

Андрей Анатольевич СЕДЛОВ¹
Игорь Николаевич БАЙБУЗЕНКО²
Вадим Леонидович ИВАНОВ³

УДК 621.438

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМАХ ИМПАКТНЫХ СТРУЙ ПРИ УСТАНОВКЕ ИНТЕНСИФИКАТОРОВ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

¹ аспирант кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»,
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
andrey.sedlov@yahoo.com

² аспирант кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»,
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
igor.baibuzenko@gmail.com

³ кандидат технических наук, доцент кафедры
«Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»,
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
vadimlivanov@yandex.ru

Аннотация

Проведено численное исследование характеристик теплообмена и потерь давления для различного рода интенсификаторов: цилиндрических, призматических (в сечении ромб, капля) штырьков в широком диапазоне геометрических параметров и числах Рейнольдса от 10^4 до $3 \cdot 10^4$. В отличие от типовых экспериментальных условий, в данной работе исследование было проведено для характерных условий газотурбинного двигателя в сопряженной постановке (воздух-интенсификаторы), что позволило учесть эффект развития теплообменной поверхности и обобщить полученные данные.

Численное моделирование было проведено при использовании коммерческого программного комплекса ANSYS Fluent 14.0, основанного на конечно-объемном методе решения уравнений гидрогазодинамики и теплообмена. Система уравнений, включающая урав-

Цитирование: Седлов А. А. Численное исследование теплообмена в системах импактных струй при установке интенсификаторов различной формы / А. А. Седлов, И. Н. Байбузенко, В. Л. Иванов // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2016. Том 2. № 4. С. 25-40.
DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-25-40

нения Навье–Стокса, энергии и неразрывности, осредненных по Рейнольдсу, решалась в стационарной постановке с учетом сжимаемости и неизоэнтропичности течения.

На основании проведенной валидации согласно критериальным зависимостям для замыкания основной системы уравнений была выбрана модель турбулентности *realizable k-ε*, сопряженная с моделью Вольфштейна в пристеночной области.

Проведенный анализ показал возможность интенсификации теплообмена на 100-150% в среднем по ряду отверстий при общем уровне интенсификации для 10 рассмотренных рядов в 50% при приведении к гладкой поверхности натекания. Установка крупных интенсификаторов с $D/d > 1,0$ позволяет полностью защитить натекающую струю от негативного воздействия сносящего потока и одновременно значительно развить поверхность теплообмена, увеличивая эффективный теплосъем с поверхности охлаждения.

Установка крупных интенсификаторов приводит также к значительному перераспределению интенсивности теплообмена вдоль поверхности натекания, приводя к уменьшению до 30% интенсивности теплообмена в начальных рядах, что может привести к локальному перегреву охлаждаемой детали и должно четко учитываться при проектировании высоконагруженных охлаждаемых элементов турбин.

Ключевые слова

Струйное натекание, импактные струи, численное моделирование, газодинамика, интенсификация теплообмена, модели турбулентности, сопряженный теплогидравлический расчет.

DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-25-40

Введение

Главной задачей современного газотурбостроения является повышение экономичности и надежности работы газотурбинных установок и двигателей всех типов. Основным способом совершенствования экономических показателей ГТД является повышение начальных параметров термодинамического цикла, температуры газа перед турбиной и степени повышения давления. Т. к. на современном этапе уже достигнут уровень газовых температур в 1 600-1 700 °С для авиационных и наиболее перспективных стационарных турбин, что значительно выше температур термической стабильности используемых материалов, дальнейшее повышение термодинамических параметров приводит к существенному росту высокоэнтальпийного воздействия на стенки элементов проточных частей и к необходимости применения высокоэффективных систем охлаждения для обеспечения необходимой прочности деталей при минимальном расходе охладителя.

Струйный обдув поверхности находит применение во многих промышленных областях из-за способности к достижению высоких уровней тепло- и массопереноса. Применительно к турбостроению струйное натекание широко применяется для охлаждения профиля и платформ сопловых аппаратов, дисков, жаровых труб, а также для некоторых участков рабочих лопаток газовых турбин [9; 18; 19; 33]. Изучение газодинамики и характеристик теплообмена импактных

струй находит глубокий интерес научной общественности во множестве опубликованных исследований в одиночной [2; 12; 16; 22; 25-27; 36] и особенно в многорядной постановках [7; 13; 15; 20; 21; 23; 30; 32].

Основным негативным фактором системы импактных струй является наличие сносящего потока, неизбежно формируемого отверстиями, расположенными вверх по потоку; этот поток отклоняет струи от нормального направления, снижая их импульс перед соударением и, как следствие, интенсивность теплообмена в охлаждаемой области [6; 8; 17; 24; 28; 30]. Таким образом, минимизация негативного влияния сносящего потока при струйном обдуве имеет высокий потенциал для интенсификации процессов охлаждения элементов проточной части газовых турбин в процессе дальнейшего развития газотурбинных установок.

Существует множество экспериментальных и численных исследований, показывающих, что интенсификация теплообмена возможна путем использования элементов макронеровности различной формы (поперечных [10; 34] и продольных ребер [3-5; 35], цилиндрических [5; 21; 29], призматических [5; 31; 35] и других форм штырьков [5], полусфер [11] и лунок [14; 35]), целью которых является защита струй от сносящего потока, дополнительная турбулизация и увеличение теплообменной поверхности. Авторы работ отмечают, что установка интенсификаторов на поверхности натекания способна увеличить коэффициент теплообмена на 20% по сравнению с натеканием на гладкую поверхность. В то же время загромождение проходного сечения приводит к дополнительным потерям давления, что может значительно снизить эффективные характеристики теплообмена при условии ограниченности располагаемого перепада давления.

Все рассмотренные выше работы основаны на анализе характеристик теплообмена на поверхности натекания для упрощенных тепловых условий (без учета теплоотвода сквозь интенсификаторы). Данный подход не позволяет учесть эффект развития поверхности за счет установки интенсификаторов, который может оказать значительное влияние на теплосъем с охлаждаемой поверхности и эффективность струйной системы.

Задачей данной работы является исследование влияния формы и геометрических размеров интенсификаторов на характеристики теплообмена и потери давления для типовой системы импактных струй при непосредственном учете эффекта развития поверхности для характерных условий работы газотурбинного двигателя. Цель работы — проведение сравнительного анализа тепловых характеристик между интенсификаторами различных типов и размеров.

Постановка задачи

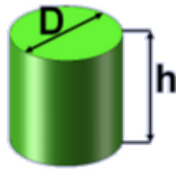
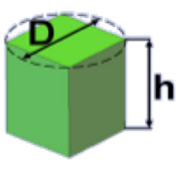
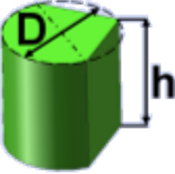
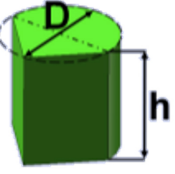
Рассмотренные в данной работе интенсификаторы и их типо-размерные характеристики собраны в таблице 1. Исследование будет проведено для характерных тепловых и геометрических условий двигателя. Результатом работы является сравнение теплообменных и расходных характеристик интенсификаторов, что позволит разработать рекомендации по их практическому применению.

Таблица 1

Типо-размерные характеристики
интенсификаторов

Table 1

Type and dimensional characteristics
of the intensifiers

Интенсификатор	Цилиндр			Призма квадратная			Призма каплевидная			Призма каплевидная обратная		
Форма												
Размеры	Вар.	D/h	h/d	Вар.	D/h	h/d	Вар.	D/h	h/d	Вар.	D/h	h/d
	Цил.1	1	1	Пр.1	1	1	Пк.1	1,5	1	ПК.1	1,5	1
	Цил.2	1	1,5	Пр.2	1	1,5	Пк.2	1,5	1,5	ПК.2	1,5	1,5
	Цил.3	1,5	1	Пр.3	1,5	1	Пк.3	2	1,5	ПК.3	2	1,5
	Цил.4	1,5	1,5	Пр.4	1,5	1,5						
	Цил.5	1	0,5	Пр.5	1	0,5						
	Цил.6	1,5	0,5	Пр.6	1,5	0,5						
	Цил.7	2	1	Пр.7	2	1						

В настоящее время с появлением высокопроизводительных ЭВМ широкое распространение получили дифференциальные методы расчета пограничных слоев и теплообмена. Численное решение системы дифференциальных уравнений движения Навье-Стокса, неразрывности и энергии для рабочего тела позволяет рассмотреть задачу в наиболее общей постановке. При использовании данного расчетного подхода часто используется термин «численный эксперимент», что не случайно, т. к. численное моделирование физических процессов во многих случаях позволяет не только получить решение, соответствующее эксперименту, но и дает представление о процессах, которые не всегда четко выражены, а из экспериментального исследования могут быть получены лишь косвенные данные. Все современные экспериментальные работы обязательно дополняются «численными экспериментами», что объясняется эффективностью метода как инструмента научного исследования и анализа экспериментальных данных, имеющего большие перспективы использования для разработки и прогнозирования характеристик теплообмена при струйном обдуве поверхности. Также уже широко распространены научные работы, полностью основанные на методе численного эксперимента.

Задача будет выполнена на основе численного моделирования в сопряженной постановке (рабочая среда — интенсификаторы), что позволит получить прямую сравнительную тепловую характеристику между интенсификаторами различных типов и размеров.

Расчетная область и граничные условия

Геометрия расчетной области представлена на рис. 1. Вход воздуха осуществляется из подводной низкоскоростной полости с последующим импактным истечением через 10 рядов отверстий истечения, расположенных в шахматном порядке, и выводом отработанного воздуха в одном направлении, что соответствует типовой системе платформ сопловых аппаратов или участков жаровых труб. Для достижения максимального эффекта воздействия на сносящий поток интенсификаторы были расположены в промежутке между соседними отверстиями. Приведенная постановка задачи исследования позволяет рассмотреть область в периодичной постановке для значительной экономии расчетных ресурсов. Диаметр отверстий истечения d принимался как 1 мм, шаги между отверстиями X и Y — 4 мм, и расстояние до поверхности натекания h — 1,5 мм.

На входе в расчетную область были заданы температура T_0 (750 К) и расход воздуха, соответствующий исследуемому значению числа Рейнольдса в 10 000 и 30 000, определяемого по формуле (1):

$$Re = \frac{G}{A} \cdot \frac{d}{\mu} \tag{1}$$

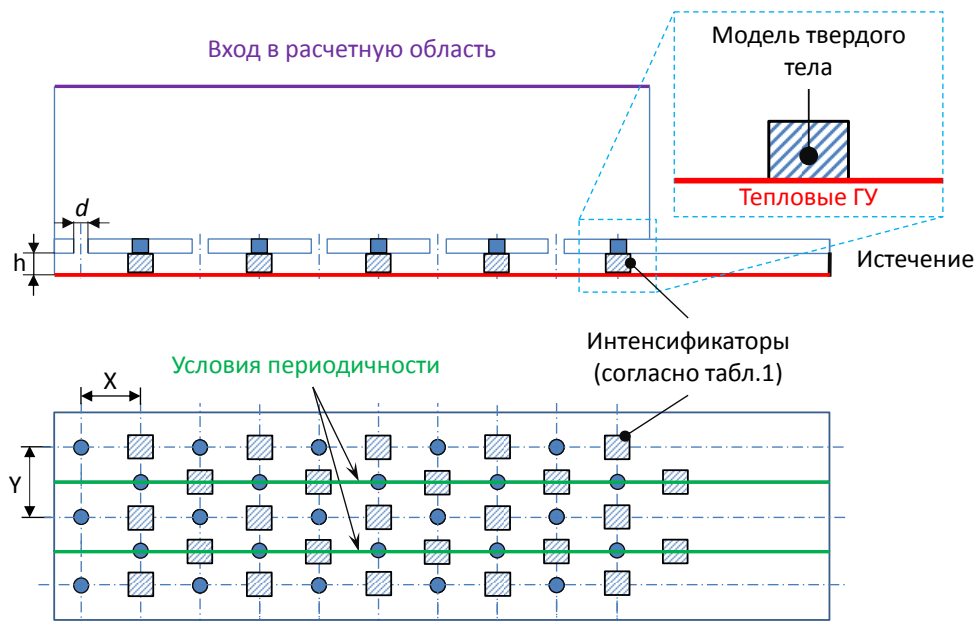


Рис. 1. Расчетная область

Fig. 1. The estimated area

На выходе заданы условия покоящегося воздуха и статическое давление истечения.

Изотермические тепловые условия T_w (1 000 К) были приложены на поверхность натекания, а также на проекции штырьков. Для вышеописанных условий коэффициент теплоотдачи определялся по формуле (2):

$$\alpha = \frac{q_w}{T_w - T_0}, \quad (2)$$

где q_w — тепловой поток между стенкой и охлаждающим воздухом или телами штырьков-интенсификаторов.

Соответствующее ему число Нуссельта определялось по формуле (3):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}. \quad (3)$$

На всех остальных вязких стенках были установлены условия адиабатного течения без проскальзывания.

Описание расчетного метода и выбор модели турбулентности

Математическая модель

Моделирование поля течения и характеристик теплообмена было проведено посредством дифференциального метода расчета, основанного на конечно-объемном методе решения уравнений гидрогазодинамики и теплообмена. Система уравнений (включающая уравнения Навье–Стокса, энергии и неразрывности), осредненных по Рейнольдсу, решалась в стационарной постановке с учетом сжимаемости и неизотермичности течения.

Сама по себе вышеуказанная система уравнений является незамкнутой, и решение таких задач возможно лишь при использовании дополнительных гипотез и моделей, определяющих взаимодействие крупномасштабных и мелкомасштабных турбулентных структур. Поэтому для замыкания системы необходимо использовать дополнительные уравнения, определяемые на основе выбранной модели турбулентности. Соответствие расчетов опытным данным в значительной степени определяется выбранной моделью турбулентности.

Детальный обзор и апробация моделей турбулентности были проведены в работе [1] для одиночной струи, где было показано, что такие коммерческие модели турбулентности, как realizable k- ϵ , SST k- ω и v2-f, могут быть применены для моделирования поля течения и характеристик теплообмена в задачах струйного натекания на преграду.

Задача многорядного струйного натекания, рассмотренная в данной работе, значительно сложнее задачи одиночной струи из-за дополнительного взаимодействия между струями, возникающего до и после соударения с поверхностью, а также натекающими струями и потоком, образованным воздухом, выпущенным из соседних отверстий.

Поэтому в данной работе была проведена более детальная апробация вышеуказанных моделей для конкретных геометрических и газодинамических условий задачи исследования с целью максимально точной валидации расчетного метода.

Расчетная сетка

Численное моделирование было проведено на неструктурированной гибридной сетке с характерной топологией, показанной на рис. 2. Сетка состоит из призматических блоков со сгущениями вблизи вязких стенок для более детального разрешения пограничного слоя. Пристеночное сгущение было сделано для достижения $y^+ < 1$ для первой ячейки вдоль всей поверхности стенки, что совершенно необходимо для струйных систем, характеризующихся очень сложной картиной течения именно в пристеночном регионе. Предварительный анализ зависимости целевых функций от размера сетки позволил остановиться на сетках достаточно малых размеров (3-4 млн. ячеек), что значительно оптимизировало время расчета.

Валидация расчетного метода

Валидация расчетного метода и выбор модели турбулентности, способной наиболее точно воспроизвести характеристики теплообмена при многорядном струйном натекании, были проведены для случая натекания на гладкую поверхность, для которой доступен достаточно обширный банк экспериментальных данных. Результирующие, осредненные по ряду числа Нуссельта, были верифицированы согласно критериальным зависимостям [15] и представлены на рис. 3. В результате анализа распределения интенсивности теплообмена по рядам установлена сильная зависимость интенсивности теплообмена от положения ряда вниз по потоку за счет падения статического давления и взаимодействия натекающих струй со сносящим потоком. Наименьшая погрешность расчета наблюдалась для модели турбулентности *realizable k-ε*, демонстрирующей совпадение с критериальными зависимостями в пределах 10% за исключением рядов 1 и 10, где погрешность расчета составила 15%. Модель турбулентности *v2-f* показывает сильно завышенные коэффициенты теплоотдачи для

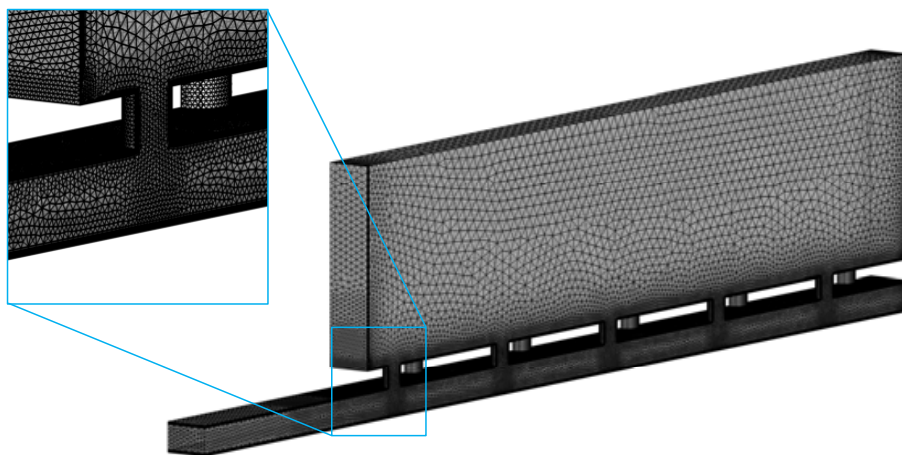


Рис. 2. Топология расчетной сетки

Fig. 2. The computational grid topology

практически для всех рядов, нарастая к выходу из расчетной области и достигая максимальной погрешности в 40%. Это может быть объяснено завышенной генерацией турбулентной кинетической энергии в регионе взаимодействия струй с натекающим потоком, последовательно накапливающейся вниз по потоку. Завышенное значение турбулентной кинетической энергии для модели $\nu 2-f$ было также отмечено для одиночной струи в работе. SST $k-\omega$ модель показывает достаточно хорошее совпадение в пределах 10% для рядов отверстий 1 по 6, возрастая до 20% для последних рядов.

На основе проведенного анализа модель турбулентности realizable $k-\epsilon$ была выбрана для дальнейшего исследования задачи интенсификации теплообмена при струйном натекании на поверхность.

Анализ результатов

Характеристики теплообмена при использовании интенсификаторов, описанных в таблице 1 и записанных в осредненных по ряду числах Нуссельта, приведены на рис. 4-6 для цилиндрических, призматических квадратных и призматических каплевидных типов интенсификаторов, соответственно, в сравнении с гладкой поверхностью натекания.

Анализ результатов показывает высокую эффективность интенсификаторов в зоне максимальной интенсивности сносящего потока, что доказывает их высокую эффективность по противодействию отклонения струи от нормального натекания. Максимальные значения интенсификации достигаются для больших геометрических размеров интенсификаторов любых типов из-за увеличения площади теплообменной поверхности. Как и в случае результатов работ, увеличение числа Рейнольдса приводит к уменьшению уровня интенсификации.

Установка крупных интенсификаторов ($D/d > 1,0$) на струйно-охлаждаемую поверхность приводит к интересному эффекту, который обязательно необходи-

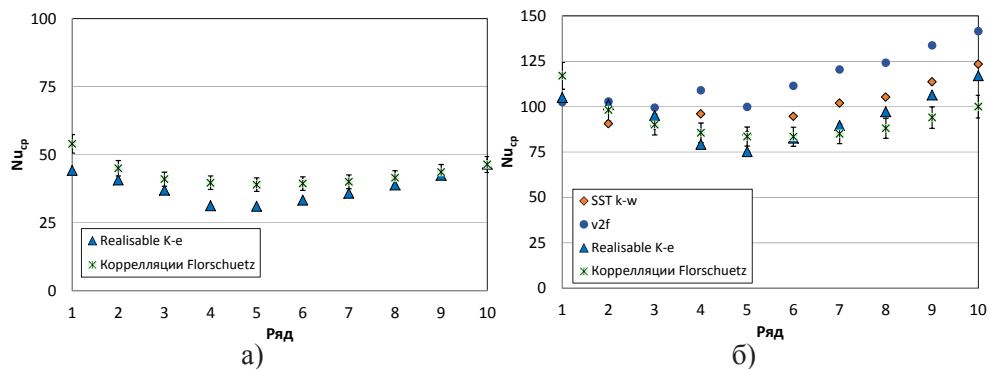


Рис. 3. Верификация: осредненные по ряду числа Нуссельта для многорядного натекания на гладкую поверхность для случаев: а) $Re=10\,000$, б) $Re=30\,000$

Fig. 3. Verification: Nusselt numbers range mean values for multi-tier leakage on a smooth surface for the cases: а) $Re = 10,000$, б) $Re = 30,000$

мо учитывать в процессе проектирования охлаждаемых элементов турбин: высокая (до 100-120% по сравнению с гладкой поверхностью натекания) интенсификация теплообмена для рядов вниз по потоку при уменьшении до 30% (по сравнению с гладкой поверхностью) интенсивности теплообмена в начальных рядах вверх по потоку. Использование данной схемы интенсификации может привести к локальному перегреву охлаждаемой поверхности и значительным тепловым градиентам. Поэтому важным элементом оптимизации системы струйного охлаждения должно быть стремление к получению не только максимальной интенсивности теплообмена, но и максимального выравнивания тепловых потоков по всему охлаждающему массиву струй.

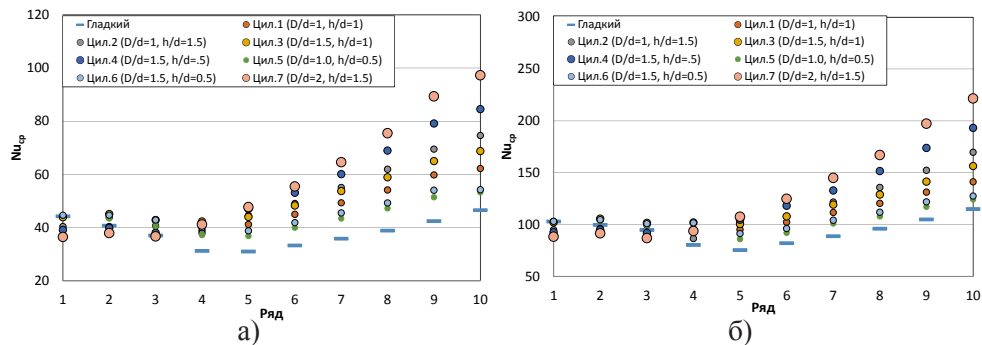


Рис. 4. Осредненные по ряду числа Нуссельта для многорядного натекания на гладкую поверхность с цилиндрическими интенсификаторами для случаев: а) $Re=10\ 000$, б) $Re=30\ 000$

Fig. 4. Nusselt numbers range mean values for multi-tier leakage on a smooth surface with cylindrical intensifiers for the cases: а) $Re = 10,000$, б) $Re = 30,000$

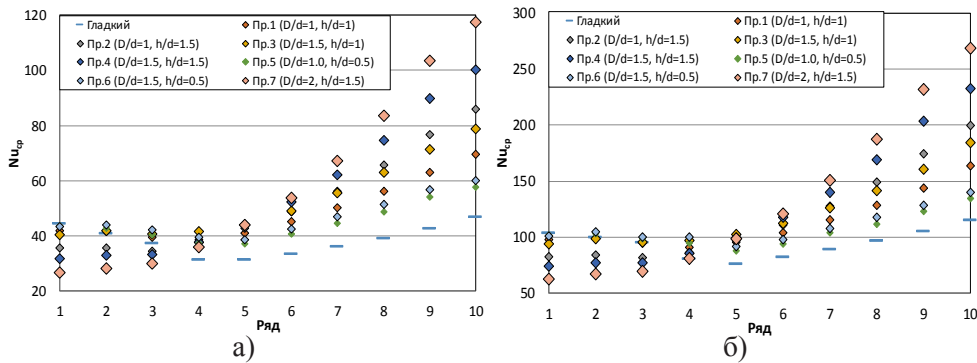


Рис. 5. Осредненные по ряду числа Нуссельта для многорядного натекания на гладкую поверхность с призматическими квадратными интенсификаторами для случаев: а) $Re=10\ 000$, б) $Re=30\ 000$

Fig. 5. Nusselt numbers range mean values for multi-tier leakage on a smooth surface with prismatic square intensifiers for the cases: а) $Re = 10,000$, б) $Re = 30,000$

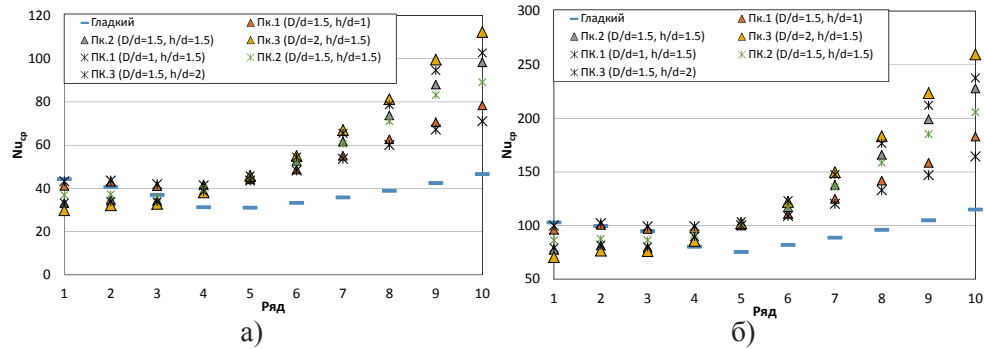


Рис. 6. Осредненные по ряду числа Нуссельта для многорядного натекания на гладкую поверхность с призматическими каплевидными интенсификаторами для случаев; а) $Re=10\,000$, б) $Re=30\,000$

Fig. 6. Nusselt numbers range mean values for multi-tier leakage on a smooth surface with prismatic drop-shaped intensifiers for the cases: a) $Re = 10,000$, b) $Re = 30,000$

Заключение

Проведенный анализ при сопряженной постановке воздух-интенсификаторы показал возможность интенсификации теплообмена на 100-150% локально по ряду при общем уровне интенсификации до 50% при приведении к гладкой поверхности натекания. Установка крупных интенсификаторов с $D/d > 1,0$ позволяет полностью защитить натекающую струю от негативного воздействия сносящего потока и одновременно значительно развить поверхность теплообмена, увеличивая эффективный теплосъем с поверхности охлаждения.

Установка крупных интенсификаторов приводит также к значительному перераспределению интенсивности теплообмена вдоль поверхности натекания, приводя к уменьшению до 30% интенсивности теплообмена в начальных рядах, что может привести к локальному перегреву охлаждаемой детали.

Дальнейшая оптимизация теплообмена в системе струйного охлаждения должна принимать во внимание неравномерность тепловых потоков и стремиться к их максимальному выравниванию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Седлов А. А. Численное моделирование процессов газодинамики и теплообмена при струйном натекании на поверхность / Седлов А. А., В. Л. Иванов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2012. № 4. С. 75-78.
2. Юдаев Б. Н. Техническая термодинамика. Теплопередача: Учеб. для неэнергетич. спец. вузов / Б. Н. Юдаев. М.: Высш. Шк., 1988. 479 с.: ил.
3. Abubakar M. E.-J. Impingement Jet Cooling with Ribs and Pin Fin Obstacles in Co-flow Configurations: Conjugate Heat Transfer Computational Fluid Dynamic Predictions / M. E.-J. Abubakar et al. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016. ASME Paper GT2016-57021. 2016.

4. Andrews G. E. Enhanced Impingement Heat Transfer: Comparison of Co-flow and Cross-flow with Rib Turbulators / G. E. Andrews et al. // Proceedings of IGTC2003 Tokyo TS-074, 8th International Gas Turbine Congress Tokyo, November 2-7, 2003.
5. Annerfeldt M. O. Experimental Investigation of Impingement Cooling with Turbulators or Surface Enlarging Elements / M. O. Annerfeldt. ASME paper 2001-GT-0149, 2001.
6. Barata J. M. M. Fountain Flows Produced by Multiple Impinging Jets in a Crossflow / J. M. M. Barata // AIAA Journal. 1996. No 34(12). Pp. 2523-2530.
7. Behnia M. Accurate Modeling of Impingement Jet Heat Transfer / M. Behnia, S. Parneix, P. Durbin // Center for Turbulence Research, Annual Research Briefs. 1997.
8. Bouchez J. P. Impingement Cooling From a Circular Jet in a Cross Flow / J. P. Bouchez, R. J. Goldstein // International Journal of Heat and Mass Transfer. No 18. Pp. 719-730.
9. Buchlin J. M. Convective Heat Transfer in Impinging-Gas-Jet Systems / J. M. Buchlin // von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series, 2000-03. 2000. Pp.1-33
10. Chang H. Experimental investigation on Impingement Heat Transfer from Rib Roughened Surface within Arrays of Circular Jet: Effect of Geometric Parameters / H. Chang et al. // Proceedings of ASME Turbo Expo 98. ASME Paper 98-GT-208. 1998.
11. Chang S. W. Heat Transfer of Impinging Jet-array over Convex Dimpled Surface with Application to Cooling of Combustion Chamber of Gas Turbine Engine / S. W. Chang et al. // Proceedings of National Kaohsiung Marine University. URL: <http://mail.nkmu.edu.tw>
12. Colucci D. Effect of Nozzle Geometry on Local Convective Heat Transfer to a Confined Impinging Air Jet / D. Colucci, R. Viskanta // Experimental Thermal and Fluid Science. 1996. No 13. Pp. 71-80.
13. Craft T. Impinging Jet Studies for Turbulent Model Assessment-2. An Examination of the Performance of Four Turbulence Models / T. Craft, H. Iacovides, L. Graham, B. Launder // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1993. No 36(10). Pp. 2685-2697.
14. Ekkard S. V. Jet Impingement Heat Transfer on Dimpled Target Surfaces / S. V. Ekkard, D. Kontrovitz // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2002. No 23. Pp. 22-28.
15. Florschuetz L. W. Streamwise Flow and Heat Transfer Distributions for Jet Array Impingement with Crossflow / L. W. Florschuetz, C. R. Truman, D. E. Metzger // Journal of Heat Transfer. 1981. No 103. Pp. 337-342.
16. Gao N. Heat Transfer to Impinging Round Jets with Triangular Tabs / N. Gao, H. Sun, D. Ewing // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003. No 46. Pp. 2557-2569.
17. Goldstein R. J. Impingement of a Circular Jet with and without Cross Flow / R. J. Goldstein, A. I. Behbahani // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1982. No 25. Pp. 1377-1382.
18. Han B. Aero-Thermal Performance of Internal Cooling Systems in Turbomachines / B. Han, R. Goldstein // von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series, 2000-03. 2000. Pp.1-57.
19. Han B. Jet-Impingement Heat Transfer in Gas Turbine Systems / B. Han, R. Goldstein // Annals of the New-York Academy of Science. 2001. No 934(1). Pp. 147-161.
20. Hofman H. M. Calculations of Steady and Pulsating Impinging Jets — An Assessment of 13 Widely used Turbulence Models / H. M. Hofman, R. Kaiser, M. Kind, H. Martin // Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals. 2007. No 51(6). Pp. 565-583.
21. Høglund H. Experimental Investigation of Impingement Cooling under a Staggered Array of Circular Jets / H. Høglund. Thesis Work at the Department of Energy Technology Royal Institute of Technology, KTH. 1999.

22. Katti V. Experimental Study and Theoretical Analysis of Local Heat Transfer Distribution Between Smooth Flat Surface and Impinging Air Jet from a Circular Straight Pipe Nozzle / V. Katti, S. Prabhu // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008. No 51(17-18). Pp. 4480-4495.
23. Kercher D. M. Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air / D. M. Kercher, W. Tabakoff // *ASME Journal of Engineering for Power*. 1970. No 92. Pp. 73-82.
24. Knowles K. Ground vortex Formed by Impinging Jets in Cross Flow / K. Knowles, D. Bray // *Journal of Aircraft*. 1993. No 30(6). Pp. 872-878.
25. Lee J. Stagnation Region Heat Transfer of a Turbulent Axisymmetric Jet Impingement / J. Lee, S. Lee // *Experimental Heat Transfer*. 1999. No 12(2). Pp. 137-156.
26. Lee D. H. Turbulent Heat Transfer from a Flat Surface to a Swirling Round Impinging Jet / D. H. Lee, S. Y. Won, Y. T. Kim, Y. S. Chung // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2002. No 45. Pp. 223-227.
27. Lytle D. Air jet Impingement Heat Transfer at Low Nozzle Plate Spacings / D. Lytle, B. W. Webb // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1994. No 37. Pp. 1687-1697.
28. Metzger D. E. Effects of Crossflow on Impingement Heat Transfer / D. E. Metzger, R. J. Korstad // *Journal of Engineering for Power*. 1972. No 94. Pp. 35-42.
29. Mhetras S. Impingement Heat Transfer from Jet Arrays on turbulated Target Walls at Large Reynolds Numbers / S. Mhetras et al. // *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land and Sea, San Antonio, Texas, USA, June 3-7, 2013*.
30. Obot N. T. Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 1 — Effects of Minimum, Intermediate, and Complete Crossflow for Small and Large Spacings / N. T. Obot, T. A. Trabold // *Journal of Heat Transfer*. 1987. No 109(4). Pp. 872-879.
31. Son C. An Investigation of the Application of Roughness Elements to Enhance Heat Transfer in an Impingement Cooling System / C. Son et al. // *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land and Sea, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005*.
32. Spring S. Jet impingement Heat Transfer / S. Spring, B. Weigand // *VKI Lecture Series*. 2010.
33. Spring S. CFD Heat Transfer Predictions of a Single Circular Jet Impinging with Crossflow / S. Spring, B. Weigand, W. Krebs, M. Hase // *Proceeding of 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, San Francisco, California, USA, AIAA 2006-3589, 2006*.
34. Trabold T. A. Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 2 — Effects of Crossflow in the Presence of Roughness Elements / T. A. Trabold, N. T. Obot // *Journal of Turbomachinery*. 1987. No 109(4). Pp. 594-601. DOI:10.1115/1.3262153
35. Wan C. Numerical Investigation of Impingement Heat transfer on a Flat and Square Pin-Fin Roughened Plates / C. Wan et al. // *Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land and Sea, San Antonio, Texas, USA, June 3-7, 2013*.
36. Yan X. Heat Transfer Measurements from a Flat Plate to a Swirling Impinging Jets / X. Yan, N. Saniel // *Proceedings of 11th International Heat Transfer Conference, Kvonju, Korea, 1998*.

Andrey A. SEDLOV¹
Igor N. BAIBUZENKO²
Vadim L. IVANOV³

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF IMPINGEMENT COOLING WITH ENHANCEMENT FEATURES

¹ Post-Graduate Student, Department of Gas Turbine and Nonconventional Power Plants, Bauman Moscow State Technical University
andrey.sedlov@yahoo.com

² Post-Graduate Student, Department of Gas Turbine and Nonconventional Power Plants, Bauman Moscow State Technical University
igor.baibuzenko@gmail.com

³ Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor, Department of Gas Turbine and Nonconventional Power Plants, Bauman Moscow State Technical University
vadimlivanov@yandex.ru

Abstract

CFD analysis for heat transfer and pressure losses was performed for various impingement enchantment features: cylindrical, prismatic (diamond and drop section) pins in the wide range of geometric parameters and Reynolds numbers from 10^4 up to $3 \cdot 10^4$. Unlike typical ambient experimental conditions, the current study performs the analysis for the conditions applicable for gas turbine engine in the coupled setting (air-intensifiers). This allowed considering the effect of increased heat transfer surface and summarizing the obtained results.

CFD modelling was performed using commercial code ANSYS Fluent 14.0, based on finite volume approach for solving the gas dynamic and heat transfer equations. The system of equations including Navier–Stokes equation, energy and continuity equations and Reynolds averaged was calculated for steady state conditions accounting for compressibility and non-isothermality of the flow.

Citation: Sedlov A. A., Baibuzenko I. N., Ivanov V. L. 2016. “Computational Analysis of Impingement Cooling with Enhancement Features”. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 2, no 4, pp. 25-40.
DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-25-40

Realizable k- ϵ turbulence model combined with Wolfstein model for the near wall layer was chosen for the calculations based on conducted validation according to criterial correlations for the main equation system locking.

The conducted analysis showed the possibility for heat transfer enhancement by 100-150% for mid row holes, while the general intensification level for the 10 studied rows consisted by 50%, if normalized by flat impingent surface. The installation of high blockage features with $D/d > 1.0$ allows to prevent the running flow from the negative impact of the cross flow and at the same time to increase the heat transfer area, what leads to the increase of cooling efficiency.

The installation of high blockage features causes also significant redistributions of the heat transfer intensity along the impingement surface, leading to the first rows intensity being decreased by up to 30%. It may lead to the local overheating, so it should be considered in the projection of highly loaded cooled turbine parts.

Keywords

Impingement cooling, CFD, computational modelling, gas dynamics, heat transfer enhancement, turbulence model, conjugate analysis.

DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-25-40

REFERENCES

1. Abubakar M. E.-J. et al. 2016. "Impingement Jet Cooling with Ribs and Pin Fin Obstacles in Co-Flow Configurations: Conjugate Heat Transfer Computational Fluid Dynamic Predictions". ASME Turbo Expo 2016, ASME Paper GT2016-57021.
2. Andrews G. E. et al. 2003. "Enhanced Impingement Heat Transfer: Comparison of Co-Flow and Cross-Flow with Rib Turbulators". Proceedings of IGTC2003 Tokyo TS-074, 8th International Gas Turbine Congress Tokyo, November 2-7.
3. Annerfeldt M. O. et al. 2001. "Experimental Investigation of Impingement Cooling with Turbulators or Surface Enlarging Elements". ASME paper 2001-GT-0149.
4. Barata J. M. M. 1996. "Fountain Flows Produced by Multiple Impinging Jets in a Crossflow". AIAA Journal, no 34(12), pp. 2523-2530.
5. Behnia M., Parneix S., Durbin P. 1997. "Accurate Modeling of Impingement Jet Heat Transfer". In: Annual Research Briefs. Center for Turbulence Research.
6. Bouchez J. P., Goldstein R. J. 1975. "Impingement Cooling From a Circular Jet in a Cross Flow". International Journal of Heat and Mass Transfer, no 18, pp. 719-730.
7. Buchlin J. M. 2000. "Convective Heat Transfer in Impinging-Gas-Jet Systems". In: von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series, 2000-03, pp.1-33.
8. Chang H. et al. 1998. "Experimental Investigation on Impingement Heat Transfer from Rib Roughened Surface within Arrays of Circular Jet: Effect of Geometric Parameters". Proceedings of ASME Turbo Expo 98, ASME Paper 98-GT-208.
9. Chang S. W. et al. "Heat Transfer of Impinging Jet-array over Convex Dimpled Surface with Application to Cooling of Combustion Chamber of gas turbine Engine". Proceedings of National Kaohsiung Marine University. <http://mail.nkmu.edu.tw>

10. Colucci D., Viskanta R. 1996. "Effect of Nozzle Geometry on Local Convective Heat Transfer to a Confined Impinging Air Jet". *Experimental Thermal and Fluid Science*, no 13, pp. 71-80.
11. Craft T., Iacovides H., Graham L., Launder B. 1993. "Impinging Jet Studies for Turbulent Model Assessment-2. An Examination of the Performance of Four Turbulence Models". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no 36(10), pp. 2685-2697.
12. Ekkard S. V., Kontrovitz D. 2002. "Jet Impingement Heat Transfer on Dimpled Target Surfaces". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, no 23, pp. 22-28.
13. Florschuetz L. W., Truman C. R., Metzger D. E. 1981. "Streamwise Flow and Heat Transfer Distributions for Jet Array Impingement with Crossflow". *Journal of Heat Transfer*, no 103, pp. 337-342.
14. Gao N., Sun H., Ewing D. 2003. "Heat Transfer to Impinging Round Jets with Triangular Tabs". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no 46, pp. 2557-2569.
15. Goldstein R. J., Behbahani A. I. 1982. "Impingement of a Circular Jet with and without Cross Flow". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no 25, pp. 1377-1382.
16. Han B., Goldstein R. 2000. "Aero-Thermal Performance of Internal Cooling Systems in Turbomachines". In: von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series, 2000-03, pp. 1-57.
17. Han B., Goldstein R. J. 2001. "Jet-Impingement Heat Transfer in Gas Turbine Systems". *Annals of the New-York Academy of Science*, no 934(1), pp. 147-161.
18. Hofman H. M., Kaiser R., Kind M., Martin H. 2007. "Calculations of Steady and Pulsating Impinging Jets — An Assessment of 13 Widely used Turbulence Models". *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, no 51(6), pp. 565-583.
19. Hoglund H. 1999. "Experimental Investigation of Impingement Cooling Under a Staggered Array of Circular Jets". Thesis Work at the Department of Energy Technology Royal Institute of Technology, KTH.
20. Katti V., Prabhu S. 2008. "Experimental Study and Theoretical Analysis of Local Heat Transfer Distribution Between Smooth Flat Surface and Impinging Air Jet from a Circular Straight Pipe Nozzle". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no 51(17-18), pp. 4480-4495.
21. Kercher D. M., Tabakoff W. 1970. "Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air". *ASME Journal of Engineering for Power*, no 92, pp. 73-82.
22. Knowles K., Bray D. 1993. "Ground Vortex Formed by Impinging Jets in Cross Flow". *Journal of Aircraft*, no 30(6), pp. 872-878.
23. Lee J., Lee S. 1999. "Stagnation Region Heat Transfer of a Turbulent Axisymmetric Jet Impingement". *Experimental Heat Transfer*, no 12(2), pp. 137-156.
24. Lee D. H., Won S. Y., Kim Y. T., Chung Y. S. 2002. "Turbulent Heat Transfer from a Flat Surface to a Swirling Round Impinging Jet". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no 45, pp. 223-227.
25. Lytle D., Webb B. W. 1994. "Air Jet Impingement Heat Transfer at Low Nozzle Plate Spacings". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no 37, pp. 1687-1697.
26. Metzger D. E., Korstad R. J. 1972. "Effects of Crossflow on Impingement Heat Transfer". *Journal of Engineering for Power*, no 94, pp. 35-42.

27. Mhetras S. et al. 2013. "Impingement Heat Transfer from Jet Arrays on Turbulated Target Walls at Large Reynolds Numbers". Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land and Sea, June 3-7, San Antonio, Texas, USA.
28. Obot N. T., Trabold T. A. 1987. "Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 1 — Effects of Minimum, Intermediate, and Complete Crossflow for Small and Large Spacings". Journal of Heat Transfer, no 109, pp. 872-879.
29. Sedlov A. A., Ivanov V. L. 2012. "Chislennoe modelirovanie protsessov gazodinamiki i teploobmena pri struynom natekanii na poverkhnost'" [Computational Analysis of Gas Dynamics and Heat Transfer for Impingement Cooling]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatcionnaya tekhnika, no 4, pp. 75-78.
30. Son C. et al. 2005. "An Investigation of the Application of Roughness Elements to Enhance Heat Transfer in an Impingement Cooling System". Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land and Sea. June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA.
31. Spring S., Weigand B., 2010. "Jet Impingement Heat Transfer". In: VKI Lecture Series.
32. Spring S., Weigand B., Krebs W., Hase M. 2006. "CFD Heat Transfer Predictions of a Single Circular Jet Impinging with Crossflow". Proceeding of 9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, San Francisco, California, USA, AIAA, pp. 2006-3589.
33. Trabold T. A., Obot N. T. 1987. "Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part 2 — Effects of Crossflow in the Presence of Roughness Elements". Journal of Turbomachinery, no 109(4), pp. 594-601. DOI:10.1115/1.3262153
34. Wan C. et al. 2013. "Numerical Investigation of Impingement Heat Transfer on a Flat and Square Pin-Fin Roughened Plates". Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land and Sea, June 3-7, San Antonio, Texas, USA.
35. Yan X., Saniel N. 1998. "Heat Transfer Measurements from a Flat Plate to a Swirling Impinging Jets". Proceedings of 11th International Heat Transfer Conference, Kvonju, Korea.
36. Yudaev B. N. 1988. Tekhnicheskaya termodinamika. Teploperedacha: Ucheb. dlya neenergetich. spets. vtuzov [Technical Thermodynamics. Heattransfer: Students Handbook]. Moscow: Visshaya Shkola.