	1,00/25	1,25/25	1,50/25	1,75/25
	30			1,00/30			
	35	0,50/35	0,75/35	1,00/35	1,25/35	1,50/35	
	42				1,25/42		
	45	0,50/45	0,75/45	1,00/45	1,25/45		
	55	0,50/55	0,75/55				
	65	0,50/65					
	75	0,50/75					

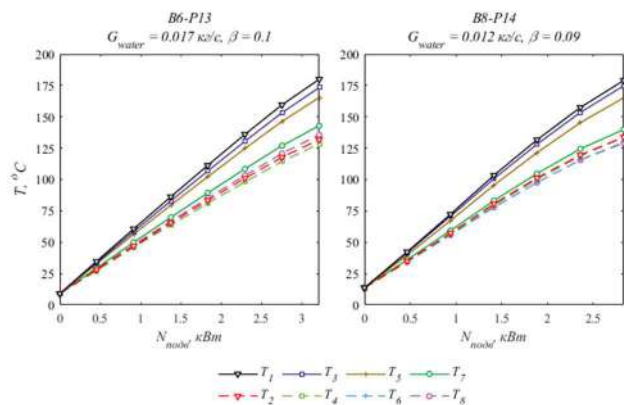


Рис. 10. График зависимости зафиксированных значений термодпар на каждом режиме от подводимой мощности

Параметр β , указанный в заголовке каждого отдельного графика является величиной, характеризующей относительное массовое газосодержание. Расчет относительного массового газосодержания произведен согласно следующей формуле:

$$\beta = \frac{G_{air}}{G_{water} + G_{air}}. \quad (4)$$

Точками на графике показаны записанные на каждом срезе усредненные значения температуры. На основании измеренных значений температур путем линейной экстраполяции возможно определить значение температуры поверхности охлаждения. На рисунке 11 представлен пример полученного распределения температуры в центральном сечении мишени на основании показаний термодпар T_1 и T_2 . Штриховыми вертикальными линиями обозначены положения термодпар. Здесь и далее пунктирными линиями соответствующего цвета указана погрешность представленных данных.

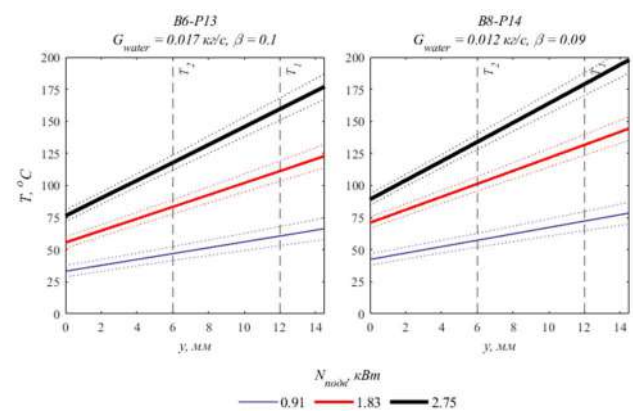


Рис. 11. Распределение температуры в центральном сечении мишени по толщине

На рисунке 12 представлена зависимость локальной (на основе показаний термодпар $T_1 - T_2$, $T_3 - T_4$, $T_5 - T_6$, $T_7 - T_8$) и средней ПТП на основании подводимого количества теплоты от температурного напора, определяемого как разность между температурой поверхности охлаждения и температурой жидкой пленки.

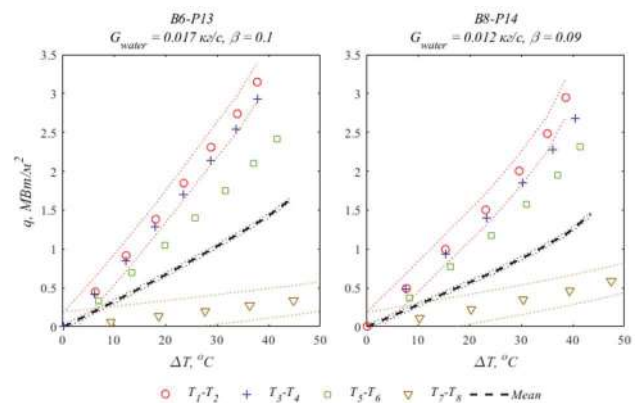


Рис. 12. Зависимость плотности теплового потока от температурного напора

По построенным графикам видно, что при охлаждении мишени форсункой *B8-P14* удается достичь большей равномерности в отводимой плотности теплового потока в местах установки термодпар $T_5 - T_6$, а также увеличить значение отводимой плотности теплового потока в местах установки термодпар $T_7 - T_8$. Полученный результат может косвенно свидетельствовать о большей равномерности факела распыла по сравнению с факелом распыла форсунки *B6-P13*.

На рисунке 13 представлена зависимость локального и среднего КТО от температурного напора. В качестве температурного напора принимались одинаковые значения, как для расчета локального, так и среднего КТО. Из полученных данных можно сделать вывод, что разность между средним и локальным КТО аналогична таковой для локального и среднего значения ПТП.

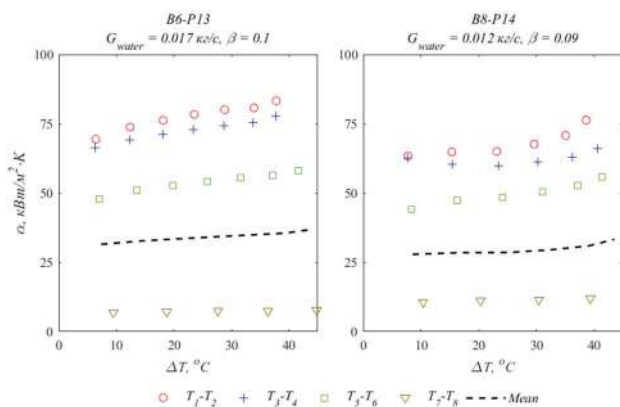


Рис. 13. Зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора

Несмотря на большую равномерность отводимой плотности теплового потока при охлаждении форсункой *B8-P14*, значения среднего коэффициента теплоотдачи для двух форсунок приблизительно равны, и лежат в диапазоне 25...35 кВт/м²К, что превышает характерное значение коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции воды в 2,5 раза.

Построим зависимость количества подводимой теплоты от количества отводимой теплоты для подтверждения сходимости уравнения теплового баланса (см. рис. 14). На построенных графиках зеленой штриховой линией обозначения прямая, соответствующая полному схождению уравнения теплового баланса, пунктирной линией – диапазон погрешностей расчета сум-

марной отводимой теплоты. По графику наблюдается полное совпадение уравнения теплового баланса в пределах допустимой погрешности.

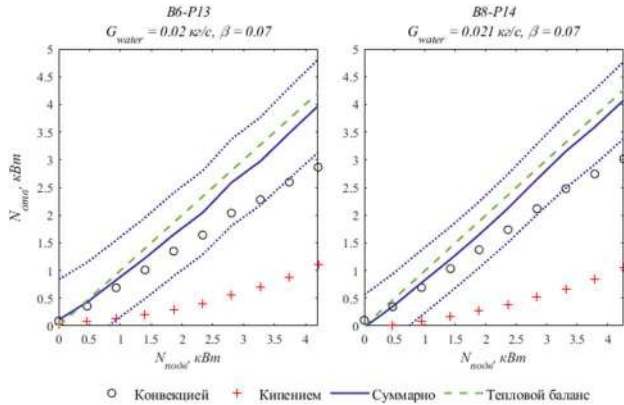


Рис. 14. Зависимость количества отводимой теплоты от подводимой

При увеличении подводимой теплоты, постепенно увеличивается доля количества теплоты, отводимой за счет кипения несмотря на то, что средняя температура поверхности еще не достигла 100 градусов. При подводе 4 кВт теплоты, 1 кВт отводится за счет скрытой теплоты фазового перехода.

Обсуждение

На рисунке 15 представлена зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от средней плотности теплового потока при всех измеренных расходах теплоносителя во всем исследуемом диапазоне температур поверхности.

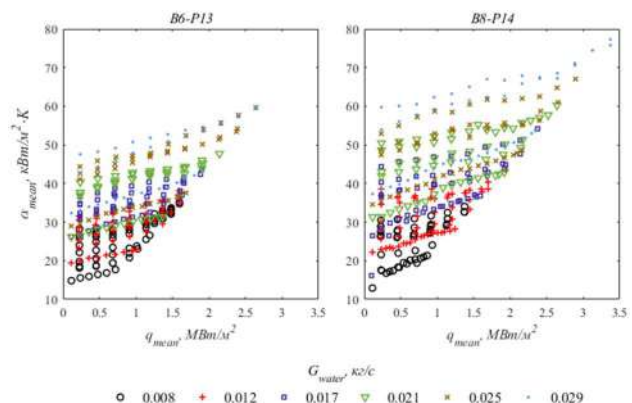


Рис. 15. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от средней плотности теплового потока

Представленные точки на графиках характеризуются только расходом воды, при этом для

каждого расхода воды представлены все значения относительного газосодержания.

По построенному графику видно, что изменение расхода воздуха при постоянном расходе воды при охлаждении форсункой B8-P14 может приводить к большим изменениям в значении среднего коэффициента теплоотдачи и отводимой плотности теплового потока, чем при охлаждении форсункой B6-P13. Для форсунки B6-P13 наибольшее значение среднего КТО при охлаждении мишени составило 60 кВт/м²К, для форсунки B8-P14 – 75 кВт/м²К.

Критериальное уравнение

Основным безразмерным критерием, характеризующим эффективность теплообмена является число Нуссельта Nu . При расчете числа Нуссельта предлагается использовать среднее значение коэффициента теплоотдачи α_{mean} . Коэффициент теплопроводности теплоносителя λ определялся по средней температуре жидкой пленки. В качестве характерного размера для числа Нуссельта предложено брать радиус поверхности охлаждения. Конечная формула для расчета числа Нуссельта имеет вид:

$$Nu = \frac{\alpha_{mean} \times R}{\lambda_{film}}.$$

Для определения параметров спрея используемых форсунок было сформирована группа из 3 безразмерных критериев. Первый из критериев – число Вебера We . Предлагается использовать модифицированное число Вебера We_o , используемое в статьях [11], [12] и определяемое следующим образом:

$$We_o = \frac{\rho_{air} \times \left(\frac{2\Delta P_{water}}{\rho_{water}} \right) \times d_o}{\sigma},$$

где ρ_{air} – плотность воздуха, взятая при температуре воздуха на входе и атмосферном давлении,

$\frac{2\Delta P_{water}}{\rho_{water}}$ – комплекс, характеризующий скорость потока на выходе из форсунки. ΔP_{water} – разность давления жидкости на входе в форсунку и на выходе из сопла форсунки в сосуд исследовательского модуля, ρ_{water} – плотность воды при температуре воды на входе в форсунку,

d_o – диаметр выходного сопла форсунки,

σ – коэффициент поверхностного натяжения, взятый при температуре воды на входе в форсунку.

Второй из критериев – относительное массовое газосодержание β – параметр, необходимый для сепарации режимов с различным расходом газовой компоненты теплоносителя.

Третий из критериев – относительное давление компонентов на входе – определяемый по следующей формуле:

$$\frac{P_{air}}{P_{water}}.$$

Данный критерий характеризует изменение внутренней геометрии форсунки, влияющей на результат распыла.

Ниже будет показано, что вышеописанная группа критериев полностью описывает характер формируемого двухфазного спрея и учитывает различие геометрических характеристик используемых форсунок.

В задаче с сильным температурным градиентом в слое охлаждающего теплоносителя на участке конвективного теплообмена предлагается использовать параметр, выражающий отношение числа Прандтля воды, имеющей температуру охлаждающей стенки Pr_{Wall} к числу Прандтля воды, имеющей температуру входа $Pr_{WaterIn}$:

$$\frac{Pr_{Wall}}{Pr_{WaterIn}}.$$

На основании всех вышеописанных критериев по методу наименьших квадратов было сформировано следующее критериальное уравнение:

$$Nu = 356,61 \times We_o^{0,346} \times \frac{P_{air}^{0,283}}{P_{water}} \times \beta^{-0,334} \times \frac{Pr_{Wall}^{-0,081}}{Pr_{WaterIn}}. \quad (5)$$

Рассчитанные коэффициенты детерминации R^2 и $R^2 - adj.$, а также визуализация полученного критериального уравнения с 10 % диапазоном погрешности представлены на рисунке 16. Метки в форме окружности соответствуют результатам, полученным на форсунке B6-P13, в форме прямоугольника – B8-P14.

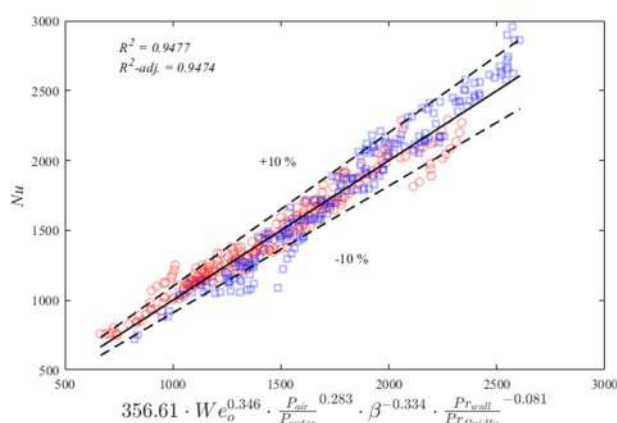


Рис. 16. Сравнение результатов расчета по формуле (5) с экспериментальными данными

Заключение

Проведенная работа является продолжением работ по исследованию охлаждения водо-воздушным спреем [13].

В результате проведения работы был получен массив экспериментальных данных по охлаждению водо-воздушным спреем поверхности, средняя температура которой не превышала 100 °С с направлением потока спрея против сил тяжести (вертикально вверх). После обработки полученных результатов была выявлена строгая зависимость среднего коэффициента теплоотдачи и максимальной отводимой плотности теплового потока от расхода теплоносителя. Наибольшее достигнутое значение коэффициента теплоотдачи составило 75 кВт/(м²К), среднее значение КТО для форсунки B6-P13 составило 32 кВт/(м²К), для форсунки B8-P14 – 39 кВт/(м²К). Наибольшее значение средней отводимой плотности теплового потока – 3,3 МВт/м².

Представлено критериальное уравнение вида $Nu = f(We_o, \frac{P_{air}}{P_{water}}, \beta, \frac{Pr_{Wall}}{Pr_{WaterIn}})$, удовлетворительно описывающее полученные экспериментальные данные при охлаждении мишени в области однофазной конвекции. Погрешность описания экспериментальных данных по предложенному соотношению не превышает 10 %.

Список источников

1. Pitts R.A., Carpentier S., Escourbiac F. et al. Physics basis and design of the ITER plasma-facing components // *Journal of Nuclear Materials*. 2011. Vol. 415. pp. 957–964.
2. Hamann H.F., Weger A., Lacey J.A. et al. Hotspot-Limited Microprocessors: Direct Temperature and Power

Distribution Measurements // *IEEE Journal of Solid-State Circuits*. 2007. Vol. 1. №. 42. pp. 56–65.

3. Mudawar I., Valentine V.S. Determination of the Local Quench Curve for Spray-Cooled Metallic Surfaces // *Journal of Heat Treating*. 1989. Vol. 7. pp. 107–121.
4. Касаткин А.П., Комов А.Т., Скородумов С.В. и др. Описание экспериментальной установки по измерению температурных полей, возникающих в образцах при воздействии электронных пучков // *Инженерные и физические проблемы термоядерной энергетики*. 1992. № 657. С. 45–48.
5. Балицкий А.В. Технология изготовления вакуумной аппаратуры. 2-е изд. Москва: Энергия, 1966. 312 с.
6. Гроо Д.А., Тупотилов Д.А., Демидов А.С. и др. Программный комплекс для сбора, обработки и хранения информации теплофизических исследований на стенде "Односторонний нагрев" // *Радиоэлектроника, электротехника и энергетика*. Москва. 2023. С. 761.
7. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Москва: МЭИ, 1999. 168 с.
8. Сычев В.В., Вассерман А.А., Козлов А.Д. и др. Термодинамические свойства воздуха. Москва: Издательство стандартов, 1978. 276 с.
9. Ghodbane M., Holman J.P. Experimental study of spray cooling with Freon-113 // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1991. № 34. pp. 1163–1174.
10. Исаченко В.П., Кушнырев С.И. Струйное охлаждение. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 216 с.
11. Estes K.A., Mudawar I. Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1995. № 38. pp. 2985–2996.
12. Cheng W.L., Han F.Y., Liu Q.N. et al. Spray characteristics and spray cooling heat transfer in the non-boiling regime // *Energy*. 2011. № 36. pp. 3399–3405.
13. Гроо Д.А., Демидов А.С., Захаренков А.В. и др. Анализ эффективности охлаждения высокотемпературной поверхности диспергированным потоком теплоносителя // *Теплоэнергетика*. 2024. № 9. С. 59–74.

References

1. Pitts RA, Carpentier S, Escourbiac F et al. Physics basis and design of the ITER plasma-facing components. *Journal of Nuclear Materials*. 2011;415: 957–964.
2. Hamann HF, Weger A, Lacey JA et. al. Hotspot-Limited Microprocessors: Direct Temperature and Power Distribution Measurements. *IEEE Journal of Solid-State Circuits*. 2007;1(42):56–65.
3. Mudawar I, Valentine VS. Determination of the Local Quench Curve for Spray-Cooled Metallic Surfaces. *Journal of Heat Treating*, 1989;7:107–121.
4. Kasatkin AP, Komov AT, Skorodumov SV et. al. *Inzhenernye i fizicheskie problemy termoyadernoi ehnergetiki*. 1992;(657):45–48. (In Russ.).

5. Balitskii AV. *The technology of manufacturing vacuum equipment*. Moscow. Energiya. 1966. p. 312. (In Russ.).
6. Groo DA, Tupotilov DA, Demidov AS. *Radioehlektro-nika, ehlektrotekhnika i ehnergetika*. Moscow. 2023. p. 761. (In Russ.).
7. Aleksandrov AA, Grigor'ev BA. *Tables of thermophysical properties of water and steam*. Moscow. 1999. p. 168. (In Russ.).
8. Sychev VV, Vasserman AA, Kozlov AD et. al. *Thermodynamic properties of air*. Moscow. Izdatel'stvo standartov; 1978. p. 276. (In Russ.).
9. Ghodbane M, Holman JP. Experimental study of spray cooling with Freon-113. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1991;(34):1163–1174.
10. Isachenko VP, Kushnyrev SI. *Jet cooling*. Moscow. Ehnergoatomizdat; 1984. p. 216. (In Russ.).
11. Estes KA, Mudawar I. Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1995(38):2985–2996.
12. Cheng WL, Han FY, Liu QN et al. Spray characteristics and spray cooling heat transfer in the non-boiling regime. *Energy*. 2011;(36):3399–3405.
13. Groo DA, Demidov AS, Zakharenkov AV et. al. Analysis of the effectiveness of cooling a high-temperature surface with a dispersed coolant flow. *Thermal Engineering*. 2024;71(9):761–775. (In Russ.).