

УДК: 536.24

Импактная система охлаждения большой поверхности многоструйным импульсным воздушно-капельным потоком*

А.Ф. Серов, А.Д. Назаров, В.Н. Мамонов, Н.Б. Миськив, П.Н. Карпов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: nikerx@gmail.com

Проведено экспериментальное исследование влияния параметров многоструйного импактного двухфазного воздушно-капельного потока на эффективность охлаждения плоской поверхности большой площади. В работе применены наиболее часто встречающиеся принципы построения систем интенсивного тепломассопереноса, опирающиеся на импактные струйные потоки, которые позволяют снимать значительные тепловые нагрузки при относительно малых расходах жидкой охлаждающей фазы. Полученные результаты позволили с помощью критериев Нуссельта и Рейнольдса создать методику, которая дает возможность проводить оценку интегрального коэффициента теплоотдачи при использовании такого импактного многоструйного воздушно-капельного потока.

Ключевые слова: охлаждение плоской поверхности большой площади, импактный двухфазный воздушно-капельный поток, массовый расход охлаждающей жидкости, спутный воздушный поток, интегральный коэффициент теплоотдачи.

Введение

Цель настоящего исследования — изучение возможности проведения предварительной оценки интегральной эффективности и управляемости импактной многоструйной двухфазной воздушно-капельной системы, предназначенной для охлаждения поверхностей большой площади. Наиболее часто встречающиеся принципы построения систем интенсивного тепломассопереноса опираются на импактные одноструйные потоки, которые позволяют снимать значительные тепловые нагрузки при относительно малых расходах жидкой фазы [1, 2]. Так, например, в экспериментальных работах [3, 4] отмечалось, что охлаждение спреем обеспечивает те же значения теплоотдачи, что и при струйном охлаждении, но при значительно меньшем массовом расходе охладителя. В зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, наблюдаются режимы, характеризующиеся разными процессами тепломассопереноса. Среди них можно выделить режимы пленочного течения с кипением, переходные режимы и режимы однофазного испарительного охлаждения [5–7].

Существует множество работ по охлаждению с помощью газочапельных потоков в случае непрерывной подачи охладителя, где рассматриваются режимы охлаждения

*Работа выполнена по государственному заданию ИТ СО РАН № АААА-121031800217-8.

толстыми пленками с кипением [3–5]. Большинство экспериментальных и численных исследований в области газочапельного охлаждения посвящено изучению спреев, формируемых одиночным соплом [5–9]. Для однофазных режимов такой способ охлаждения изучен достаточно основательно [5, 6], тогда как для двухфазных газочапельных потоков проблема теплообмена при натекании системы струй на охлаждаемую поверхность получила развитие только в последнее время [7, 8]. Эта задача значительно сложнее случая с однофазным течением из-за необходимости обеспечения равномерности капельного орошения охлаждаемой поверхности. Решалась она поэтапно, начиная с изучения двух параллельных газочапельных струй [9] и струй жидкости [10].

Результаты исследований [11–15] показали, что при импульсном орошении интегральный коэффициент теплоотдачи выше, чем в случае непрерывного потока спрея при одинаковых расходах жидкой фазы. Создание управляемых эффективных охлаждающих систем на основе импульсного газочапельного потока является одним из перспективных направлений для решения рассматриваемой проблемы. Ряд выполненных исследований показал эффективность применения многоструйного программируемого импульсного газочапельного потока для импактного охлаждения больших поверхностей [11–15].

Из приведенного краткого обзора следует, что эффективность охлаждения нагретой поверхности двухфазным потоком зависит от сочетания большого количества гидроаэродинамических параметров и конструктивных особенностей системы «источник газочапельного потока – охлаждаемая поверхность». Это в большой степени осложняет проведение оценочного расчета эффективности такой системы с допустимой погрешностью. Таким образом, попытка обобщения экспериментальных данных по охлаждению нагретой поверхности с помощью импактной многоструйной двухфазной воздушно-капельной системы, выполненная с использованием безразмерных критериев подобия процессов теплообмена (критерии Нуссельта и Рейнольдса) является актуальной задачей. Такое обобщение позволит проводить расчеты среднего по охлаждаемой поверхности коэффициента теплоотдачи при различных вариациях параметров импактной воздушно-капельной системы и находить оптимальные варианты комбинации этих параметров.

1. Экспериментальная установка и методика измерений

Для проведения исследований была создана экспериментальная установка, представляющая собой макет импульсной многоструйной системы охлаждения (рис. 1). Подробное описание конструкции установки приводилось в работах [13, 14]. Макет включал в себя инжектор 1, теплообменник 2, цифровой калориметр 5 и автоматизированную систему управления, сбора и обработки экспериментальных данных 7.

Для формирования спутных потоков воздуха и охлаждающей жидкости (воды) был разработан и изготовлен инжектор, представляющий собой воздушно-капельный двухкамерный источник (ВКИ) (см. рис. 2). На плоской поверхности источника, имеющей форму квадрата со стороной $L = 0,14$ м и обращенной к охлаждаемой поверхности, были установлены в шахматном порядке 25 сопел диаметром 0,35 мм для подачи воздуха и 16 сопел диаметром 0,125 мм для подачи воды.

Подача воды через каждое сопло осуществлялась управляемым программируемым клапаном не непрерывно, а в импульсном режиме: клапан открывался с заданной частотой F на заданный отрезок времени Δt . За этот отрезок времени через каждое сопло инжектировалось строго дозированное количество (импульс) воды, пропорциональное времени Δt . Конструкция клапана позволяла задавать частоту следования инжектированных водяных импульсов F из ряда: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100 Гц. Длительность этих импульсов Δt можно было задавать из ряда: 2, 4, 10 мс. Масса воды, инжектируемая в течение одного импульса заданной длительности Δt , определялась с помощью специальных калибровочных процедур [16].

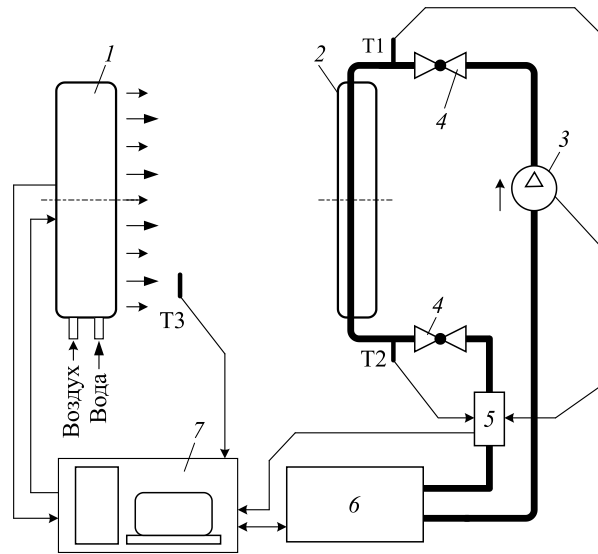


Рис. 1. Макет импульсной многоструйной системы охлаждения.

- 1 — воздушно-капельный инжектор, 2 — теплообменник, 3 — циркуляционный насос,
 4 — запорно-регулирующая арматура, 5 — цифровой калориметр,
 6 — водяной котел для обеспечения постоянной температуры рабочей поверхности теплообменника,
 7 — автоматизированная система управления, сбора и обработки экспериментальных данных,
 T1, T2, T3 — термометры для измерения температуры на входе в теплообменник и на выходе из него
 и термометр для измерения температуры воды на выходе из инжектора соответственно.

Теплообменник 2 (см. рис. 1) представлял собой квадратную пластину из высоко-теплопроводной меди с полированной рабочей поверхностью с длиной стороны $L = 0,14$ м, толщиной 30 мм. Расстояние между рабочими поверхностями теплообменника и ВКИ H равнялось 230 мм. Система стабилизации температуры рабочей поверхности теплообменника T_w (водяной котел) поддерживала её постоянное значение $T_w = 70$ °С с погрешностью $dT_w = \pm 0,2$ °С. Температура воздушной и жидкой составляющих воздушно-капельной смеси во время эксперимента изменялась в небольших пределах и составляла для жидкой фазы (дистиллированная вода) ~ 13 °С, для воздуха — ~ 22 °С.

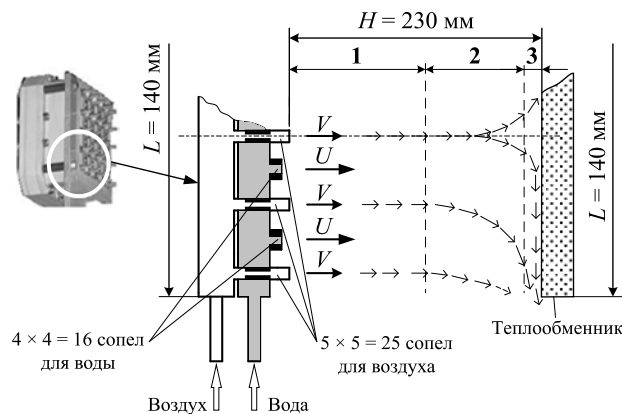


Рис. 2. Схема потока и конструкция воздушно-капельного источника.

U — скорость капель воды, V — скорость воздуха,
 H — расстояние от ВКИ до поверхности теплообменника.

Интегральный коэффициент теплоотдачи α вычислялся по формуле $\alpha = q / (T_w - T)$. Здесь q [Вт/м²] — удельный тепловой поток, который регистрировался с помощью цифрового калориметра 5 (см. рис. 1), T_w — температура поверхности теплообменника (70 °С), T — температура охлаждающей жидкости, которая регистрировалась термометром ТЗ. Методика определения α подробно описана в работе [16].

На схеме рисунка 2 можно выделить три характерных участка многоструйного воздушно-капельного потока: участок 1 расположен от срезов сопел на рабочей поверхности ВКИ до поперечного сечения воздушно-капельного потока, где начинает проявляться присутствие поверхности теплообменника; участок 2 включает область, где наблюдается веерообразное развёртывание воздушного потока вдоль поверхности теплообменника и начало взаимодействия капельного потока с охлаждаемой стенкой; участок 3 — участок, на котором происходит сложный процесс взаимодействия приповерхностных воздушных струй и капель жидкости с охлаждаемой поверхностью.

В зависимости от комбинации многочисленных внешних параметров, влияющих на процессы гидродинамики и теплообмена (геометрия системы, теплофизические свойства воздуха и жидкости, режимы работы инжекторов и т.п.), на поверхности теплообменника может происходить весь возможный спектр вариантов процесса теплообмена воздушно-капельного потока с поверхностью: от кипения и испарения капель и островков жидкой пленки до конвективного теплообмена при течении толстой пленки жидкости вдоль твердой поверхности. Очевидно, что характеристики и параметры многоструйного течения на участке 1 (при заданной геометрии всей системы) определяют характер течения и процессы, происходящие на участках 2 и 3. В зависимости от конкретных локальных параметров потока на всех участках дрейфа воздушно-капельной смеси в конечном итоге определяется интегральный коэффициент теплоотдачи охлаждаемой поверхности.

Исходя из вышеизложенного, можно процесс изучения системы охлаждения, основанной на использовании многоструйного воздушно-капельного источника, разделить на два основных этапа. Первый этап — экспериментальное исследование зависимости интегрального коэффициента теплоотдачи от условий формирования многоструйного воздушно-капельного потока, свойств и параметров компонент, составляющих этот поток. На этом этапе необходимо попытаться обобщить экспериментальные данные по охлаждению нагретой поверхности с помощью импактной многоструйной двухфазной воздушно-капельной системы, используя безразмерные критерии подобия процессов теплообмена (числа Нуссельта и Рейнольдса). При положительном результате такого обобщения на основе полученных эмпирических безразмерных зависимостей уже возможна разработка оценочных инженерных методов расчета среднего по охлаждаемой поверхности коэффициента теплоотдачи при различных вариациях параметров импактной воздушно-капельной системы, а также появляется возможность нахождения оптимальных вариантов комбинации этих параметров. Второй этап — экспериментальное исследование структуры и особенностей течения на втором и главным образом на третьем участках многоструйного воздушно-капельного потока. Результаты таких исследований позволят объяснить поведение интегрального коэффициента теплоотдачи, изученного на первом этапе исследований, и кроме того могут дать возможность разработать теоретические или численные методы расчета таких сложных систем охлаждения.

2. Результаты и обсуждение

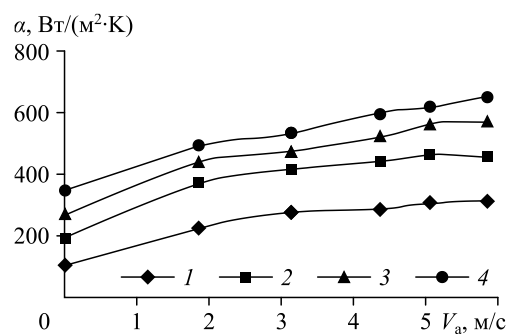
Рассмотрим результаты исследований, которые следует отнести к указанному выше первому этапу. Было проведено две серии экспериментов по определению интегрального коэффициента теплоотдачи на использованной в данной работе экспериментальной установке.

В первой серии экспериментов средняя скорость спутного воздушного потока V_a принимала значения 1,9, 3,1, 4,4, 5,1, 5,8 и 5,9 м/с. Значение скорости V_a определялось как среднее значение скорости, измеренной анемометром в 16 точках сечения воздушно-капельного потока на расстоянии 150 мм от поверхности теплообменника. При каждом указанном значении скорости V_a проводилось четыре эксперимента по определению интегрального коэффициента теплоотдачи при соответственно четырех суммарных расходах охлаждающей жидкости M (0,0027, 0,0054, 0,008 и 0,0135 кг/с), инжектируемой через 16 сопел инжектора. Изменение инжектируемого расхода жидкости обеспечивалось за счет изменения частоты импульсов, открывающих управляемые клапаны воздушно-капельного источника и составлявших 1, 2, 3 и 5 Гц. Длительность одного импульса была равна 2 мс. Отношение массы жидкости к массе воздуха в газокапельном потоке в этой серии экспериментов изменялось от 0,002 до 0,3.

На рис. 3 результаты первой серии экспериментов приведены в виде зависимости интегрального коэффициента теплоотдачи α от средней скорости спутного воздушного потока V_a . Из представленных здесь данных следует, что увеличение массового расхода охлаждающей жидкости M при фиксированной средней скорости спутного воздушного потока V_a в условиях эксперимента приводит к росту интегрального коэффициента теплоотдачи α : так, при увеличении M от 0,0027 до 0,0135 кг/с коэффициент α при скорости $V_a = 0$ увеличивается в 3,4 раза, а при скорости $V_a = 5,9$ м/с — только в 2,1 раза. Из рис. 3 также следует, что увеличение средней скорости спутного воздушного потока от 0 до 6 м/с при фиксированном значении величины M приводит к существенному росту интегрального коэффициента теплоотдачи α : для массового расхода жидкости 0,0027 кг/с это рост в 2,8 раза, при увеличении массового расхода до 0,0135 кг/с эта величина уменьшается до двух раз.

Во второй серии экспериментов средняя скорость спутного воздушного потока V_a была постоянной: $V_a = 5$ м/с. Изменение инжектируемого расхода воды обеспечивалось за счет изменения частоты импульсов, открывающих управляемые клапаны воздушно-капельного источника. Было проведено два блока экспериментов — с двумя значениями фиксированной длительности импульса открывания управляемых клапанов воздушно-капельного источника: 4 и 10 мс. В блоке экспериментов с длительностью импульса 4 мс было проведено 20 экспериментов, в которых частота следования импульсов выбиралась из ряда: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 Гц. Такие режимы работы клапанов обеспечивали изменение расхода охлаждающей воды от 0,0054 до 0,54 кг/с. В блоке экспериментов с длительностью импульса 10 мс было проведено 17 экспериментов, в которых частота следования импульсов выбиралась из ряда: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 45, 55 Гц. Такие режимы работы клапанов обеспечивали изменение расхода охлаждающей жидкости от 0,013 до 0,74 кг/с. Отношение массы жидкости к массе воздуха в газокапельном потоке в этой серии экспериментов изменялась от 0,0046 до 6,2.

Рис. 3. Зависимость интегрального коэффициента теплоотдачи α от скорости спутного воздушного потока V_a при четырех значениях массового расхода жидкости M .
 $M = 0,0027$ (1), 0,0054 (2), 0,0081 (3), 0,0135 (4) кг/с.



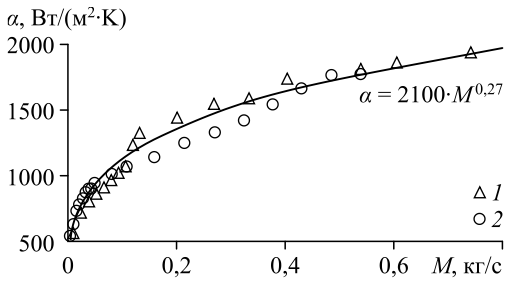


Рис. 4. Зависимость интегрального коэффициента теплоотдачи α от массы инжектируемой охлаждающей жидкости при постоянной скорости спутного воздушного потока $V_a = 5$ м/с.

l : 10 мс — 1÷55 Гц, 2: 4 мс — 1÷100 Гц.

На рис. 4 результаты второй серии экспериментов приведены в виде зависимости интегрального коэффициента теплоотдачи α от массы инжектируемой охлаждающей жидкости M .

Из представленных здесь данных видно, что увеличение массового расхода охлаждающей жидкости M при фиксированной средней скорости спутного воздушного потока V_a в условиях эксперимента приводит к росту интегрального коэффициента теплоотдачи α : зависимость $\alpha(M)$ носит степенной характер с показателем степени $\sim 0,27$. Также видно, что величина интегрального коэффициента теплоотдачи α зависит только от массы инжектируемой охлаждающей жидкости и не зависит от частоты и длительности импульсов открывания управляемых клапанов для данного расхода.

Представленные на рис. 3 и 4 результаты по охлаждению плоской поверхности можно рассматривать как воздействие на эту поверхность «эквивалентного» импактного воздушно-капельного источника. Принимается, что этот источник формирует равномерный воздушно-капельный поток, имеющий некоторый характерный размер (длина стороны теплообменника L) и среднюю скорость V_a (средняя скорость воздушного потока). Принимается также, что капельная жидкость в таком потоке распределена равномерно с удельным расходом через поперечное сечение потока $m = M/S$ [кг/(с·м²)], где M — массовый расход жидкости из инжектора, S — площадь поперечного сечения потока (площадь теплообменника). Приняв такую модель системы охлаждения, представим результаты экспериментов, приведенные на рис. 3 и 4 в виде зависимости безразмерных параметров $Nu = f(Re \cdot (m/m_s))$. Здесь $Re = L \cdot V_a / \nu$ — число Рейнольдса, определенное по характерному размеру системы L , средней скорости воздушного потока V_a и кинематической вязкости воздуха ν , m/m_s — удельный безразмерный расход жидкости через поперечное сечение потока S ; $m_s = 1$ [кг/(с·м²)] — единичный (равный единице) удельный расход жидкости через поперечное сечение потока S ; $Nu = \alpha L / \lambda$ — число Нуссельта, определенное по экспериментально найденному интегральному коэффициенту теплоотдачи α , характерному размеру системы L и коэффициенту теплопроводности воды λ при температуре работы инжектора. В качестве характерного размера принята длина стороны квадратного теплообменника $L = 0,14$ м, в качестве скорости V_a принято экспериментально определенное среднее значение скорости спутного воздушного потока.

На рис. 5 результаты экспериментов представлены в виде зависимости $Nu = f(Re \cdot (m/m_s))$. Из представленных здесь данных следует, что предложенная модель эквивалентной системы охлаждения в условиях проведенных экспериментов позволяет обобщить полученные экспериментальные данные в виде единой безразмерной зависимости, в которую входят три параметра: Nu , Re и m/m_s . Эта экспериментальная зависимость аппроксимируется вполне удовлетворительно степенной формулой

$$Nu = 7(Re \cdot (m/m_s))^{0,29}.$$

Приведенная аппроксимация может позволить рассчитывать параметры охлаждающей многоструйной импактной воздушно-капельной системы, имеющей другие геометрические и расходные характеристики.

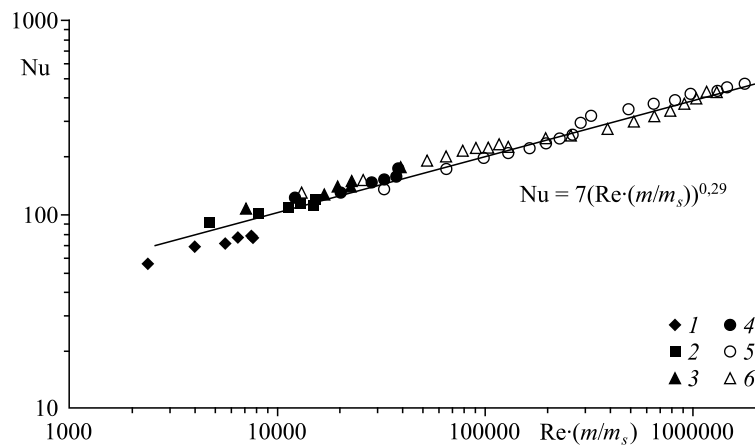


Рис. 5. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса и безразмерного удельного расхода охлаждающей жидкости.

$M = 0,0027$ (1), $0,0054$ (2), $0,0081$ (3), $0,0135$ (4),
 $0,0135 \div 0,74$ (5), $0,0054 \div 0,54$ (6) кг/с.

Для того чтобы убедиться в возможности такого подхода к оценке эффективности подобных сложных систем охлаждения, необходимо провести большую экспериментальную работу с моделями этих систем, имеющих широкий спектр геометрических и расходных характеристик.

Заключение

Проведены эксперименты по измерению интегрального коэффициента теплоотдачи плоской поверхности при охлаждении ее многоструйной импактной воздушно-капельной системой. Эксперименты проводились при изменении скорости спутного воздушного потока в диапазоне $0 - 5,9$ м/с и расхода охлаждающей капельной жидкости в диапазоне $0,0027 - 0,74$ кг/с. Жидкость инжектировалась в поток в импульсном режиме. Длительность одного импульса принимала значения 2, 4, 10 мс, частота следования импульсов изменялась от 1 до 100 Гц. Установлено, что в условиях проведения экспериментов величина интегрального коэффициента теплоотдачи α зависит только от массы инжектируемой охлаждающей жидкости и не зависит от частоты и длительности импульсов открывания управляемых клапанов. Также предложена эквивалентная модель многоструйной импактной воздушно-капельной системы для охлаждения плоской поверхности. Модель позволяет в условиях проведения экспериментов обобщить полученные экспериментальные данные в виде аппроксимирующей безразмерной степенной зависимости $Nu = 7(Re \cdot (m/m_s))^{0,29}$. Такая аппроксимация дает возможность рассчитывать параметры охлаждающей многоструйной импактной воздушно-капельной системы, имеющей другие геометрические и расходные характеристики.

Условные обозначения

U — скорость капель воды, м/с,	T_w — температура поверхности теплообменника, °С,
V_a — скорость спутного воздушного потока, м/с,	T — температура охлаждающей жидкости, °С,
L — длина стороны теплообменника, м,	q — удельный тепловой поток, Вт/м ² ,
H — расстояние между источником и теплообменником, м,	M — массовый расход жидкости, кг/с,
$\Delta\tau$ — длительность импульсов, мс,	m_s — единичный (равный единице) удельный расход жидкости через поперечное сечение потока S , кг/(м ² с),
F — частота открытия клапана, Гц,	Re — число Рейнольдса,
S — поперечное сечение потока, м ² ,	Nu — число Нуссельта,
ν — кинематическая вязкость воздуха, м ² /с,	α — интегральный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К).
λ — коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·К),	

Список литературы

1. **Breitenbach J., Roisman I.V., Tropea C.** From drop impact physics to spray cooling models: a critical review // *Exp. in Fluids*. 2018. Vol. 59, No. 55. 21 p.
2. **Zhou N., Chen F., Cao Y., Chen M., Wang Y.** Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system // *Appl. Therm. Eng.* 2017. Vol. 112. P. 1117–1128.
3. **Oliphant K., Webb B.W., McQuay M.Q.** An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the nonboiling regime // *Exp. Thermal and Fluid Sci.* 1998. Vol. 18. P. 1–10.
4. **Labergue A., Gradeck M., Lemoine F.** Comparative study of the cooling of a hot temperature surface using sprays and liquid jets // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2015. Vol. 81. P. 889–900.
5. **Moreira A.L.N., Moita A.S., Panao M.R.** Advances and challenges in explaining fuel spray impingement: how much of single droplet impact research is useful // *Progress in Energy and Combustion Sci.* 2010. Vol. 36. P. 554–580.
6. **Chen R.H., Chow L.C., Navedo J.E.** Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2002. Vol. 45. P. 4033–4043.
7. **Chen R.H., Chow L.C., Navedo J.E.** Optimal spray characteristic in water spray cooling // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2004. Vol. 47. P. 5095–5099.
8. **Lamini O., Wu R., Zhao C.Y., Xu Z.G.** Enhanced heat spray cooling with a moving nozzle // *Appl. Therm. Eng.* 2018. Vol. 141. P. 921–927.
9. **Liang G., Mudawar I.** Review of spray cooling. Pt 1. Single-phase and nucleate boiling regimes and critical heat flux // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2017. Vol. 115. P. 1174–1205.
10. **Zhou N., Chen F., Cao Y., Chen M., Wang Y.** Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system // *Appl. Therm. Eng.* 2017. Vol. 112. P. 1117–1128.
11. **Пахомов М.А., Терехов В.И.** Структура течения и турбулентный теплоперенос в лобовой точке импактной импульсной газочапельной струи // *Теплофизика высоких температур*. 2014. Т. 52, № 4. С. 588–596.
12. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Структура импульсной распыленной струи при изменении ее частотных характеристик // *Теплофизика высоких температур*. 2011. Т. 49, № 1. С. 116–121.
13. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Влияние спутного газового потока в импульсном аэрозоле на процесс испарительного охлаждения // *Теплофизика высоких температур*. 2014. Т. 52, № 4. С. 605–608.
14. **Карпов П.Н., Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Испарительное охлаждение импульсным спреем бинарного раствора этанола и воды // *Письма в ЖТФ*. 2015. Т. 41, № 14. С. 8–15.
15. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Бодров М.В.** Интенсификация охлаждения импульсным газочапельным потоком. Аппаратура, параметры, результаты // *Журн. техн. физики*. 2010. Т. 80, № 5. С. 132–135.
16. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Шаров К.А.** Экспериментальное исследование испарительного охлаждения импульсным спреем // *Инженерно-физический журнал*. 2009. Т. 82, № 6. С. 1160–1166.

*Статья поступила в редакцию 16 июля 2021 г.,
после доработки — 28 июля 2021 г.,
принята к публикации 30 июля 2021 г.*