

## ЭНЕРГЕТИКА



Научная статья

УДК 66.021.3/4

<https://doi.org/10.21285/1814-3520-2022-2-260-269>

## Определение коэффициентов теплоотдачи в мультивихревом теплообменном устройстве

Андрей Владимирович Дмитриев<sup>1✉</sup>, Ильнур Наилович Мадышев<sup>2</sup>,  
Альбина Талгатовна Галимова<sup>3</sup>, Нурислам Фаритович Сахибгареев<sup>4</sup>,  
Гузель Рамилевна Бадретдинова<sup>5</sup>

<sup>1,4,5</sup> Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

<sup>2,3</sup> Нижнекамский химико-технологический институт, филиал Казанского национального исследовательского технологического университета, г. Нижнекамск, Россия

<sup>1</sup>ieremiada@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8979-4457>

<sup>2</sup>ilnyr\_91@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9513-894X>

<sup>3</sup>galimovaat@nchti.ru

<sup>4</sup>fanat.elvisa@gmail.com

<sup>5</sup>nice.badretdinova@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5910-5312>

**Резюме.** Целью данной работы является определение коэффициентов теплоотдачи от рабочих поверхностей разработанного авторами мультивихревого теплообменного устройства, а также получение критериальных зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи от внутренней стенки корпуса и дна при создании вихрей в предложенном аппарате. Численное моделирование выполнено в программном комплексе ANSYS Fluent. При решении задачи определения профиля скорости текучей среды, для расчета коэффициента теплоотдачи, использовалась модель турбулентности SST k- $\omega$ , показывающая удовлетворительную сходимость в пристеночных областях течения жидких и газовых сред при моделировании течений в аналогичных конструкциях, используемых, например, для классификации мелкодисперсного сыпучего материала. Получены безразмерные зависимости, позволяющие связывать число Нуссельта с числами Рейнольдса и Прандтля. Получены зависимости увеличения интенсивности теплоотдачи от числа Рейнольдса. Установлено, что интенсивность теплоотдачи от внутренней стенки мультивихревого устройства превышает теплоотдачу от дна на 12,7–15,8% в зависимости от чисел Рейнольдса. Значения коэффициентов теплоотдачи на внутренней стенке предлагаемого устройства могут достигать 14747 Вт/(м<sup>2</sup>·К) при средней скорости течения жидкости равной 1 м/с. Предлагаемое мультивихревое теплообменное устройство обеспечивает формирование закрученного газового или жидкостного течения в кольцевом зазоре между патрубком и корпусом устройства, что обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи и, следовательно, высокую интенсивность теплопередачи, особенно через стенку контактной ступени. Проведенные численные исследования показывают возможности достижения высоких значений удельного теплового потока через стенку контактной ступени, что позволяет наиболее эффективно использовать его в процессах, связанных с дополнительным подводом или отводом тепла из контактной ступени через внешнюю поверхность устройства.

**Ключевые слова:** мультивихревое устройство, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, численное моделирование, критериальные уравнения

**Благодарности:** Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского научного фонда № 21-79-00001, <https://rscf.ru/project/21-79-00001/>.

**Для цитирования:** Дмитриев А. В., Мадышев И. Н., Галимова А. Т., Сахибгареев Н. Ф., Бадретдинова Г. Р. Определение коэффициентов теплоотдачи в мультивихревом теплообменном устройстве // iPolytech Journal. 2022. Т. 26. № 2. С. 260–269. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2022-2-260-269>.

Original article

## Determination of heat-transfer coefficients in multi-vortex heat-mass-exchange apparatus

Andrey V. Dmitriev<sup>1✉</sup>, Ilnur N. Madyshev<sup>2</sup>, Albina T. Galimova<sup>3</sup>,  
Nurislam F. Sakhibgareev<sup>4</sup>, Guzel R. Badretdinova<sup>5</sup>

<sup>1,4,5</sup> Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

<sup>2,3</sup> Nizhnekamsk Chemical Technology Institute, Branch of Kazan National Research Technological University,  
Nizhnekamsk, Russia

<sup>1</sup>jeremiada@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8979-4457>

<sup>2</sup>ilnur\_91@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9513-894X>

<sup>3</sup>galimovaat@nchti.ru

<sup>4</sup>fanat.elvisa@gmail.com

<sup>5</sup>nice.badretdinova@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5910-5312>

**Abstract.** In this work, heat transfer coefficients from the working surfaces of a multi-vortex heat-and-mass exchange apparatus developed by the authors are determined along with dimensionless equations for calculating the heat transfer coefficients from the inner wall of a housing and bottom when generating. Numerical modelling is carried out using the ANSYS Fluent software package. When determining the velocity profile of a fluid in order to calculate the coefficient of heat transfer, the SST  $k-\omega$  turbulence model is used. This allows for an adequate convergence in near-wall fluid and gas flow areas when simulating flows in similar constructions used, for example, to classify finely dispersed bulk solids. Dimensionless equations are obtained that relate the Nusselt number to the Reynolds and Prandtl numbers. Relationships are obtained for the increase in the heat transfer intensity as a function of the Reynolds number. It is established that the intensity of heat transfer from the inner wall in the multi-vortex apparatus exceeds the heat transfer from the bottom by 12.7–15.8% depending on the Reynolds number. The values of heat transfer coefficients at the inner wall of the proposed apparatus can reach 14747 W/(m<sup>2</sup>·K) at an average fluid flow rate of 1 m/s. The proposed multi-vortex heat-exchange apparatus ensures swirling gas or fluid flow in the annular gap between the branch pipe and unit housing to provide high heat transfer coefficients and, hence, high intensity of heat transfer, especially through the wall of the contact stage. The numerical studies demonstrate the possibility of achieving high values of specific heat flux through the wall of the contact stage, which enables the most efficient use of the apparatus in the processes associated with the additional heat supply or removal from the contact stage through its external.

**Keywords:** multi vortex device, heat and mass transfer, heat transfer coefficient, numerical modeling, dimensionless equations

**Acknowledgements:** The work was performed with the support of the Russian Science Foundation grant No. 21-79-00001, <https://rscf.ru/project/21-79-00001/>.

**For citation:** Dmitriev A. V., Madyshev I. N., Galimova A. T., Sakhibgareev N. F., Badretdinova G. R. Determination of heat-transfer coefficients in multi-vortex heat-mass-exchange apparatus. *iPolytech Journal*. 2022;26(2):260-269. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2022-2-260-269>.

### ВВЕДЕНИЕ

Вихревые теплообменные аппараты имеют высокую производительность по газу и жидкости и вследствие этого востребованы в промышленности для осуществления процессов ректификации, абсорбции, аэрации, охлаждения сточных вод [1].

Первые исследования на возможность проведения в вихревом аппарате тепло- и массообменного процесса сделали Е. Шауфлер и Х. Ценнек в Федеративной Республике Германия в 1963 г. [2]. Возможность применения вихревых аппаратов для проведе-

ния теплообменных процессов обусловлена тем, что вихревые аппараты обладают управляемой в широких пределах активной гидродинамической характеристикой и структурой течения в рабочей камере.

Несмотря на то, что принципы конструирования аппаратов вихревого типа разработаны достаточно давно, широкое использование их в промышленности сдерживается недостаточной изученностью гидро- и аэродинамических закономерностей работы и отсутствием надежных и обоснованных методов расчета эффективности протекающих в

них процессов очистки газа [3–23].

В последние десятилетия в мире остро сказывается ограниченность энергетических и сырьевых ресурсов. Это ведет к необходимости использования новых, малоотходных и высокоэффективных технологических процессов с минимальными потерями, полной утилизацией тепла, очисткой сточных вод и газов. Их создание невозможно без наличия технологических устройств с высокими удельными показателями. С одной стороны, это позволяет добиться высокой производительности с помощью аппарата меньших размеров, что дает как прямое снижение энергозатрат, так и улучшение массогабаритных характеристик, а, следовательно, экономию материалов и энергии при производстве аппарата. С другой стороны, повышение удельной эффективности работы агрегатов выгодно технологически.

Для теплообменных аппаратов повышение удельной эффективности работы не может быть достигнуто за счет увеличения быстроходности как для движущихся механизмов. Поэтому для увеличения производительности необходимо применять принципиально новые конструкции. Из существующих аппаратов максимальную удельную эффективность имеют устройства с активными гидрогазодинамическими режимами. Анализ их использования на предприятиях страны показал, что по производственным характеристикам они заметно превосходят устройства других типов аналогичного назначения.

Важной особенностью вихревых устройств является сильная зависимость эффективности их работы от конструктивных и режимных параметров. В неудачно выбранной конструкции формально годного аппарата технологический процесс будет идти с минимальным КПД; удачно же сконструированный вихревой аппарат, работающий в оптимальных режимах, обеспечивает высокую эффективность процесса, увеличивает полноту его протекания, позволяет экономить ресурсы и понижает количество отходов, тем самым дополнительно обеспечивая

как прямую, так и косвенную защиту окружающей среды.

По этой причине важным условием использования вихревых устройств является определение оптимальных конструктивных и режимных характеристик работы аппаратов. Это невозможно без комплексного изучения проходящих там гидрогазодинамических процессов и теплообмена, поскольку только в таком случае возможно создать адекватную расчетную модель аппарата, провести ее анализ, выдвинуть рекомендации по усовершенствованию и разработать устройство с наилучшими характеристиками [4].

Таким образом, проектирование нового эффективного теплообменного оборудования и модернизация существующего даже на основе апробированных на практике методов интенсификации требуют проведения дополнительных экспериментальных исследований теплообмена и гидродинамики течения в каналах, а также разработки математических моделей<sup>6</sup> [5].

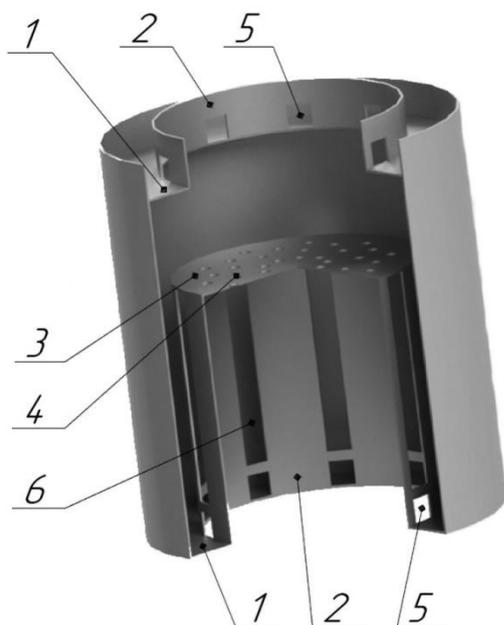
Закрутка потока широко используется в технологических устройствах: насосы, гидротурбины, циклонные аппараты, сепараторы, горелочные и топочные устройства, химические реакторы и др. При этом режимы движения рабочих сред существенно зависят от способа организации закрутки, интенсивности крутки, свойств среды и условий протекания процесса (одно-/многофазный, с теплообменом, с химическим реагированием, с наложенными массовыми силами и пр.). Пространственное математическое моделирование потоков в последние годы широко используется в исследовательской и проектной работе при создании технологических аппаратов [6].

## ОПИСАНИЕ МУЛЬТИВИХРЕВОГО ТЕПЛОМАССОБМЕННОГО УСТРОЙСТВА

Авторами была разработана конструкция мультивихревого контактного устройства (рис. 1), предназначенная для проведения процессов тепло- и массообмена в поле центробежных сил. Отличительной особенно-

<sup>6</sup>Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. Методы интенсификации и моделирования теплообменных процессов: учеб.-справ. пособ. М.: Изд-во «Теплотехник», 2011. 335 с.

стью предлагаемой конструкции является то, что внутренняя труба имеет прорези, через которые газ проходит при относительно невысокой скорости и начинает закручиваться, образуя два вихревых потока. При этом не требуется установка дополнительных закручивающих устройств для создания вихревых структур газожидкостных потоков.



**Рис. 1. Мультивихревое теплообменное устройство: 1 – днище контактной ступени, 2 – цилиндрический патрубок, 3 – крышка, 4 – отверстия, 5 – сливные отверстия, 6 – прямоугольные прорези**

**Fig. 1. Multi vortex heat and mass transfer device: 1 – bottom of the contact stage, 2 – cylindrical branch pipe, 3 – cover, 4 – holes, 5 – drain holes, 6 – rectangular slots**

Мультивихревое теплообменное устройство (см. рис. 1) включает вертикально жестко установленный на днище (1) цилиндрический патрубок (2) для подачи газа. Нижняя часть патрубка имеет равномерно расположенные по окружности отверстия (5) для слива жидкости. Цилиндрический патрубок (2) снабжен крышкой (3) с отверстиями (4) для распределения жидкости. Нижняя часть патрубка (2) имеет равномерно расположенные по окружности отверстия (5), предназначенные для слива жидкости. В центральной части патрубка выполнены равномерно расположенные по окружности продольные прямоугольные прорези (6) для

прохода газа, суммарная площадь сечений которых равна площади внутреннего диаметра цилиндрического патрубка.

Мультивихревое теплообменное устройство работает следующим образом: газ поступает снизу в цилиндрический патрубок, завихряется при прохождении через прямоугольные прорези и образует закрученное течение в кольцевом зазоре между патрубком и корпусом теплообменного аппарата.

Жидкость поступает в контактное устройство через отверстия (5) вышележащей ступени в зону, образованную между днищем контактной ступени (1) и крышкой (3), где мгновенно разбивается восходящим потоком газа на отдельные струи и капли. Далее основная часть распавшейся жидкости под действием центробежных сил отбрасывается к стенке аппарата, где создается пленочное течение. Другая часть жидкости (как правило, при высоких нагрузках по жидкости) распределяется через отверстия (4), выполненные в крышке, для стекания во внутреннюю полость цилиндрического патрубка (2).

Так, при малых и средних нагрузках по жидкости, по всей высоте контактного патрубка в кольцевом зазоре аппарата наблюдается следующая картина: из стекающей по стенке аппарата пленке жидкости, под действием закрученного потока газа, срываются отдельные капли жидкости, образуя при этом закрученное газожидкостное течение. Вихревое взаимодействие фаз наблюдается по всей высоте контактного патрубка. Далее после интенсивного контакта фаз газожидкостная смесь поступает в зону сепарации, расположенную между днищем вышележащей ступени и крышкой, где происходит отделение газа и жидкости. Таким образом, отсепарированный поток газа направляется вверх в цилиндрический патрубок вышележащего контактного устройства многоступенчатого теплообменного аппарата. Жидкость при этом отводится из контактной ступени через сливные отверстия (5).

При более высоких нагрузках по жидкой фазе наблюдается увеличение расходов жидкости, как в пленке, стекающей вдоль стенки аппарата, так и во внутренней части

цилиндрического патрубка (2) в виде отдельных струй.

Задача, на решение которой направлено предлагаемое мультивихревое устройство, состоит в интенсификации процессов тепло- и массоотдачи у внутренних стенок гидродинамического пограничного слоя корпуса аппарата.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Исследуемое мультивихревое теплообменное устройство состоит из корпуса 3 диаметром 100 мм (длина 102 мм) и цилиндрического патрубка 2 с наружным диаметром равное 67 мм (длина 132 мм). При этом толщина стенки корпуса и цилиндрического патрубка составляла 2 мм. В патрубке 2 равномерно по всей окружности выполнены 8 прямоугольных прорезей шириной 13,08 мм и высотой 16 мм (рис. 2).

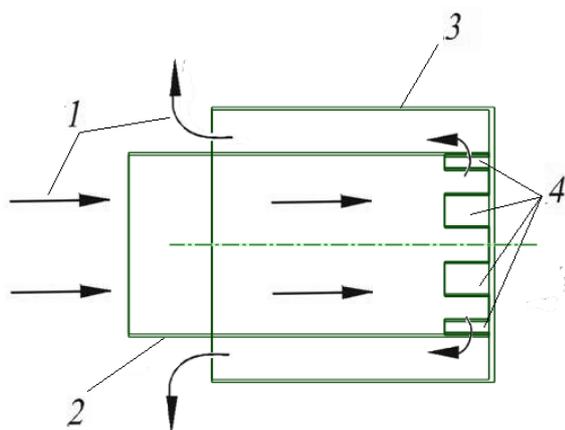


Рис. 2. Исследуемое мультивихревое теплообменное устройство: 1 – рабочая среда, 2 – цилиндрический патрубок, 3 – корпус устройства, 4 – прямоугольные прорези

Fig. 2. A multi vortex heat exchanger device under investigation: 1 – working fluid, 2 – cylindrical branch pipe, 3 – device casing, 4 – rectangular slots

Для исследования разработанного устройства использовалось численное моделирование в программе ANSYS Fluent. Было выполнено CFD-моделирование, для реше-

ния задачи применялся метод RANS, основанный на уравнениях Навье–Стокса (уравнения движения и неразрывности), осредненных по Рейнольдсу. Была создана 3d-модель обтекания препятствий с структурированной равномерной расчетной сеткой с размером ячейки 0,0012 м, количеством ячеек – 1950040, количеством узлов – 347498.

После создания сетки выбраны типовые условия решения задачи и типы граничных условий: стационарный режим теплообмена, втекание потока в расчетную область со скоростью 0,2 м/с, 0,5 м/с, 1 м/с при температуре 293 К, на выходе из кольцевого пространства задавалось давление, на стенках устанавливалась температура 273 К, уравнение энергии. В задаче использовалась модель SST k- $\omega$  с типовыми эмпирическими коэффициентами, устанавливаемыми программой по умолчанию. Одно из преимуществ разработки k- $\omega$  ( $\omega$  – скорость диссипации турбулентной кинетической энергии) – это возможность обработки пристеночных областей при вычислениях для малых чисел Рейнольдса [7]. Таким образом, в модели [8] применяют более простые функции стенок, чем в k- $\epsilon$  моделях, обеспечивая лучшую надежность и точность. В качестве рабочих сред однофазных потоков использовались вода и воздух с типовыми физическими свойствами. В решателе использовался алгоритм SIMPLE с типовыми эмпирическими коэффициентами, устанавливаемыми программой по умолчанию. Выбор представленного метода был обусловлен тем, что алгоритм SIMPLE использует взаимосвязь между поправками на скорость и давление, чтобы обеспечить сохранение массы и получить поле давления<sup>7</sup> [9].

Для сравнения была смоделирована аналогичная по геометрическим и физическим параметрам конструкция – трубка Фильда. Отличие заключалось в наличии симметричных отверстий на нижнем конце цилиндрического патрубка вместо прорезей, предназначенных для прохода газа или жидкости в кольцевой зазор.

<sup>7</sup>Pressure-Velocity Coupling [Электронный ресурс]. URL: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node373.htm> (19.11.2021).

По результатам численного моделирования были определены критерии Нуссельта для расчета коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки и от дна исследуемого устройства при создании вихрей и без них.

Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки корпуса мультивихревого устройства при создании вихрей можно определить по уравнению:

$$Nu_{vw} = 0,14 Re^{0,75} Pr^{0,3}.$$

Коэффициент теплоотдачи от дна при создании вихрей можно определить:

$$Nu_{vb} = 0,89 Re^{0,5} Pr^{0,33}.$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки корпуса мультивихревого устройства без создания вихрей можно определить:

$$Nu_w = 0,023 Re^{0,9} Pr^{0,3}.$$

Коэффициент теплоотдачи от дна без создания вихрей можно определить:

$$Nu_b = 0,154 Re^{0,66} Pr^{0,3}.$$

Относительная погрешность аппроксимации мультивихревого теплообменного устройства составила  $\pm 20\%$ , трубки Фильда –  $\pm 23\%$ .

Увеличение интенсивности теплоотдачи от стенки можно оценить по соотношению:

$$\frac{Nu_{vw}}{Nu_w} = \frac{6,08}{Re^{0,15}}.$$

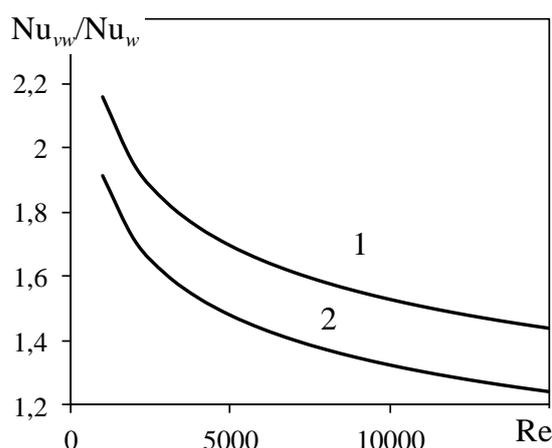
Увеличение интенсивности теплоотдачи от дна можно оценить по соотношению:

$$\frac{Nu_{vw}}{Nu_w} = \frac{5,78}{Re^{0,16}}.$$

Из графика, представленного на рис. 3, видно, что интенсивность теплоотдачи в

мультивихревом устройстве увеличивается с уменьшением числа Рейнольдса, т.е. при невысоких скоростях рабочих сред. Кроме того, использование данного режима приводит к снижению гидравлического сопротивления устройства.

Установлено, что интенсивность теплоотдачи от внутренней стенки мультивихревого теплообменного устройства превышает теплоотдачу от дна на 12,7–15,8% в зависимости от числа Рейнольдса. При этом значения коэффициентов теплоотдачи на внутренней стенке устройства могут достигать 14747 Вт/(м<sup>2</sup>·К) при средней скорости течения жидкости равной 1 м/с.



**Рис. 3. Зависимость увеличения интенсивности теплоотдачи в мультивихревом устройстве от числа Рейнольдса: 1 – от внутренней стенки, 2 – от дна**

**Fig. 3. Dependence of the increase in heat transfer intensity in a multi vortex device on the Reynolds number: 1 – on the inner wall, 2 – on the bottom**

Коэффициенты массоотдачи в газовой фазе можно найти, используя аналогию Льюиса [10]:

$$\frac{\alpha_G}{\beta_G} = C_{PG} \cdot \left( \frac{Sc_G}{Pr_G} \right)^{0,5},$$

где  $\alpha_G$  – коэффициент теплоотдачи в газовой фазе, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\beta_G$  – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $C_{PG}$  – удельная массовая теплоемкость газа, Дж/(кг·К);  $Pr_G = \nu_G/a_G$  – число Прандтля;  $Sc_G = \nu_G/D_G$  –

число Шмидта;  $v_G$  – коэффициент кинематической вязкости газа,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $a_G$  – коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $D_G$  – коэффициент диффузии,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанное мультивихревое тепло-массообменное устройство обеспечивает формирование закрученного газового или жидкостного течения в кольцевом зазоре между патрубком и корпусом устройства. Такое взаимодействие фаз характеризуется высокими коэффициентами теплоотдачи, высокой интенсивностью теплопередачи. Таким образом, создание условий для увеличения скоростей движения контактирующих фаз относительно друг друга и непрерывное обновление межфазной поверхности способствует повышению эффективности тепло-массообменного аппарата. Наличие перфо-

рированной крышки способствует равномерному перераспределению жидкости по сечению контактного устройства, что снижает риск захлебывания устройства, позволяя эксплуатировать аппарат как при низких, так и при высоких нагрузках по жидкости с высокой эффективностью.

Простота конструкции контактного устройства дает возможность снижения объема и веса тепло-массообменных аппаратов [11–23].

При этом проведенные численные исследования показывают возможности достижения высоких значений удельного теплового потока через стенку контактной ступени, что позволяет наиболее эффективно использовать в процессах, связанных с дополнительным подводом или отводом тепла из контактной ступени через внешнюю поверхность устройства.

## Список источников

1. Войнов Н. А., Жукова О. П., Ледник С. А., Николаев Н. А. Массообмен в газожидкостном слое на вихревых ступенях // Теоретические основы химической технологии. 2013. Т. 47. № 1. С. 62–67. <http://doi.org/10.7868/S004035711301017X>.
2. Khafizov F. S., Afanasenko V. G., Khafizov I. F., Khaibrakhmanov A. S., Boev E. V. Use of vortex apparatuses in gas cleaning process // Chemical and Petroleum Engineering. 2008. Vol. 44. No. 7. P. 425–428. <https://doi.org/10.1007/s10556-008-9081-z>.
3. Николаев А. Н., Овчинников А. А., Николаев Н. А. Высокоэффективные вихревые аппараты для комплексной очистки больших объемов промышленных газовых выбросов // Химическая промышленность. 1992. № 9. С. 36–38.
4. Dadvand A., Hosseini S., Aghebatandish S., Khoo Boo Cheong. Enhancement of heat and mass transfer in a microchannel via passive oscillation of a flexible vortex generator // Chemical Engineering Science. 2019. Vol. 207. P. 556–580. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.06.045>.
5. Gorbunova A., Klimov A., Molevich N., Moralev I., Porfiriev D., Sugak S., Zavershinskii I. Precessing vortex core in a swirling wake with heat release // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2016. Vol. 59. P. 100–108. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.03.002>.
6. Henze M., Von Wolfersdorf J., Weigand B., Dietz C.F., Neumann S.O. Flow and heat transfer characteristics behind vortex generators – a benchmark dataset // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2011. Vol. 32. No. 1. P. 318–328. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.07.005>.
7. Ляндзберг А. Р., Латкин А. С. Вихревые теплообменники и конденсация в закрученном потоке: монография. Петропавловск-Камчатский: Изд-во КамчатГТУ, 2004. 149 с.
8. Deev V. I., Kharitonov V. S., Churkin A. N. Analysis and generalization of experimental data on heat transfer to supercritical pressure water flow in annular channels and rod bundles // Thermal Engineering. 2017. Vol. 64. No. 2. P. 142–150. <https://doi.org/10.1134/S0040601516110021>.
9. Tarasevich S. E., Fedyayev V. L., Yakovlev A. B., Morenko I. V. Experimental and numerical investigation of heat transfer in annular channels with flow twisting // Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (Rio Grande, 8–12 July 2012). Rio Grande, 2012. Vol. 2. P. 109–114. <https://doi.org/10.1115/HT2012-58430>.
10. Nasiri M., Etemad S. Gh., Bagheri R. Experimental heat transfer of nanofluid through an annular duct // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2011. Vol. 38. No. 7. P. 958–963. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.04.011>.
11. Riyi Lin, Xiaoqian Wang, Weidong Xu, Xinfeng Jia, Zhiying Jia. Experimental and numerical study on forced convection heat transport in eccentric annular channels // International Journal of Thermal Sciences. 2019. Vol. 136. P. 60–69. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.003>.
12. Mauro A. W., Cioncolini A., Thome J. R., Mastrullo R.

Asymmetric annular flow in horizontal circular macro-channels: basic modeling of liquid film distribution and heat transfer around the tube perimeter in convective boiling // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 77. P. 897–905. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.021>.

13. Cotton J. S., Robinson A. J., Shoukri M., Chang J. S. AC voltage induced electrohydrodynamic two-phase convective boiling heat transfer in horizontal annular channels // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2012. Vol. 41. P. 31–42. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.03.003>.

14. Wang Han, Bi Qincheng, Yang Zhendong, Gang Wu, Hu Richa. Experimental and numerical study on the enhanced effect of spiral spacer to heat transfer of supercritical pressure water in vertical annular channels // *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol. 48. P. 436–445. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.05.010>.

15. Abou-Ziyan H. Z., Helali A. H. B., Selim M. Y. E. Enhancement of forced convection in wide cylindrical annular channel using rotating inner pipe with interrupted helical fins // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol. 95. P. 996–1007. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.066>.

16. Togun H., Abdulrazzaq T., Kazi S. N., Badarudin A., Kadhum A. A. H., Sadeghinezhad E. A review of studies on forced, natural and mixed heat transfer to fluid and nanofluid flow in an annular passage // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014. Vol. 39. P. 835–856. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.008>.

17. Lorenzon A., Vaglio E., Casarsa L., Sortino M., Totis G., Saragò G., et al. Heat transfer and pressure loss performances for additively manufactured pin fin arrays in annular channels // *Applied Thermal Engineering*. 2021. P. 117851. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117851>.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117851>.

18. Butcher H., Quenzel C. J. E., Breziner L., Mettes J., Wilhite B. A., Bossard P. Design of an annular microchannel reactor (AMR) for hydrogen and/or syngas production via methane steam reforming // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2014. Vol. 39. Iss. 31. P. 18046–18057. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.04.109>.

19. Deev V. I., Kharitonov V. S., Baisov A. M., Churkin A. N. Universal dependencies for the description of heat transfer regimes in turbulent flow of supercritical fluids in channels of various geometries // *The Journal of Supercritical Fluids*. 2018. Vol. 135. P. 160–167. <https://doi.org/10.1016/j.supflu.2018.01.019>.

20. Liu Huan-ling, Qi Dong-hao, Shao Xiao-dong, Wang Wei-dong. An experimental and numerical investigation of heat transfer enhancement in annular microchannel heat sinks // *International Journal of Thermal Sciences*. 2019. Vol. 142. P. 106–120. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.04.006>.

21. Du D. X., Tian W. X., Su G. H., Qiu S. Z., Huang Y. P., Yan X. Theoretical study on the characteristics of critical heat flux in vertical narrow rectangular channels // *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol. 36. P. 21–31. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.039>.

22. Дектерев А. А. Математическое моделирование закрученных течений в приложении к промышленным задачам // *Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: матер. VI Всерос. конф. с междунар. участием (г. Новосибирск, 21–23 ноября 2017 г.)*. Новосибирск: Изд-во Ин-та теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 2017. С. 16.

23. Лаптев А. Г., Фарахов Т. М., Дударовская О. Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями: монография. СПб.: Изд-во «Страта», 2016. 214 с.

## References

1. Voinov N. A., Zhukova O. P., Lednik S. A., Nikolaev N. A. Mass transfer in gas-liquid layer on vortex contact stages. *Teoreticheskie osnovy himicheskoy tehnologii*. 2013;47(1):62-67. <http://doi.org/10.7868/S004035711301017X>. (In Russ.).
2. Khafizov F. S., Afanasenko V. G., Khafizov I. F., Khaibrakhmanov A. S., Boev E. V. Use of vortex apparatuses in gas cleaning process. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2008;44(7):425-428. <https://doi.org/10.1007/s10556-008-9081-z>.
3. Nikolaev A. N., Ovchinnikov A. A., Nikolaev H. A. Highly efficient vortex apparatuses for complex treatment of large volumes of industrial gas emissions. *Himicheskaya promyshlennost'*. 1992;9:36–38. (In Russ.).
4. Dadvand A., Hosseini S., Aghebatandish S., Khoo Boo Cheong. Enhancement of heat and mass transfer in a microchannel via passive oscillation of a flexible vortex generator. *Chemical Engineering Science*. 2019;207:556-580. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.06.045>.
5. Gorbunova A., Klimov A., Molevich N., Moralev I., Porfiriev D., Sugak S., Zavershinskii I. Precessing vortex core in a swirling wake with heat release. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2016;59:100-108. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.03.002>.
6. Henze M., Von Wolfersdorf J., Weigand B., Dietz C. F., Neumann S. O. Flow and heat transfer characteristics behind vortex generators – a benchmark dataset. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2011;32(1):318-328. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.07.005>.
7. Lyandzberg A. R., Latkin A. S. *Vortex heat exchangers and condensation in a swirling flow*. Petropavlovsk-Kamchatskiy: Kamchatka State Technical University; 2004, 149 p. (In Russ.).
8. Deev V. I., Kharitonov V. S., Churkin A. N. Analysis and generalization of experimental data on heat transfer to supercritical pressure water flow in annular channels and rod bundles. *Thermal Engineering*. 2017;64(2):142-150. <https://doi.org/10.1134/S0040601516110021>.

9. Tarasevich S. E., Fedyaev V. L., Yakovlev A. B., Morenko I. V. Experimental and numerical investigation of heat transfer in annular channels with flow twisting. In: *Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*. 8–12 July 2012, Rio Grande. Rio Grande; 2012, vol. 2, p. 109–114. <https://doi.org/10.1115/HT2012-58430>.
10. Nasiri M., Etemad S. Gh., Bagheri R. Experimental heat transfer of nanofluid through an annular duct. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2011;38(7):958–963. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.04.011>.
11. Riyi Lin, Xiaoqian Wang, Weidong Xu, Xinfeng Jia, Zhiying Jia. Experimental and numerical study on forced convection heat transport in eccentric annular channels. *International Journal of Thermal Sciences*. 2019;136:60–69. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.003>.
12. Mauro A. W., Cioncolini A., Thome J. R., Mastrullo R. Asymmetric annular flow in horizontal circular macrochannels: basic modeling of liquid film distribution and heat transfer around the tube perimeter in convective boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014;77:897–905. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.021>.
13. Cotton J. S., Robinson A. J., Shoukri M., Chang J. S. AC voltage induced electrohydrodynamic two-phase convective boiling heat transfer in horizontal annular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2012;41:31–42. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.03.003>.
14. Wang Han, Bi Qincheng, Yang Zhendong, Gang Wu, Hu Richa. Experimental and numerical study on the enhanced effect of spiral spacer to heat transfer of supercritical pressure water in vertical annular channels. *Applied Thermal Engineering*. 2012;48:436–445. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.05.010>.
15. Abou-Ziyan H. Z., Helali A. H. B., Selim M. Y. E. Enhancement of forced convection in wide cylindrical annular channel using rotating inner pipe with interrupted helical fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016;95:996–1007. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.066>.
16. Togun H., Abdulrazzaq T., Kazi S. N., Badarudin A., Kadhum A. A. H., Sadeghinezhad E. A review of studies on forced, natural and mixed heat transfer to fluid and nanofluid flow in an annular passage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;39:835–856. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.008>.
17. Lorenzon A., Vaglio E., Casarsa L., Sortino M., Totis G., Saragò G., et al. Heat transfer and pressure loss performances for additively manufactured pin fin arrays in annular channels. *Applied Thermal Engineering*. 2021;117851. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117851>.
18. Butcher H., Quenzel C. J. E., Breziner L., Mettes J., Wilhite B. A., Bossard P. Design of an annular microchannel reactor (AMR) for hydrogen and/or syngas production via methane steam reforming. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2014;39(31):18046–18057. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.04.109>.
19. Deev V. I., Kharitonov V. S., Baisov A. M., Churkin A. N. Universal dependencies for the description of heat transfer regimes in turbulent flow of supercritical fluids in channels of various geometries. *The Journal of Supercritical Fluids*. 2018;135:160–167. <https://doi.org/10.1016/j.supflu.2018.01.019>.
20. Liu Huan-ling, Qi Dong-hao, Shao Xiao-dong, Wang Wei-dong. An experimental and numerical investigation of heat transfer enhancement in annular microchannel heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*. 2019;142:106–120. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.04.006>.
21. Du D. X., Tian W. X., Su G. H., Qiu S. Z., Huang Y. P., Yan X. Theoretical study on the characteristics of critical heat flux in vertical narrow rectangular channels. *Applied Thermal Engineering*. 2012;36:21–31. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.039>.
22. Dekterev A. A. Mathematical modeling of swirling flows as applied to industrial problems. In: *Teplomassobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokah: materialy VI Vserossijskoj konferencii s mezhdunarodnym uchastiem = Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Swirling Flows: Materials of the 6th All-Russian Conference with international participation*. 21–23 November 2017, Novosibirsk. Novosibirsk: Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS; 2017, p. 16. (In Russ.).
23. Laptev A. G., Farahov T. M., Dudarovskaya O. G. *Efficiency of transfer phenomena in the channels with chaotic packed layers*. St. Petersburg: Strata; 2016, 214 p. (In Russ.).

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Дмитриев Андрей Владимирович**,  
доктор технических наук, доцент,  
заведующий кафедрой теоретических основ  
теплотехники,  
Казанский государственный энергетический  
университет,  
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, Россия

#### INFORMATION ABOUT AUTHORS

**Andrey V. Dmitriev**,  
Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor,  
Head of the Department of Theoretical Foundations  
of Heat Engineering,  
Kazan State Power Engineering University,  
51, Krasnoselskaya St., Kazan 420066, Russia

**Мадышев Ильнур Наилович,**  
кандидат технических наук, доцент,  
заведующий кафедрой машин и аппаратов  
химических производств,  
Нижнекамский химико-технологический институт,  
филиал Казанского национального  
исследовательского технологического университета,  
423570, г. Нижнекамск, ул. Строителей, 47, Россия

**Галимова Альбина Талгатовна,**  
кандидат технических наук, доцент,  
доцент кафедры процессов и аппаратов химических  
технологий,  
Нижнекамский химико-технологический институт,  
филиал Казанского национального  
исследовательского технологического университета,  
423570, г. Нижнекамск, ул. Строителей, 47, Россия

**Сахибгареев Нурислам Фаритович,**  
студент,  
Казанский государственный энергетический  
университет,  
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, Россия

**Бадретдинова Гузель Рамилевна,**  
аспирант,  
Казанский государственный энергетический  
университет,  
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, Россия

#### **Вклад авторов**

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

#### **Конфликт интересов**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

*Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.*

#### **Информация о статье**

Статья поступила в редакцию 09.12.2021; одобрена после рецензирования 24.02.2022; принята к публикации 13.05.2022.

**Ilnur N. Madyshev,**  
Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,  
Head of the Department of Machines and Equipment  
of Chemical Production,  
Nizhnekamsk Chemical Technology Institute,  
Branch of Kazan National Research Technological  
University,  
47, Stroiteley St., Nizhnekamsk 423570, Russia

**Albina T. Galimova,**  
Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,  
Associate Professor of the Department of Chemical  
Technology Processes and Equipment,  
Nizhnekamsk Chemical Technology Institute,  
Branch of Kazan National Research Technological  
University,  
47, Stroiteley St., Nizhnekamsk 423570, Russia

**Nurislam F. Sakhibgareev,**  
Student,  
Kazan State Power Engineering University,  
51, Krasnoselskaya St., Kazan 420066, Russia

**Guzel R. Badretdinova,**  
Postgraduate student,  
Kazan State Power Engineering University,  
51, Krasnoselskaya St., Kazan 420066, Russia

#### **Contribution of the authors**

The authors contributed equally to this article.

#### **Conflict of interests**

The authors declare no conflicts of interests.

*The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.*

#### **Information about the article**

The article was submitted 09.12.2021; approved after reviewing 24.02.2022; accepted for publication 13.05.2022.