

Научная статья  
УДК 621.438  
DOI: 10.34759/vst-2021-4-232-244

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛОННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ НА ЕЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Игорь Владимирович Шевченко<sup>1</sup>, Владимир Петрович Соколов<sup>2</sup>, Андрей Николаевич Рогалев<sup>3</sup>,  
Андрей Николаевич Вегера<sup>4</sup>, Сергей Константинович Осипов<sup>5</sup> ✉

<sup>1,2,3,4,5</sup>Национальный исследовательский университет “МЭИ”, Москва, Россия

<sup>1</sup>ShevchenkoIV@mpei.ru

<sup>2</sup>SokolovVPet@mpei.ru

<sup>3</sup>RogalevAN@mpei.ru

<sup>4</sup>VegeraAN@mpei.ru

<sup>5</sup>OsipovSK@mpei.ru ✉

**Аннотация.** Циклонные системы для охлаждения входной кромки являются эффективным способом интенсификации теплообмена, обеспечивающим низкие потери давления в каналах охлаждения, минимально возможный расход охладителя. Проведены исследования тепловых и гидравлических характеристик закрытого циклона в обеспечение создания сопловой лопатки высокотемпературной турбины с конвективным охлаждением входной кромки. Диаметр подводящих отверстий изменялся в диапазоне от 1 до 2 мм, диаметр отводящих отверстий — от 2 до 3 мм, диаметр циклонной камеры равнялся 6,2 мм. Показано, что увеличение площади подводящих и отводящих отверстий в циклонную камеру изменяет профиль распределения коэффициентов теплоотдачи. Были рассчитаны локальные коэффициенты теплоотдачи и построены критериальные уравнения зависимости числа Нуссельта в циклонных камерах от их геометрических и режимных параметров.

**Финансирование:** исследование проведено в НИУ “МЭИ” при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках государственного задания № FSWF-2020-0020.

**Ключевые слова:** газовая турбина, охлаждаемые лопатки, входная кромка пера лопатки, циклонное охлаждение, теплогидравлические процессы

**Для цитирования:** Шевченко И.В., Соколов В.П., Рогалев А.Н., Вегера А.Н., Осипов С.К. Исследование влияния геометрических параметров циклонной системы охлаждения входной кромки лопатки газовой турбины на ее теплогидравлические характеристики // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 4. С. 232-244. DOI: 10.34759/vst-2021-4-232-244

Original article

## STUDY OF CYCLONIC COOLING SYSTEM GEOMETRY PARAMETERS IMPACT OF GAS TURBINE BLADE LEADING EDGE ON ITS THERMO-HYDRAULIC CHARACTERISTICS

Igor V. Shevchenko<sup>1</sup>, Vladimir P. Sokolov<sup>2</sup>, Andrey N. Rogalev<sup>3</sup>,  
Andrey N. Vegeera<sup>4</sup>, Sergey K. Osipov<sup>5</sup> ✉

<sup>1,2,3,4,5</sup>National Research University “Moscow Power Engineering Institute”, Moscow, Russia

<sup>1</sup>ShevchenkoIV@mpei.ru

<sup>2</sup>SokolovVPet@mpei.ru

<sup>3</sup>RogalevAN@mpei.ru

<sup>4</sup>VegeeraAN@mpei.ru

<sup>5</sup>OsipovSK@mpei.ru ✉

### Abstract

Cyclonic systems for the leading edge cooling are an effective way of heat transfer intensification, which ensures low pressure losses in the cooling channels and the lowest possible coolant consumption. One of the basic tasks the designer faces when developing a cooling system for a gas turbine blade with the leading edge cyclonic cooling consists in determining rational diameters of the intake and outtake orifices and the step of their placement, which allow ensuring maximum heat removal from the surface with a minimum temperature field asymmetry. An important feature of cyclone cooling is the high sensitivity of the heat transfer intensity and the nature of the heat transfer coefficients distribution over the surface of the cyclone chamber to the geometric parameters of the cooling system. These parameters are the orifices diameters ratio, their step, the cyclonic chamber size and shape, and the orifices shape. In this regard, numerical studies conduction is required for each particular blade structure to determine geometry parameters of the cyclonic chamber to obtain the required cooling efficiency. The presented work deals with numerical study of the heat transfer in the closed cyclonic channel, which is assumed to be applied for convective cooling of the turbine blade leading edge.

The thermal and hydraulic characteristics studies of a closed cyclone have been conducted to ensure the nozzle blade development for the high-temperature turbine with convective cooling of the leading edge. The intake orifices diameter was being varied from 1 mm to 2 mm, the outtake orifices diameter was being varied from 2 mm to 3 mm, and the cyclonic chamber was of 6.2 mm diameter. The article shows that area increasing of the intake and outtake orifices in the cyclonic chamber changes the heat transfer coefficients distribution profile. The local heat transfer coefficients were computed, and criterion equations for the dependence of the Nusselt number in the cyclone chambers on their geometric and operating parameters were elaborated.

It was found practical to reduce the outtake orifices diameter with conjoined step reduction for the heat transfer coefficients values increasing, which would ensure the non-uniformity reduction in the heat transfer coefficients distribution over the cyclonic channel height.

With the fixed pressure drop in the outtake and intake channels, the throughput of the cyclone channel is determined mainly by the area of the intake orifices, which allows the leading edge cooling efficiency enhancing, by increasing the outtake orifices area.

**Funding:** the research was performed at the National Research University “MPEI” with the financial support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the State Assignment No. FSWF-2020-0020.

**Keywords:** gas turbine, cooled blades, blade airfoil leading edge, cyclonic cooling, thermo-hydraulic processes

**For citation:** Shevchenko I.V., Sokolov V.P., Rogalev A.N., Vegeera A.N., Osipov S. K. Study of cyclonic cooling system geometry parameters impact of gas turbine blade leading edge on its thermo-hydraulic characteristics. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 4, pp. 232-244. DOI: 10.34759/vst-2021-4-232-244

## Введение

Увеличение термодинамического КПД газовой турбины достигается за счет увеличения температуры газа на входе в турбину, повышения степени сжатия воздуха в компрессоре и термогазодинамического совершенства всех ее элементов. В современных энергетических газовых турбинах температура газа после камеры сгорания уже достигла 1600 К. Так как эта температура значительно превышает температуру плавления самых лучших конструкционных материалов, то для обеспечения длительной работоспособности газовой турбины используется охлаждение ее элементов.

Несмотря на то, что в настоящее время известно более двадцати методов интенсификации теплообмена [1–4], в системах охлаждения лопаток газовых турбин используется ограниченный набор методов, который включает струйное охлаждение, штырьки, плоские и разрезные ребра, искусственную шероховатость для внутреннего охлаждения и пленочное охлаждение (газовую завесу) – для внешнего охлаждения. Это обусловлено как малым объемом, который имеется в распоряжении конструктора для размещения внутренней системы охлаждения, так и технологическими трудностями изготовления ее элементов.

Наиболее сложной проблемой является организация внутреннего охлаждения лопаток турбины. Возможности традиционных методов конвективного охлаждения лопаток практически исчерпаны, и дальнейшее увеличение интенсивности охлаждения становится возможным благодаря увеличению расхода воздуха, отбираемого из компрессора, или путем уменьшения диаметра каналов охлаждения для увеличения скорости потока.

В связи с этим возникла настоятельная потребность поиска новых методов внутреннего охлаждения лопаток. Основные требования к перспективным методам внутреннего охлаждения состоят в следующем: высокий уровень интенсификации теплообмена ( $Nu/Nu_0 = 5...6$ ), низкие потери давления в каналах охлаждения, минимально возможный расход охладителя и относительно простая технология изготовления.

Проведенные исследования [5–12] показали, что закрученные и поверхностно-вихревые потоки оказались тем методом гидродинамического воздействия, который в достаточной степени удовлетворяет вышеперечисленным требованиям.

Внутреннее охлаждение лопатки, использующее концепцию закрученного движения охладителя, получило название *циклонного охлаждения*. На рис. 1 показано поперечное сечение лопатки с циклонным охлаждением входной кромки [13].

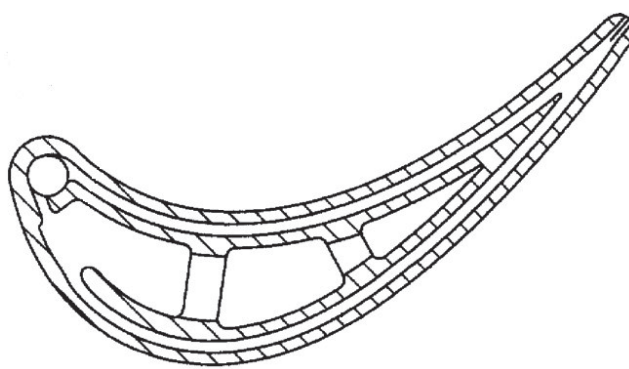


Рис. 1. Поперечное сечение лопатки с циклонным охлаждением входной кромки [9]

При проектировании циклонной системы одной из важнейших является проблема ограничения расхода охладителя и потерь полного давления. Это достигается выбором формы и размера канала, количеством тангенциальных (или других) подводов охладителя и их размещением по длине канала, соотношением площади канала охлаждения и закручивающих устройств. Исследования, выполненные в работе [14], показали, что при варьировании этих параметров в канале формируется структура закрученного потока с различным уровнем интенсификации теплообмена.

Струйно-циклонная камера охлаждения была рассмотрена в работах [15–16]. В ней использовалась система круглых струй, охлаждающих критическую точку входной кромки лопатки. Струи формируются с отрывом потока в области входных и выходных отверстий; для дополнительной интенсификации теплообмена эти отверстия смещены по высоте камеры, что способствует генерации вихревых структур, дополнительно разрушающих пограничный слой.

Дискретный характер подвода и отвода охладителя в струйно-циклонной камере приводит к неравномерному распределению теплообмена как по высоте канала лопатки, так и в угловом направлении, причем угловое распределение может быть несимметричным относительно линии критической точки. В работе [17] показано, что в зависимости от диаметра отверстий угловое распределение теплоотдачи может быть рав-

номерным или с локальным максимумом. Средний (по углу и высоте канала) коэффициент теплоотдачи удовлетворительно описывается уравнением

$$\overline{Nu}_D = 0,02 Re_D^{0,8} \left(\frac{d}{s}\right)^{0,2} \left(\frac{F_{\text{вх}}}{F}\right)^{-0,1} \left(\frac{T_w}{T_{\text{вх}}}\right)^{-0,65}, \quad (1)$$

где  $d$ ,  $s$  – диаметр камеры и эквивалентная высота тангенциальной щели;  $F_{\text{вх}}$ ,  $F$  – площадь щели и циклонной камеры;  $T_w$ ,  $T_{\text{вх}}$  – температура поверхности и охладителя на входе.

В работах [18, 19] была исследована циклонная камера полуцилиндрической формы для охлаждения передних кромок лопаток турбины, проведены численные исследования и сравнение различных методов внутреннего охлаждения. Авторы утверждают, что циклонное охлаждение обеспечило максимальное увеличение теплопередачи и наиболее равномерное распределение числа Нуссельта, однако не приводят анализ распределения струй по поверхности охлаждающего канала.

Анализ, выполненный в [20], показал, что теплогидравлическая эффективность струйно-циклонного охлаждения соответствует разрезному оребрению, широко используемому в системах внутреннего охлаждения.

В работах [21–22] авторы исследуют влияние конструктивного исполнения циклонных кана-

лов с подводящими и отводящими отверстиями прямоугольного сечения. Результаты исследований показали, что в зависимости от геометрических параметров подводящих отверстий локальное число Нуссельта в охлаждающем канале входной кромки может достигать значений  $Nu = 250 \dots 300$ .

Анализ литературы, посвященной исследованию теплогидравлических характеристик циклонных схем охлаждения, показал, что важной особенностью циклонного охлаждения является высокая чувствительность интенсивности теплоотдачи и характера распределения коэффициентов теплоотдачи по поверхности циклонной камеры к геометрическим параметрам системы охлаждения: соотношению диаметров отверстий, их шагу, размеру и форме циклонной камеры, форме отверстий. В связи с этим для каждой конкретной конструкции лопатки требуется проведение численных исследований для определения геометрических параметров каналов циклонной камеры с целью получения требуемой эффективности охлаждения. Данная задача была решена для охлаждения канала входной кромки сопловой лопатки авиационного газотурбинного двигателя.

## 1. Объекты исследования

Геометрия исследованных моделей, которые моделировали переднюю часть пера лопатки турбины со входной кромкой, показана на рис. 2.

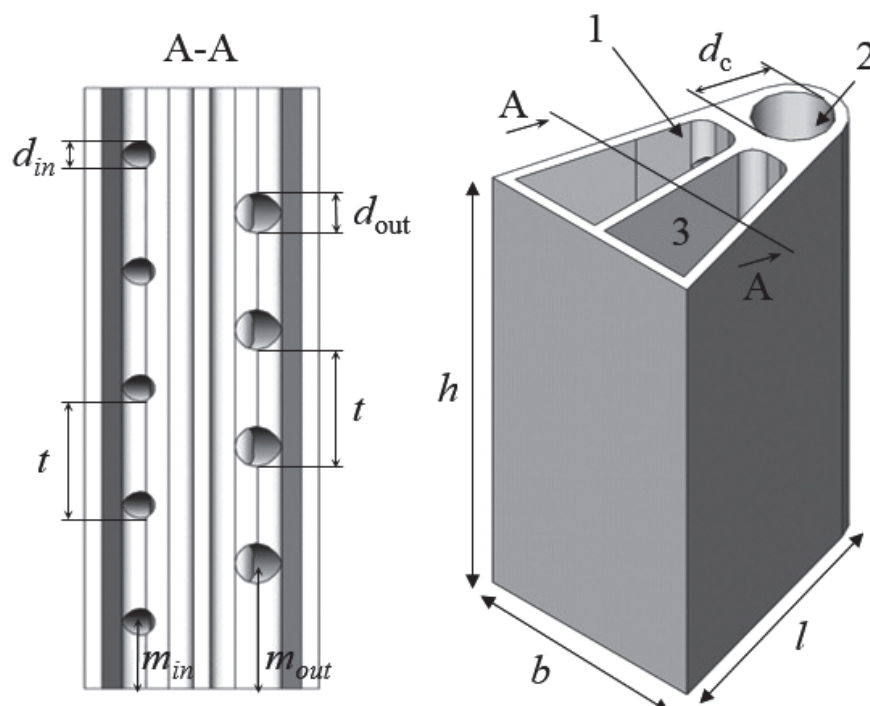


Рис. 2. Геометрические размеры модели циклона



Охлаждение входной кромки осуществляется радиальным каналом циклона.

Воздух поступает в подводящую камеру 1 через нижнее сечение; верхнее сечение камеры заглушено. Из камеры 1 через группу подводящих отверстий диаметром  $d_{in}$  воздух вытекает в циклонную камеру 2, откуда отводится через ряд отводящих отверстий диаметром  $d_{out}$  в отводящую камеру 3. Из отводящей камеры воздух удаляется через верхнее сечение; нижнее сечение камеры заглушено. Диаметр циклонной камеры был равен 6.2 мм, что соответствовало геометрии входной кромки проектируемой лопатки турбины.

Геометрия исследованных моделей М1, М2, М3 и М4 приводится в табл. 1. Модели отличались диаметром подводящих и отводящих отверстий. Диаметр подводящих отверстий изменялся в диапазоне от 1 до 2 мм, диаметр отводящих отверстий — от 2 до 3 мм. Соответственно отношение суммарных площадей отверстий  $F_{out}/F_{in}$  изменялось в диапазоне 1,2—2,4.

## 2. Расчетные сетки и граничные условия теплообмена

Расчеты проводились в сопряженной постановке с использованием пакета ANSYS CFX. Для четырех геометрических вариантов циклонов были построены расчетные сетки. Сетка стенок модели неструктурированная тетраэдрическая. Максимальный размер элемента 0,00045 м, минимальный линейный размер расчетной ячейки 0,000025 м. При таких настройках общий размер рассматриваемых сеток находится в диапазоне 2—4 млн ячеек в зависимости от конкретной геометрии.

Сетка внутреннего объема, занятого воздухом, неструктурированная тетраэдрическая с призматическим слоем. Максимальный линейный размер элементов сетки 0,004 м, минимальный линейный размер 0,0002 м. Пристеночная

область имеет подробное разрешение с применением призматических элементов со следующими параметрами: число призматических слоев 14, начальная высота призмы 0.0000015 м, закон роста  $wb$ -exponential.

На внешних стенках моделей задавались граничные условия 1-го рода,  $t_c = 419$  °С. Эти условия были выбраны для сравнения результатов расчета с экспериментальными данными при испытании моделей в жидкометаллическом термостате [17].

Теплопроводность материала моделей  $\lambda = 16$  Вт/(м·К). Теплофизические параметры охлаждающего воздуха (вязкость, теплопроводность, теплоёмкость) задавались в виде кусочно-линейной функции в зависимости от температуры с шагом 5°С. Расчёты проводились для трех режимов: давление на входе в модели  $p = 1.2, 1.4$  и 1.6 бар, давление на выходе  $p_0 = 1$  бар. На стенках каналов охлаждения использовалась гипотеза прилипания без проскальзывания и шероховатости. Внутренние стенки объема металла и внешние стенки объема воздуха были связаны интерфейсом передачи теплового потока без термического контактного сопротивления.

## 3. Анализ результатов расчёта

По результатам проведенных расчетов были построены расходные характеристики моделей, рис. 3.

Пропускная способность моделей определяется диаметром подводящих отверстий  $d_{in}$ . Максимальный расход имеет модель М3 ( $d_{in} = 2$  мм), минимальный — модель М4 ( $d_{in} = 1$  мм). Так как суммарная площадь отводящих отверстий  $F_{out}$  у всех моделей больше суммарной площади подводящих отверстий  $F_{in}$ , отношение  $F_{out}/F_{in}$  в исследованном диапазоне 1,2—2,4 практически не влияет на пропускную способность моделей.

Первая задача обработки результатов расчета состояла в построении распределения коэф-

Таблица 1

Геометрические параметры моделей

Модель	$h$	$b$	$l$	$d_c$	$\delta_c$	$\delta_w$	$d_{in}$	$d_{out}$	$F_{out}/F_{in}$	$t_{in}$	$t_{out}$	$m_n$	$m_o$
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm
М1	36	20	23	6.2	1.5	1	1.6	2.4	1.2	7	7	4	7.5
М2	36	20	23	6.2	1.5	1	1.2	2	1.3	7	7	4	7.5
М3	36	20	23	6.2	1.5	1	2	3	1.2	7	7	4	7.5
М4	36	20	23	6.2	1.5	1	1	3	2.4	7	7	4	7.5

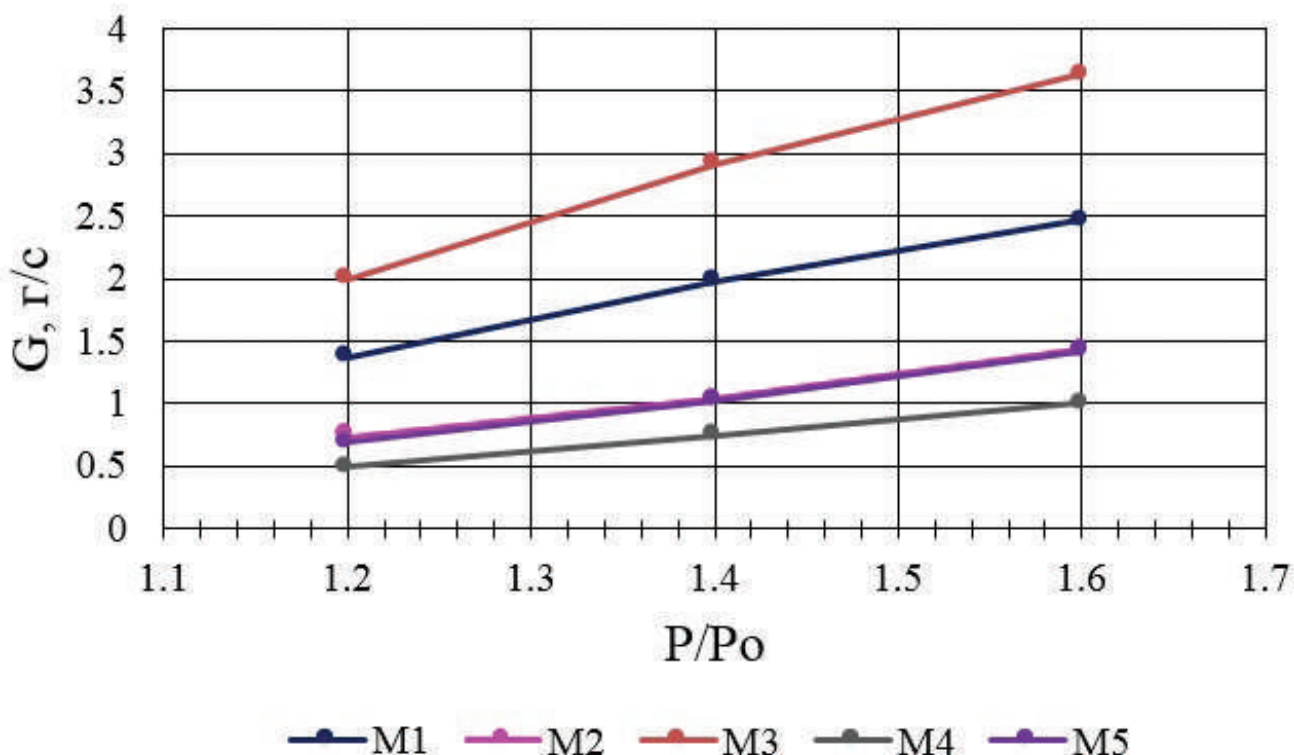


Рис. 3. Расходные характеристики моделей

фициента теплоотдачи по высоте канала. Для того чтобы зафиксировать изменение теплоотдачи в разных точках циклонной камеры, в каждом поперечном сечении модели были выделены три точки (рис. 4). Точка №2 соответствует критичес-

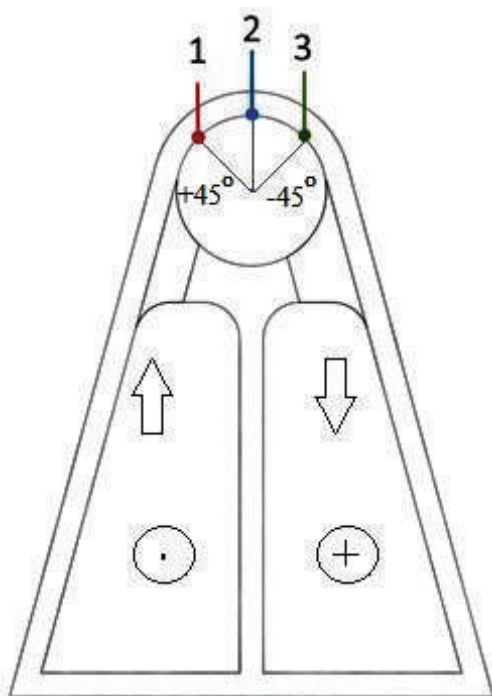


Рис. 4. Контрольные точки для определения коэффициентов теплоотдачи

кой точке входной кромки профиля, точки №1 и №3 зеркально смещены от критической точки на угол 45°.

На рис. 5–8 приведены распределения коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонных камер в точках 1, 2, 3, при значении перепада давления, равном 1.4. Как видно из рис. 5, максимумы теплоотдачи в модели М1 расположены напротив подводящих отверстий. При этом пиковые значения уменьшаются по мере удаления от подводящих отверстий. По характеру изменения кривых можно видеть, как происходит растекание струи на поверхности циклонной камеры. Вблизи подводящих отверстий (точка 1) сохраняется течение, близкое к струйному с касанием стенки циклона.

В связи с этим для кривой 1 наблюдаются резкие и острые пики в распределении коэффициентов теплоотдачи. В области критической точки 2 поток начинает растекаться по поверхности и соответственно снижаются максимальные значения коэффициента теплоотдачи. Происходит постепенное сглаживание кривых. По характеру кривой 3 можно заключить, что в точке происходит смыкание потоков от соседних струй.

В модели М2 для точки 1, расположенной на отдалении в 45° по окружности от лобовой точки, характер зависимости фактически аналогич-

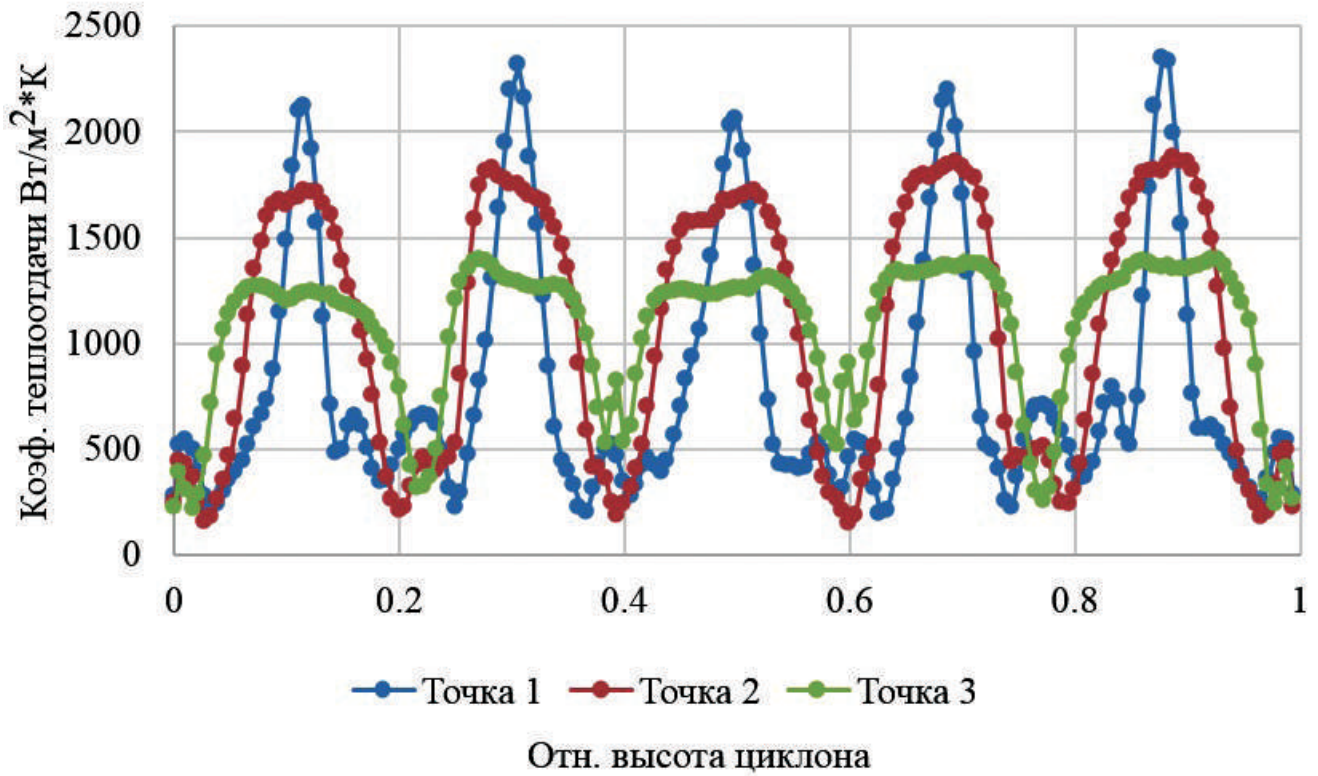


Рис. 5. Распределение коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонной камеры модели М1

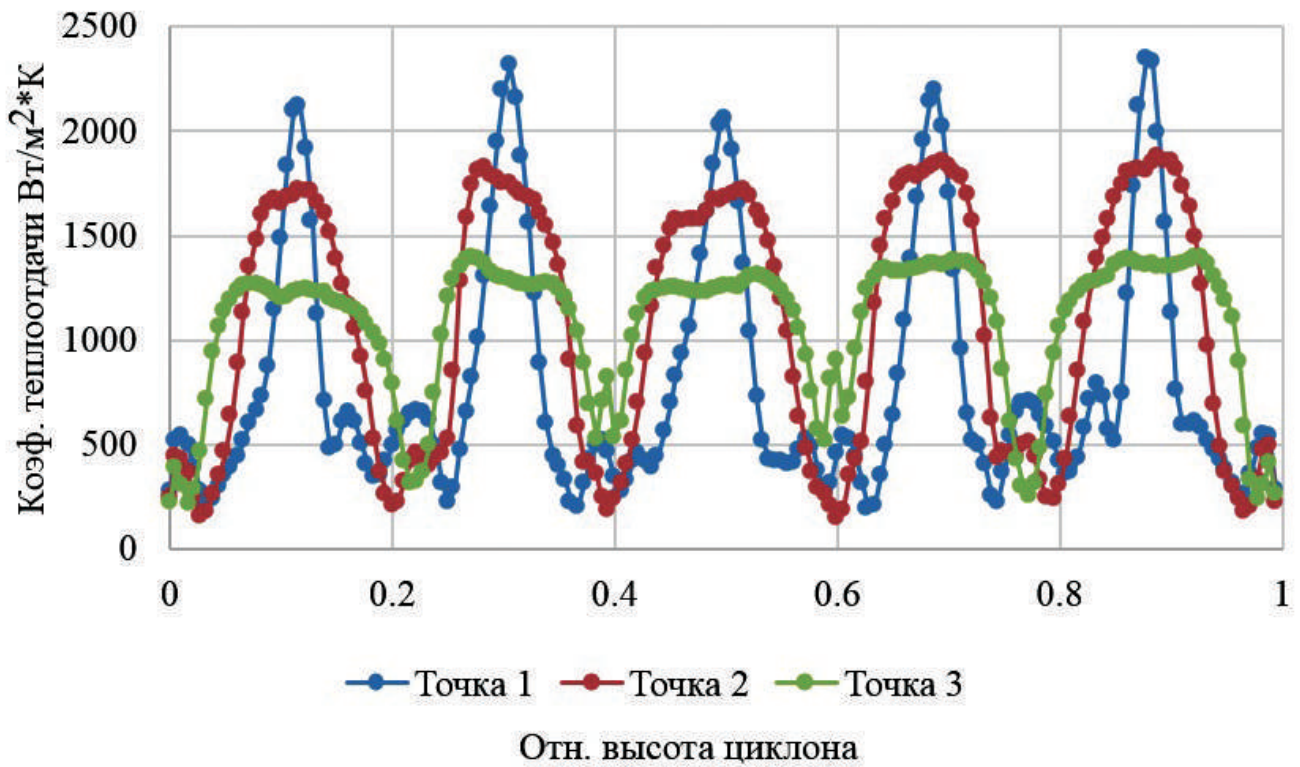


Рис. 6. Распределение коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонной камеры модели М2



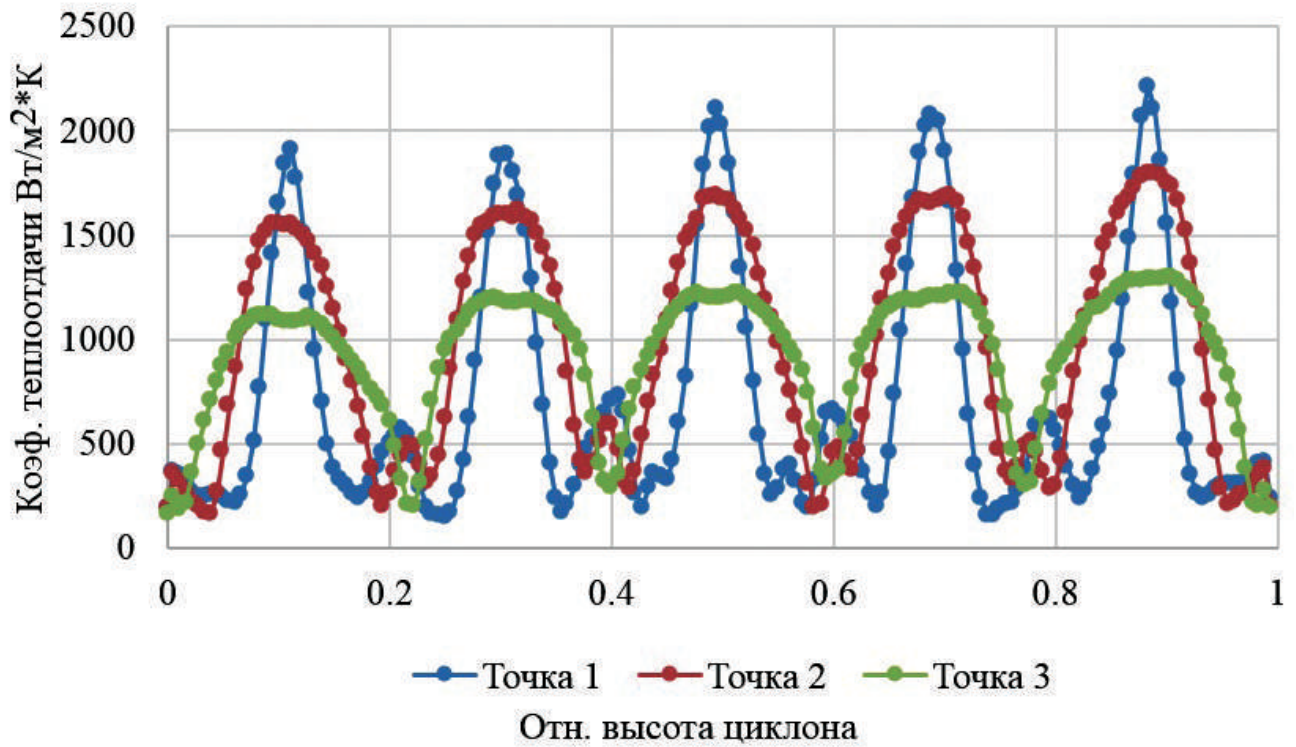


Рис. 7. Распределение коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонной камеры модели М3

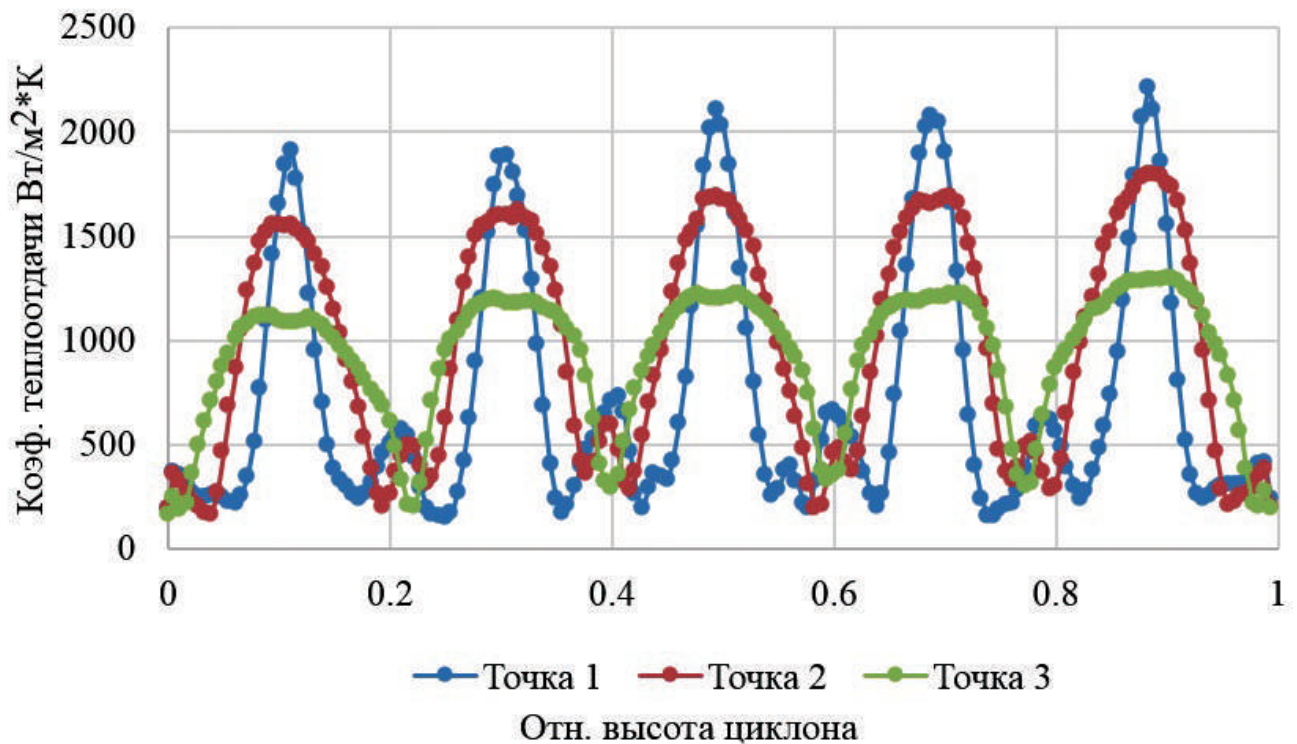


Рис. 8. Распределение коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонной камеры модели М4



чен зависимости для М1 в той же точке. Однако в точках 2 и 3 тип кривых несколько иной. Они имеют более крутой вид с почти полным отсутствием горизонтальной площадки к области экстремума.

В модели М3 увеличение диаметра подводящих отверстий до 2 мм привело к появлению локальных максимумов теплоотдачи в точке 1 между подводящими отверстиями.

Уменьшение диаметра подводящих отверстий до 1 мм в модели М4 привело к снижению уровня коэффициентов теплоотдачи в точках 1–3 на поверхности циклона между подводящими отверстиями.

На рис. 9 представлена визуализация линий тока в модели М3, на рис. 10 – в модели М4. Как и следовало ожидать, максимальная скорость в моделях достигается в подводящих отверстиях.

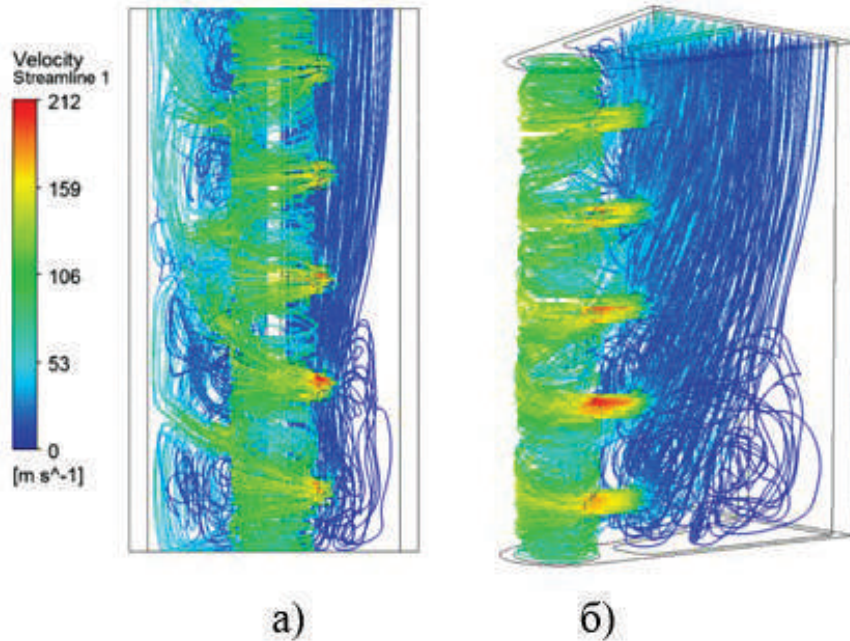


Рис. 9. Визуализация линий тока в циклоне М3: *a* — вид со стороны циклонной камеры; *б* — вид со стороны подводящих отверстий

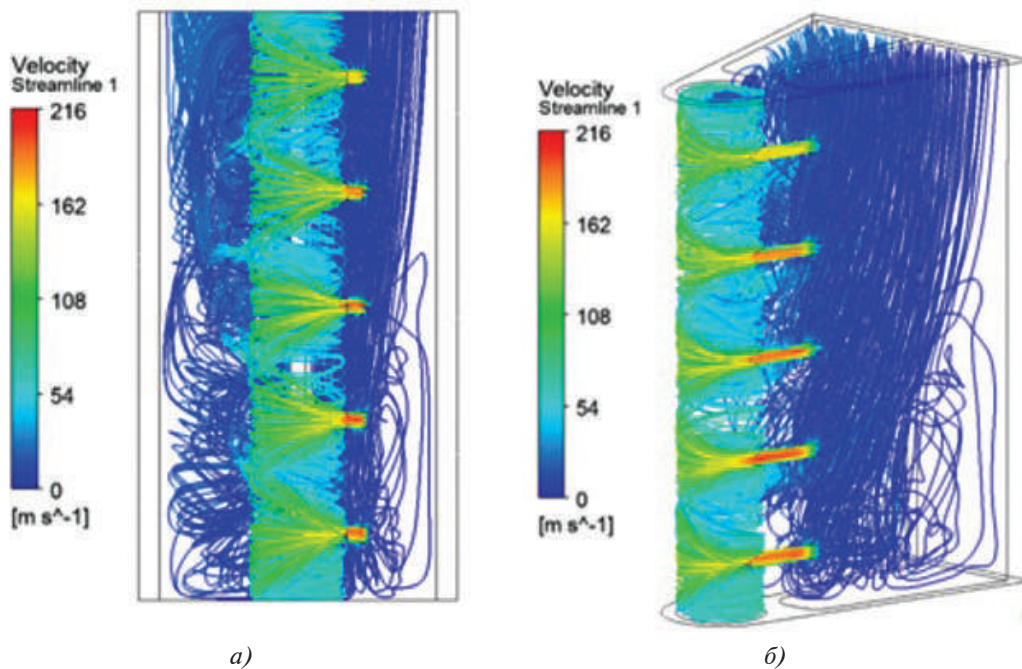


Рис. 10. Визуализация линий тока в циклоне М4: *a* — вид со стороны циклонной камеры; *б* — вид со стороны подводящих отверстий

Струи, формирующиеся в подводящих отверстиях, движутся по цилиндрической поверхности циклонной камеры.

В результате движения хладагента в циклонной камере вдоль стенки происходит растекание струи по высоте модели. Растекание начинается сразу на входе в циклонную камеру и заканчивается приблизительно в области точки 2. Раскрытие струй в модели М3 идет под углом 30–45°. В результате происходит эффективное обтекание внутренней поверхности воздухом. Причем в области расположения точки 3 происходит смыкание вторичных течений и наблюдается полное “смачивание” поверхности циклона пристеночным воздухом. Затем поток разделяется на три области: центральную и две симметричных периферийных области. Центральная часть потока, продолжая двигаться вдоль стенки, закручивается в вихревой шнур и по спиралевидной траектории движется к ближайшему отводящему отверстию. Две периферийные области потока, продолжая двигаться вдоль стенки с небольшим положительным и отрицательным отклонением по горизонтали, достигают отводящих отверстий. Зоны с наиболее интенсивным вихревым течением наблюдаются вблизи торцевых поверхностей циклонной камеры. Данные зоны являются наиболее удаленными от отводящих отверстий. Поток, поступающий из крайних подающих отверстий, аналогично потоку, поступающему из центральных отверстий, постепенно растекается по поверхности. Часть воздуха движется по спирали в направлении глухого конца циклона. Отражаясь от торцевой стенки, охлаждающий воздух скручивается в вихрь ближе к оси

циклона и движется в направлении центра циклона к ближайшему отводящему отверстию.

Как видно, теплоотдача имеет существенные всплески интенсивности в участках напротив подводящих отверстий. При этом пиковые значения уменьшаются по мере удаления от подводящих отверстий. По характеру изменения кривых можно судить, насколько существенно происходит раскрытие струи на поверхности циклонной камеры. Вблизи отверстий сохраняется течение, близкое к струевому, с касанием стенки циклона. В связи с этим для кривой 1 наблюдаются резкие и острые пики на рассматриваемой зависимости. В области лобовой точки 2 поток начинает растекаться по поверхности и соответственно снижаются пиковые значения. Происходит постепенное сглаживание кривых. По характеру кривой 3 можно заключить, что в области +45° от лобовой точки не происходит смыкания потоков от соседних струй.

Уменьшение диаметра отверстий в модели М4 приводит к снижению скорости течения воздуха в поперечных сечениях циклона между подводящими отверстиями. Это приводит к увеличению неравномерности по высоте модели и, соответственно, по высоте входной кромки лопатки.

Средние значения коэффициента теплоотдачи по внутренней поверхности циклонной камеры и числа Нуссельта были получены путем осреднения по высоте значений, полученных на поверхности, ограниченной точками 1 и 3.

Было проведено сравнение средних коэффициентов теплоотдачи, реализуемых в моделях при трех значениях перепада давления (рис. 11). Как

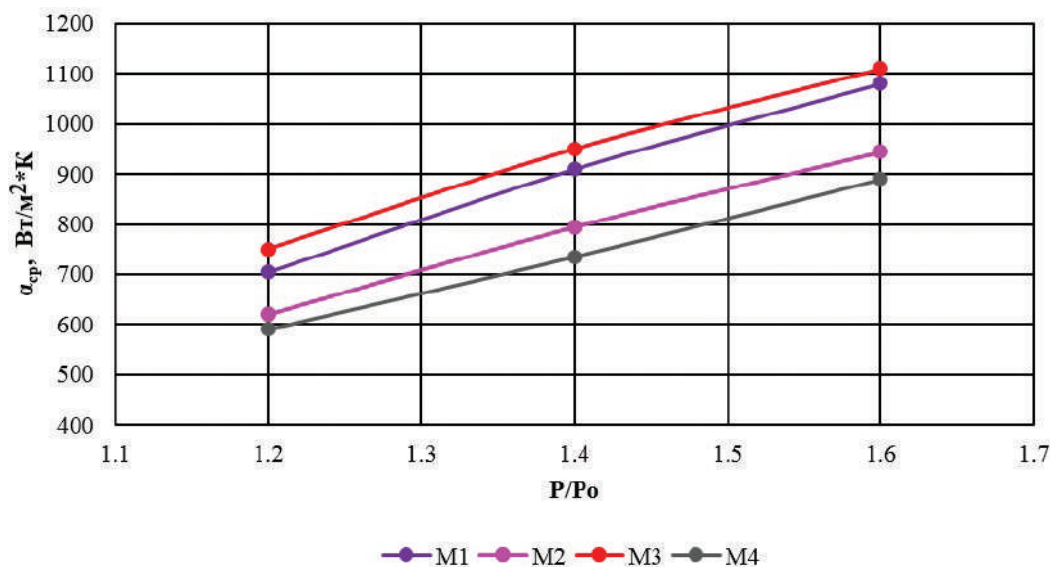


Рис. 11. Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи от перепада давления

видно из рисунка, максимальные коэффициенты теплоотдачи к охлаждающему воздуху обеспечивает модель М3, имеющая наибольший диаметр подводных отверстий  $d_{in}$  и наибольший расход охладителя. Наименьшие значения коэффициентов теплоотдачи получены в модели М4 с наименьшими диаметрами  $d_{in}$  и наименьшим расходом. Отличие среднего коэффициента теплоотдачи в моделях М3 и М4 в исследованном диапазоне перепадов давления составляет 27—29%.

Для каждой модели была построена обобщённая зависимость вида  $Nu = A Re^n$ . В качестве определяющего размера был выбран диаметр циклонной камеры  $d_c$ , температурный фактор 2,2;  $Re = 5000 \dots 17000$ . Полученные зависимости приведены в табл. 2.

Таблица 2

Критериальные зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса для различных циклонных камер

Модель	Зависимость
М1	$Nu=0.56Re^{0.7}$
М2	$Nu=0.73Re^{0.7}$
М3	$Nu=0.43Re^{0.7}$
М4	$Nu=1.18Re^{0.7}$

При использовании в качестве определяющего размера  $d_c$  для всех моделей число Нуссельта пропорционально числу Рейнольдса в степени 0.7. Как видно из табл. 2, при  $Re = idem$  наибольшую интенсивность теплоотдачи имеет модель М4, а наименьшую — модель М3. Полученный результат оказался обратным тому, который был при сравнении моделей по перепаду давления. Наибольшая интенсивность охлаждения получена в модели М4, а наименьшая — в модели М3. Это показывает, что при проектировании системы охлаждения лопатки необходимо искать компромиссное решение между допустимым расходом воздуха и интенсивностью теплоотдачи.

Все исследованные варианты циклонов удовлетворительно описываются уравнением

$$Nu = 0,125Re^{0,7} \left( \frac{d_{in}}{d_c} \right)^{-0,99} \left( \frac{F_{out}}{F_{in}} \right)^{0,55} \quad (2)$$

Как видно, использование для охлаждения входной кромки циклонного охлаждения позволяет увеличить интенсивность теплоотдачи по сравнению с гладким каналом, имеющим такой

же диаметр, почти в пять раз. Увеличение площади отводящих отверстий обеспечивает увеличение  $Nu$  практически без повышения расхода охлаждающего воздуха.

## Выводы

Полученные результаты демонстрируют высокий потенциал использования циклона для охлаждения входной кромки лопатки, обеспечивая интенсификацию теплоотдачи по сравнению с гладким каналом почти в пять раз.

Для увеличения значений коэффициентов теплоотдачи целесообразно уменьшать диаметр подводных отверстий с одновременным уменьшением шага, что обеспечит уменьшение неравномерности в распределении коэффициентов теплоотдачи по высоте циклонного канала.

При фиксированном перепаде давления в отводящем и подводимом каналах пропускная способность циклонного канала в основном определяется площадью подводных отверстий, что позволяет, увеличив площадь отводящих отверстий, повысить эффективность охлаждения входной кромки.

## Список источников

1. Филинов Е.П., Кузьмичёв В.С., Ткаченко А.Ю., Остапюк Я.А. Определение требуемого расхода воздуха на охлаждение турбин на этапе концептуального проектирования газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 1. С. 61-73. DOI: 10.34759/vst-2021-1-61-73
2. Kovalenko G.V., Terekhov V.I., Khalatov A.A. Flow regimes in a single dimple on the channel surface // Applied mechanics and technical physics. 2010. Vol. 51. No. 6, pp. 839-848. DOI: 10.1007/s10808-010-0105-z
3. Kiknadze G.I., Gachechiladze I.A., Barnaveli T.T. The Mechanisms of the Phenomenon of Tornado-Like Jets Self-Organization in the Flow Along the Dimples on the Initially Flat Surface // ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (9–15 November 2012; Houston, Texas, USA). Vol. 7, pp. 3017-3026. DOI: 10.1115/IMECE2012-93581
4. Ремчуков С.С., Ярославцев Н.Л., Лепешкин А.Р. Автоматизированное проектирование и расчет системы охлаждения передней полости лопатки турбины газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2020. Т. 27. № 4. С. 147-158. DOI: 10.34759/vst-2020-4-147-158
5. Kreith F., Margolis D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow // Applied Scientific Research, Section A. 1959. Vol. 8, pp. 457-473. DOI: 10.1007/BF00411769



6. Glezer B., Lin T., Moon H. Turbine cooling system. Patent US5603606A, 18.02.1997.
7. Glezer B., Moon H., Kerrebrock J., Bons J., Guenette G. Heat transfer in a rotating radial channel with swirling internal flow // International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition (2-5 June 1998; Stockholm, Sweden). DOI: 10.1115/98-GT-214
8. Ligrani P.M., Hedlund C.R., Thambu R., Babinchak B.T., Moon H., Glezer B. Flow phenomena in swirl chambers // International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition (2-5 June 1997; Orlando, Florida, USA). DOI: 10.1115/97-GT-530
9. Hedlund C.R., Ligrani P.M. Local swirl chamber heat transfer and flow structure at different Reynolds numbers // Journal of Turbomachinery. 2000. Vol. 122. No. 2, pp. 375–385. DOI: 10.1115/1.555458
10. Ligrani P.M., Oliveira M.M., Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques // AIAA Journal. 2003. Vol. 41. No. 3, pp. 337–362. DOI: 10.2514/2.1964
11. Ling J.P.C.W., Ireland P.T., Harvey N.W. Measurement of heat transfer coefficient distributions and flow field in a model of a turbine blade cooling passage with tangential injection // ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air (8–11 May 2006; Barcelona, Spain). Vol. 3, pp. 325–340. DOI: 10.1115/GT2006-90352
12. Biegger C., Sotgiu C., Weigand B. Numerical investigation of flow and heat transfer in a swirl tube // International Journal of Thermal Sciences. 2015. Vol. 96, pp. 319–330. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.001
13. Дрозденко В.Н., Гойхенберг М.М., Зубарев Г.И. и др. Охлаждаемая лопатка турбомашин (варианты). Патент RU 2247838 С2. Бюл. № 7, 10.03.2005.
14. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. — Киев: Наукова думка, 1989. — 198 с.
15. Халатов А.А., Варганов И.С. Охлаждаемая лопатка соплового аппарата. Патент Украины 58309 U1, 2003.
16. Khalatov A., Syred N., Bowen P., Al-Ajmi R. Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses // ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air (4–7 June 2001; New Orleans, Louisiana, USA). DOI: 10.1115/2001-GT-0182
17. Fan X., Li L., Zou J., Wang J., Wu F. Local heat transfer of vortex cooling with multiple tangential nozzles in a gas turbine blade leading edge cooling passage // 17. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. Vol. 126. Part B, pp. 377–389. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.018
18. Fan X., Li L., Zou J., Zhou Y. Cooling methods for gas turbine blade leading edge: Comparative study on impingement cooling, vortex cooling and double vortex cooling // International Communications in Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 100, pp. 133–145. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.12.017
19. Thambu R., Babinchak B., Ligrani P., Hedlund C.R., Moon H.-K., Glezer B. Flow in a Simple Swirl Chamber with and Without Controlled Inlet Forcing // Experiments in Fluids. 1999. Vol. 26. No. 4, pp. 347–357.
20. Liu Z., Li J., Feng Z. Numerical Study of Swirl Cooling in a Turbine Blade Leading-Edge Model // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 2015. Vol. 29. No. 1, pp. 166–178. DOI: 10.2514/1.T4362
21. Lin G., Kusterer K., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R., Kazari M. Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling // Propulsion and Power Research. 2013. Vol. 2. No. 3, pp. 177–187. DOI: 10.1016/j.jprr.2013.07.003
22. Fawzy H., Zheng Q., Ahmad N. Effect of Slot Area Ratio and Slot Angle on Swirl Cooling in a Gas Turbine Blade Leading Edge // Journal of Aerospace Engineering. 2020. Vol. 33. No. 5. DOI: 10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0001161

## References

1. Filinov E.P., Kuz'michev V.S., Tkachenko A.Y., Ostapuyuk Ya.A. Determining required turbine cooling air flow rate at the conceptual design stage of gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 1, pp. 61–73. DOI: 10.34759/vst-2021-1-61-73
2. Kovalenko G.V., Terekhov V.I., Khalatov A.A. Flow regimes in a single dimple on the channel surface. *Applied mechanics and technical physics*, 2010, vol. 51, no. 6, pp. 839–848. DOI: 10.1007/s10808-010-0105-z
3. Kiknadze G.I., Gachechiladze I.A., Barnaveli T.T. The Mechanisms of the Phenomenon of Tornado-Like Jets Self-Organization in the Flow Along the Dimples on the Initially Flat Surface. *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (9–15 November 2012; Houston, Texas, USA)*. Vol. 7, pp. 3017–3026. DOI: 10.1115/IMECE2012-93581
4. Remchukov S.S., Yaroslavtsev N.L., Lepeshkin A.R. Computer-aided design and calculation of the blade front cavity cooling system of the gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 4, pp. 147–158. DOI: 10.34759/vst-2020-4-147-158
5. Kreith F., Margolis D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow. *Applied Scientific Research, Section A*, 1959, vol. 8, pp. 457–473. DOI: 10.1007/BF00411769
6. Glezer B., Lin T., Moon H. Turbine cooling system. Patent US5603606A, 18.02.1997.
7. Glezer B., Moon H., Kerrebrock J., Bons J., Guenette G. Heat transfer in a rotating radial channel with swirling internal flow. *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition (2-5 June 1998; Stockholm, Sweden)*. DOI: 10.1115/98-GT-214



8. Ligrani P.M., Hedlund C.R., Thambu R., Babinchak B.T., Moon H., Glezer B. Flow phenomena in swirl chambers. *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition (2–5 June 1997; Orlando, Florida, USA)*. DOI: 10.1115/97-GT-530
9. Hedlund C.R., Ligrani P.M. Local swirl chamber heat transfer and flow structure at different Reynolds numbers. *Journal of Turbomachinery*, 2000, vol. 122, no. 2, pp. 375–385. DOI: 10.1115/1.555458
10. Ligrani P.M., Oliveira M.M., Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques. *AIAA Journal*, 2003, vol. 41, no. 3, pp. 337–362. DOI: 10.2514/2.1964
11. Ling J.P.C.W., Ireland P.T., Harvey N.W. Measurement of heat transfer coefficient distributions and flow field in a model of a turbine blade cooling passage with tangential injection. *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air (8–11 May 2006; Barcelona, Spain)*. Vol. 3, pp. 325–340. DOI: 10.1115/GT2006-90352
12. Biegger C., Sotgiu C., Weigand B. Numerical investigation of flow and heat transfer in a swirl tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, vol. 96, pp. 319–330. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.001
13. Drozdenko V.N., Goikhenberg M.M., Zubarev G.I. et al. *Patent RU 2247838 C2*, 10.03.2005.
14. Khalatov A.A. *Teoriya i praktika zakruchennykh potokov* (Theory and practice of swirling flows), Kiev. Naukova dumka, 1989, 198 p.
15. Khalatov A.A., Varganov I.S. *Patent of Ukraine 58309 U1*, 2003.
16. Khalatov A., Syred N., Bowen P., Al-Ajmi R. Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air (4–7 June 2001; New Orleans, Louisiana, USA)*. DOI: 10.1115/2001-GT-0182
17. Fan X., Li L., Zou J., Wang J., Wu F. Local heat transfer of vortex cooling with multiple tangential nozzles in a gas turbine blade leading edge cooling passage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 126, part B, pp. 377–389. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.018
18. Fan X., Li L., Zou J., Zhou Y. Cooling methods for gas turbine blade leading edge: Comparative study on impingement cooling, vortex cooling and double vortex cooling. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 100, pp. 133–145. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.12.017
19. Thambu R., Babinchak B., Ligrani P., Hedlund C.R., Moon H.-K., Glezer B. Flow in a Simple Swirl Chamber with and Without Controlled Inlet Forcing. *Experiments in Fluids*, 1999, vol. 26, no. 4, pp. 347–357.
20. Liu Z., Li J., Feng Z. Numerical Study of Swirl Cooling in a Turbine Blade Leading-Edge Model. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2015, vol. 29, no. 1, pp. 166–178. DOI: 10.2514/1.T4362
21. Lin G., Kusterer K., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R., Kazari M. Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling. *Propulsion and Power Research*, 2013, vol. 2, no. 3, pp. 177–187. DOI: 10.1016/j.jprr.2013.07.003
22. Fawzy H., Zheng Q., Ahmad N. Effect of Slot Area Ratio and Slot Angle on Swirl Cooling in a Gas Turbine Blade Leading Edge. *Journal of Aerospace Engineering*, 2020, vol. 33, no. 5. DOI: 10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0001161

Статья поступила в редакцию 21.10.2021; одобрена после рецензирования 26.10.2021; принята к публикации 27.10.2021.

The article was submitted on 21.10.2021; approved after reviewing on 26.10.2021; accepted for publication on 27.10.2021.