ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2025, № 10, с. 17–32

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТА СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА В ТРАНСЗВУКОВЫХ УСЛОВИЯХ

© 2025 г. P. Ligrani[a], *, N. Knox[a]

[a] *University of Alabama in Huntsville, Huntsville, Alabama, 35899 USA*

**e-mail: pml0006@uah.edu*

Поступила в редакцию 26.11.2024 г.
После доработки 21.01.2025 г.
Принята к публикации 05.03.2025 г.

Проведен анализ экспериментальных данных по коэффициенту снижения результирующего теплового потока (NHFR – от англ. net heat flux reduction) для количественной оценки турбулентного конвективного теплопереноса в условиях пленочного охлаждения торцевой поверхности турбинной лопатки, оснащенной выемкой, при обтекании ее трансзвуковым потоком. Основное внимание уделено исследованию зависимости теплозащитных характеристик от ширины радиального зазора (GAP – от англ. tip gap magnitude). Результаты получены при различных параметрах вдува охлаждающего агента (охладителя), подаваемого из двух камер. Первая камера соединена с рядом отверстий, расположенных вдоль верхней части вогнутой поверхности лопатки; вторая камера обеспечивает подачу охладителя через два отверстия, имеющихся на торцевой поверхности лопатки в зоне передней и задней кромок. Анализ линейно осредненных значений NHFR выявил их существенную зависимость от параметров вдува (RoB_u, RoB_d) при радиальных зазорах разной ширины. Наибольшая чувствительность к изменению RoB_d наблюдается в зоне задней кромки при малом зазоре (1.2 мм), тогда как для зазора 2.0 мм эта зависимость практически отсутствует. При этом значения NHFR для малого зазора систематически превышают значения этого показателя для большого зазора при одинаковых условиях вдува. В отличие от торцевой зоны, распределение NHFR на торце вдоль вогнутой поверхности слабо зависит от изменения статического давления, вызванного изменением ширины зазора. Полученные результаты для сложного отрывного течения в пограничном слое являются новыми уникальными данными, которые не были представлены в опубликованных ранее исследованиях.

Ключевые слова: снижение результирующего теплового потока, NHFR, охлаждающая пленка, торцевая поверхность лопатки, выемка, радиальный зазор, параметр вдува, трансзвуковое течение

DOI: 10.56304/S0040363625701024

В данном исследовании для иллюстрации и количественной оценки турбулентного конвективного теплопереноса в сложных условиях пленочного охлаждения лопатки, на торцевой поверхности которой имеется выемка и которую обтекает трансзвуковой поток, используется параметр NHFR. Для определения локальных значений коэффициента NHFR применялись экспериментальные данные по эффективности пленочного охлаждения и коэффициентам теплоотдачи, полученные для заданной температуры охладителя, нормированной относительно температур стенки и основного потока. Такая методика позволяет комплексно оценить эффективность теплозащиты с учетом совместного влияния пространственного распределения охладителя, его расхода и особенностей турбулентного теплопереноса.

Несмотря на широкое использование в газотурбостроении параметра NHFR, массивы подробных данных, полученных при измерении этого параметра, редко приводятся в доступных публикациях. Из исследований, посвященных измерению NHFR, можно отметить работу [1], в которой описана методика определения этого параметра при пульсационном и нестационарном течении охлаждающей пленки при разных температурах основного потока и вдуваемого охладителя. Такой подход применялся и в [2] для исследования стационарного и нестационарного течения охладителя, подаваемого через одно отверстие в полуцилиндре, моделирующем участок передней кромки турбинной лопатки. В соответствии с результатами этих исследований при стационарном течении в пленке при пониженных параметрах вдува наблюдается рост коэффициента NHFR,

тогда как при пульсационном течении в пленке увеличение NHFR достигает 4.1% при повышенных параметрах вдува.

Авторы [3] провели численное исследование плоской решетки, состоящей из пяти лопаток, для получения тепловых характеристик лопаток трех типов: с плоским торцом, с выемкой в торце, с буртиком на торце вдоль выпуклой поверхности лопаток. Во всех случаях расположение отверстий для создания охлаждающей пленки было одинаковым. Наибольшее снижение тепловой нагрузки (максимальные значения NHFR) достигалось для лопаток с плоским торцом и сохранялось в широком диапазоне режимных параметров течения охлаждающей пленки. Наименьшие значения NHFR, соответствующие максимальным тепловым нагрузкам, были зафиксированы на лопатках с буртиком вдоль выпуклой поверхности лопатки. Сравнительный анализ показал, что лопатки с плоским торцом демонстрируют более высокие значения NHFR по сравнению с профилями, имеющими выемку в торце.

В исследовании [4] рассматривалась плоская решетка, состоящая из нескольких двумерных лопаток первой ступени газовой турбины высокого давления GE-E3. Решетка имела 11 межлопаточных каналов. Использовались лопатки с пленочным охлаждением, имеющие торец с выемкой или плоский торец. Для лопаток с выемкой в торце наблюдались более высокие местные значения NHFR и более низкие коэффициенты теплоотдачи, чем для лопаток с плоским торцом. Также отмечено, что при размещении отверстий для вдува на плоском торце вдоль вогнутой поверхности лопатки увеличиваются концевые потери при незначительном влиянии на распределение местного теплового потока вдоль поверхности. Для лопаток с выемкой в торце та же самая система создания охлаждающей пленки позволяет добиться более высоких локальных значений NHFR.

Цели настоящего исследования – получить данные о влиянии ширины радиального зазора у торца лопатки с выемкой, ограниченной буртиком по периметру, а также характеристики пленочного охлаждения при различных параметрах вдува охладителя, подаваемого через отверстия разных типов: ряд отверстий вдоль верхней части вогнутой поверхности лопатки и два торцевых отверстия в зонах передней и задней кромок. Особенностью эксперимента являлась подача охладителя через специально спроектированные камеры оригинальной конструкции.

Для количественной оценки снижения интенсивности теплообмена в трехмерном потоке, возникающем при вдуве охладителя в пограничный слой и приводящем к отрыву течения вдоль и вблизи торца с выемкой трансзвуковой лопатки газовой турбины использовался параметр NHFR.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

Аэродинамическая труба, решетка лопаток турбины и оснащенная датчиками лопатка с пленочным охлаждением

В работе [5] подробно описаны экспериментальная установка, используемая в настоящем исследовании, и ее основные компоненты: охлаждаемая лопатка, измерительные системы давления и температуры, а также система подачи охладителя для формирования защитной пленки. Рассмотрена процедура проведения измерений и определения коэффициентов теплоотдачи на поверхности лопатки и адиабатического КПД пленочного охлаждения. На рис. 1, *а* показан общий вид аэродинамической трубы с входным каналом, формирующим поток для плоской решетки профилей, а на рис. 1, *б* приведены геометрические параметры и компоновка самой решетки. На рис. 2, *а* представлен торец лопатки с выемкой, в том числе передняя и задняя группы отверстий и два отверстия на кромке лопатки, используемые для подачи охладителя, а на рис. 2, *б* – схема расположения отверстий в торцевой части вдоль вогнутой поверхности лопатки. Геометрические параметры поперечного сечения выемки (хорды) в торце лопатки указаны на рис. 3. Отношение толщины буртика со стороны спинки лопатки к ширине выемки составляет 0.370, а отношение глубины к ширине выемки равно 0.545, причем толщина буртика выемки меняется по периметру лопатки, а максимальное значение составляет 4.03 мм, минимальное – 2.07 мм. Как видно на рис. 2, буртик проходит по всему периметру торца лопатки.

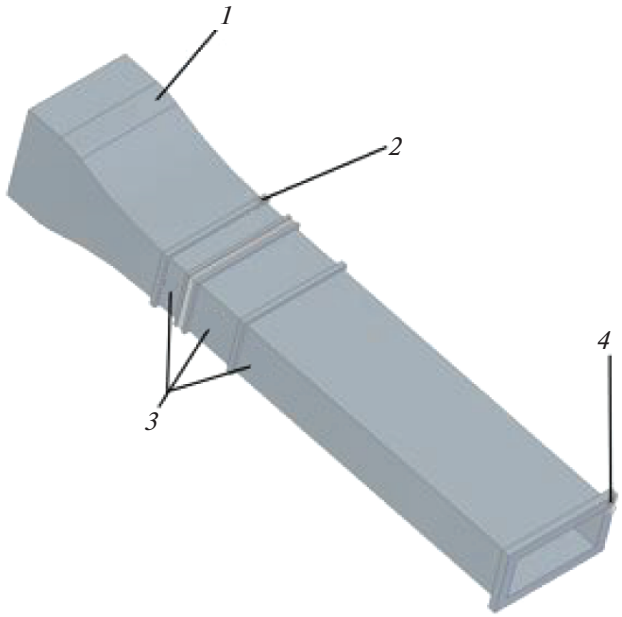
Следует отметить, что в некоторых других исследованиях иногда применяются буртики с разрывами для подачи охлаждающего воздуха из выемки вдоль верхних частей вогнутой и выгнутой поверхностей лопатки. В этом случае взаимодействие потоков охладителя и течения в радиальном зазоре будет отличаться от взаимодействия, наблюдавшегося в настоящем исследовании.

Рассчитанная толщина пограничного слоя на корпусе вблизи передней кромки каждой лопатки равнялась 4.0 мм, или примерно 5.5% осевой хорды решетки C_x. Согласно оценке, соответствующий форм-фактор Кармана составлял от 1.31 до 1.34. На входе в решетку поток имел следующие параметры:

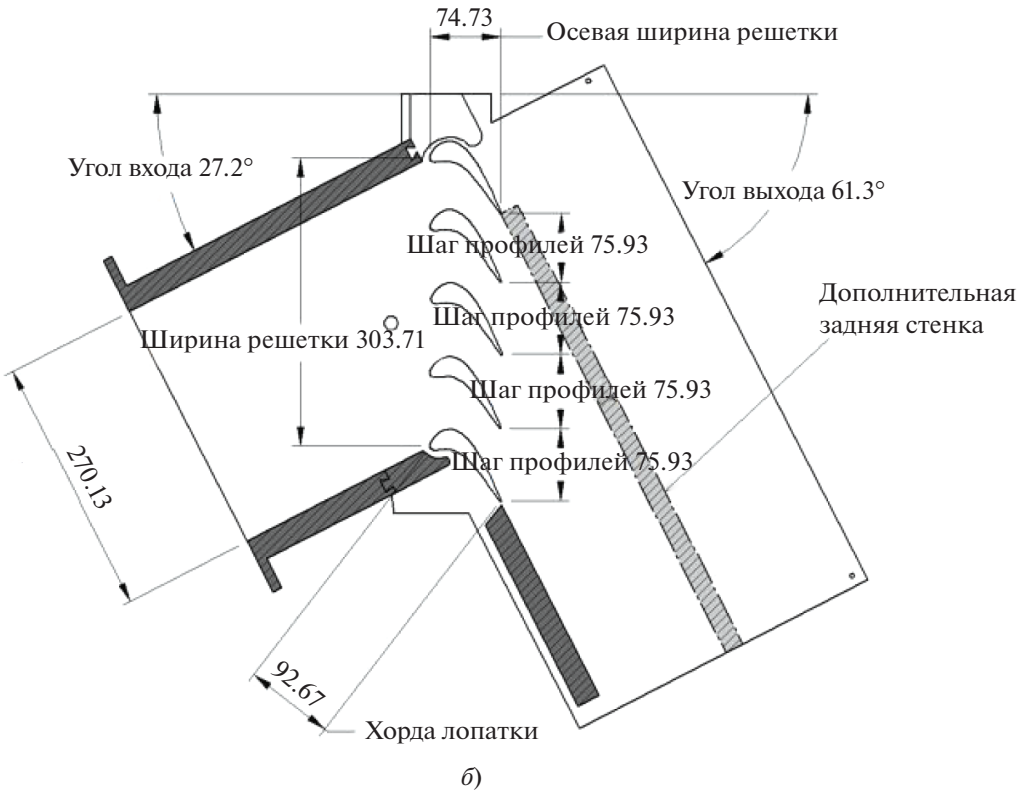
Статическая температура течения, K 321.2
Давление, кПа:
- статическое 192.1
- торможения 204.3

Скорость. м/с:
- звука 359.3
- течения 105.6

Число Маха 0.294



а)



б)

Рис. 1. Общий вид аэродинамической трубы (*а*) и входной канал с плоской решеткой профилей для подключения к опытному участку (*б*).
1 – дозвуковое сопло; *2* – турбулизирующая решетка; *3* – впускные каналы; *4* – неопреновая прокладка на входе в канал и рабочий участок с решеткой лопаток

В потоках между аэродинамическими следами лопаток вблизи выхода из решетки статическое давление и число Маха составляли примерно 101.4 кПа и 0.91 соответственно. Число Рейнольдса, рассчитанное по осевой ширине решетки и параметрам течения на входе, равнялось 815890. Температура и изоэнтропическое число Маха на входе определялись в контрольном сечении перед

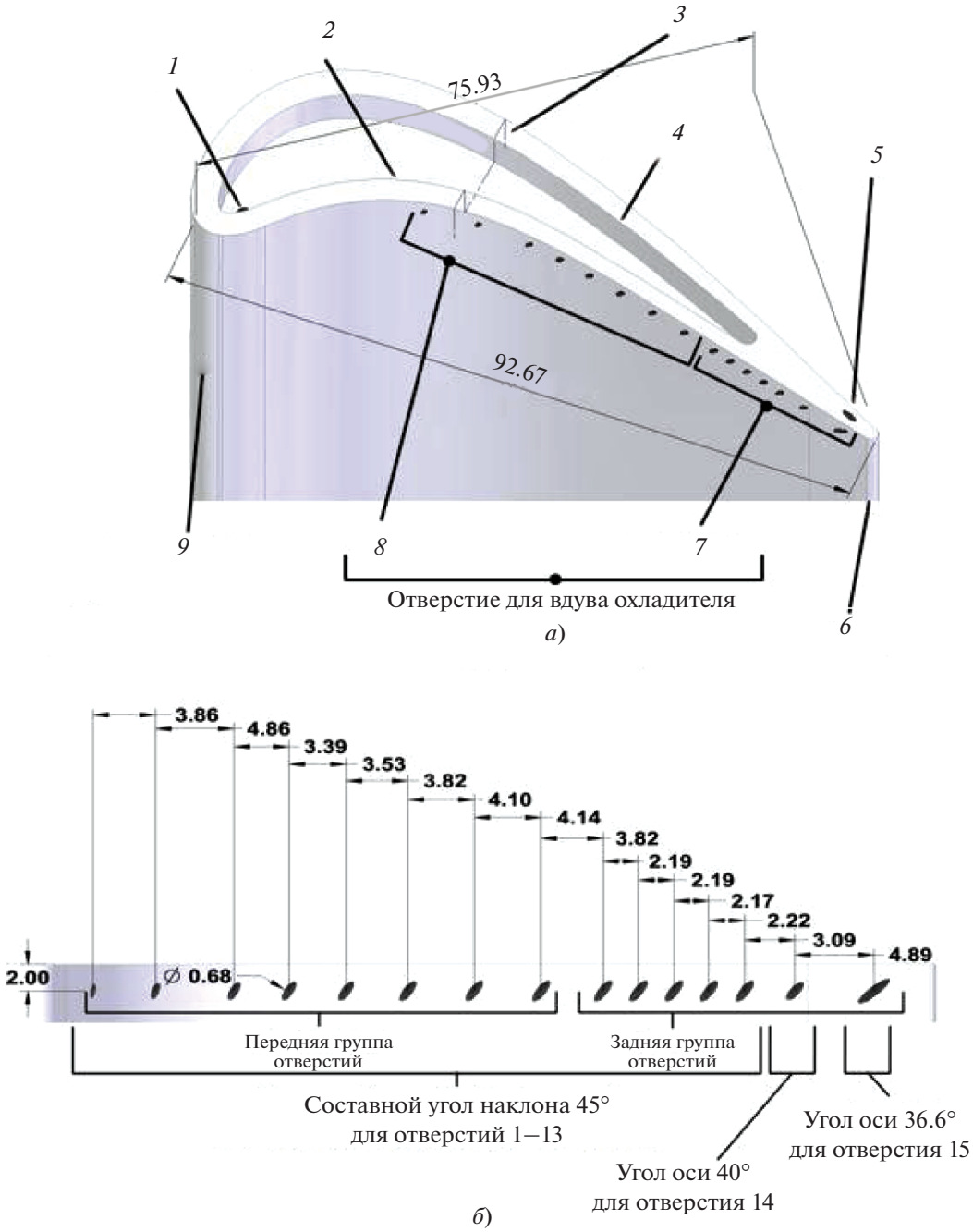


Рис. 2. Торец лопатки с выемкой и отверстиями для подачи охладителя (*а*) и расположение отверстий для вдува охладителя в буртике вдоль вогнутой поверхности лопатки (*б*).
1 – отверстие для вдува охладителя; *2* – выемка в торце лопатки; *3* – поперечное сечение, вид и размеры которого показаны на рис. 3; *4* – буртик выемки; *5* – задняя кромка; *6* – задняя группа отверстий; *7* – передняя группа отверстий; *8* – отверстия для вдува охладителя; *9* – передняя кромка

межлопаточными каналами, где формируются полностью развитые турбулентные гидродинамические и тепловые пограничные слои.

Температура поверхности на торце лопатки измерялась с помощью нескольких градуированных тонкопроволочных медно-константановых термопар Omega 5TC-TT-T-40-72 (типа T). Эти термопары устанавливались в специальные вставки, изготовленные из того же материала, что и лопатка, а именно из фотополимерной смолы Somos Watershed XC 11122. Каждая вставка монтировалась в специальный паз на торце лопатки таким образом, что их установка не приводила к появлению несплошностей и изменению торцевой

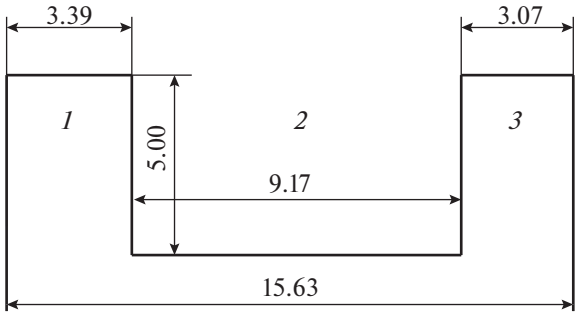


Рис. 3. Поперечное сечение выемки, показанное на рис. 2, *а*.
1 – буртик выемки с выпуклой стороны лопатки; *2* – выемка в торце лопатки; *3* – буртик выемки с вогнутой стороны лопатки

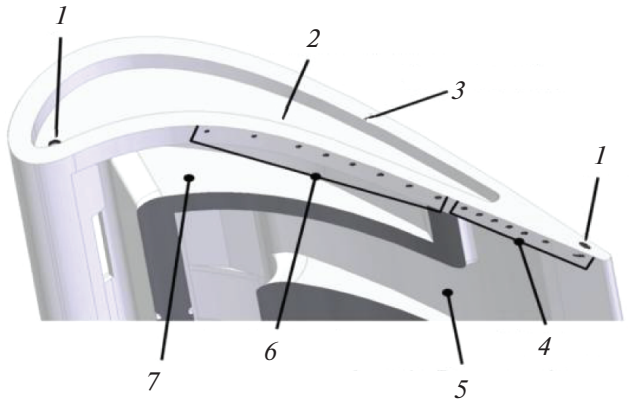


Рис. 4. Трехмерный вид внутренних каналов лопатки для подачи охладителя в переднюю и заднюю группы отверстий.
1 – отверстие для вдува охладителя; *2* – выемка в торце лопатки; *3* – буртик выемки; *4* – задняя группа отверстий; *5* – канал для подачи охладителя в переднюю группу отверстий; *6* – передняя группа отверстий; *7* – канал для подачи охладителя в заднюю группу отверстий

поверхности лопатки. Спай каждой термопары находился на глубине 0.41 мм. Температуры поверхности, измеренные на торце лопатки, использовались для градуировки изображений, полученных с помощью инфракрасной камеры (ИК-камеры). Обработка ИК-изображений поверхности выполнялась с учетом временной зависимости пространственного распределения температур. Градуировка осуществлялась путем сопоставления данных инфракрасной съемки с результатами непосредственных измерений температуры, что позволило скорректировать влияние изменения излучательной способности материала и присутствия охлаждающего газа (в частности, CO_2) в пристеночном слое [5].

Охладитель для создания пленки представлял собой смесь углекислого газа и воздуха с массовым содержанием каждого компонента 50%. Отношение плотности охладителя к плотности воздуха составляло примерно 1.3. Перед подачей в лопатку температуру охладителя снижали на 18–23°C относительно температуры в помещении лаборатории, где находилась экспериментальная установка. По результатам измерений массового расхода охладителя, давления и температуры в камерах подачи, а также локальных характеристик основного потока были определены ключевые параметры пленочного охлаждения, полностью характеризующие режим охлаждения поверхности: отношение плотностей охладителя и основного потока, отношения их скоростей и моментов количества движения, а также параметр вдува [5].

На рис. 4 представлен трехмерный вид лопатки с частичным разрезом, демонстрирующим внутренние каналы для подачи охладителя к передней и задней группам отверстий для создания охлаждающей пленки.

Обработав результаты измерений (в каждой точке измерений на поверхности) в соответствии с предусмотренной процедурой, получили распределение адиабатического КПД при охлаждении поверхности, который вычисляли по формуле

$$\eta_{ad} = \left(T_{aw_NFC} - T_{aw_FC}\right)/\left(T_{aw_NFC} - T_{c_exit}\right), \quad (1)$$

где T_{aw_FC} и T_{aw_NFC} – локальная адиабатическая температура поверхности с пленочным охлаждением и без него; T_{c_exit} – температура торможения пленочного охладителя на выходе из отверстий.

Затем из следующего соотношения находили локальные коэффициенты теплоотдачи α_f:

$$\dot{q}'' = \alpha_f \left(T_w - T_{aw_FC}\right), \quad (2)$$

где $\dot{q}''$ – локальный тепловой поток на поверхности с пленочным охлаждением; T_w – локальная температура поверхности.

Рассчитанные по соотношениям (1) и (2) параметры далее представляли в виде пространственных распределений, полученных по данным нестационарных экспериментов для каждой точки поверхности [5]. Эти распределения и осредненные по линии значения позволили определить локальные и осредненные значения NHFR. Локальные тепловые потоки $\dot{q}''$ вычисляли путем цифровой фильтрации временных зависимостей температуры с использованием фильтра с заданной импульсной характеристикой [5].

Контроль температуры поверхности лопатки осуществляли через оптическое окно, выполненное из селенида цинка (ZnSe) фирмой II-VI Corporation (г. Саксонбург, шт. Пенсильвания, США), с помощью инфракрасной камеры, установленной на специальных кронштейнах.

Лопатка была изготовлена из фотополимерного материала Somos Watershed XC 11122 (Protolabs

Характеристики теплоносителя, используемого для пленочного охлаждения (охладителя)

Характеристика	Охладитель, вдуваемый из камеры	
	передней	задней
Параметр вдува	$RoB_u = 2.67–3.07$	$RoB_d = 0.88–1.48$
Отношение моментов количества движения струи охладителя и основного потока	$RoMF_u = 5.47–7.25$	$RoMF_d = 0.46–1.69$
Отношение скоростей струи охладителя и основного потока	$RoV_u = 2.05–2.36$	$RoV_d = 0.68–1.14$

Inc., США). В экспериментах с вдувом охладителя инфракрасная камера фиксировала тепловое излучение поверхности с частотой 30 Гц при разрешении 998 × 750 пикселей с использованием программного обеспечения FLIR IR Research, преобразующего интенсивность излучения в градации серого с последующей записью в видеофайл.

Обработка данных, полученных с помощью инфракрасной камеры, включала в себя следующие этапы:

определение градаций серого для пикселей в зонах расположения термопар с использованием MATLAB R2019a;

совместный анализ градаций серого и температурных данных в Microsoft Excel 2016 для построения калибровочных зависимостей;

расчет поверхностных тепловых потоков методом импульсного возмущения [5] с применением MATLAB R2019a.

Нестационарные тепловые режимы формировались путем изменения температуры торможения основного потока на входе в решетку профилей, что соответствует условиям для реализации метода импульсного возмущения. Исследование проводилось в два этапа: сначала устанавливалось стационарное полностью трансзвуковое течение, после чего создавались нестационарные условия теплообмена посредством изменения температуры на входе в решетку. Подробное описание методики выполнения экспериментов и обработки данных представлено в работе [5].

Параметры теплоносителя для пленочного охлаждения приведены в таблице. В качестве охладителя применялась смесь углекислого газа и воздуха. Отношение плотностей охладителя и основного потока равнялось примерно 1.3.

Характеристики основного потока на входе в решетку следующие:

Число Маха на входе в решетку 0.28
Скорость, м/с:
звука 357.5
потока 100.1
Температура, K 318
Статическая плотность, кг/м^3 ..... 3.78
Число Рейнольдса, рассчитанное по аксиальной хорде решетки ..... 1.51×10^6

На выходе из решетки (невозмущенный поток) число Маха составляло 0.85.

Более подробно характеристики пленочного охлаждения, представляющие интерес для исследователей, обсуждаются в [5].

Зоны лопатки, в которых проводилось осреднение параметров по линии, показаны на рис. 5. Использованная в данной работе процедура осреднения по линии рассмотрена в [5].

Экспериментальные неопределенности

В соответствии с [6, 7] были определены неопределенности измерения следующих величин:

Давление, кПа ..... ±0.75
Температура, °C ..... ±0.1
Параметр вдува, % ..... ±5.0
Расход охлаждающей пленки, % ..... ±4.0
Коэффициент теплоотдачи, % ..... От ±5.8 до 6.8
КПД охлаждения, % ..... ±4.5
Параметр NHFR, % ..... От ±6.0 до 7.0

Минимальная погрешность измерения температуры (±0.1°C) была достигнута благодаря использованию предварительно проградуированных термопар. При проведении измерений методом инфракрасной термографии погрешность измерения температуры находилась в диапазоне от ±0.2 до ±0.35°C.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ NHFR

Зависимость отношения локального теплового потока на поверхности с пленочным охлаждением $\dot{q}''$ к аналогичному параметру без пленочного охлаждения $\dot{q}_0''$ от безразмерной температуры охладителя θ в некоторой точке исследуемой поверхности описывается формулой

$$\dot{q}''/\dot{q}_0'' = (\alpha_f/\alpha_0)(1 - \eta_{ad}\theta), \qquad (3)$$

где α_0 – локальный коэффициент теплоотдачи для исходной лопатки без пленочного охлаждения; безразмерная температура охладителя $\theta = (T_{aw_NFC} - T_{c_exit})/(T_{aw_NFC} - T_w)$.

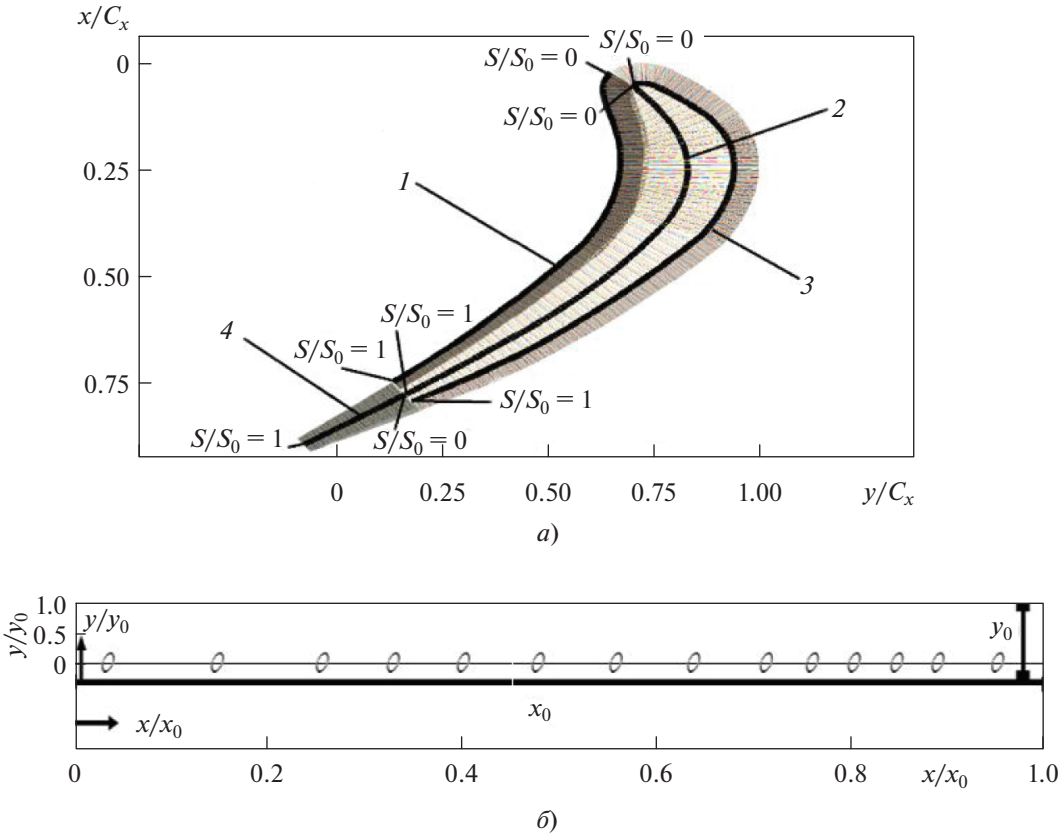


Рис. 5. Области торца лопатки, используемые для осреднения NHFR по линии значений, включая буртик вогнутой поверхности лопатки, выемку в торце лопатки, буртик выпуклой поверхности лопатки (*а*), область задней кромки (*б*) [5]. Полиномиальная кривая, аппроксимирующая контур: *1* – вогнутой поверхности лопатки; *2* – выемки в торце лопатки; *3* – выпуклой поверхности лопатки; *4* – задней кромки на торце лопатки

На рис. 6 показана зависимость, рассчитанная по (3) для конкретной точки поверхности. Графическая интерпретация этой зависимости позволяет определить отрезок на вертикальной оси, соответствующий отношению коэффициентов теплоотдачи α_f/α_0, и отрезок на горизонтальной оси, равный $1/\eta_{ad}$. Методологический подход, использованный для получения формулы (3), базируется на гипотезе об эквивалентности тепловых потоков, определяемых по температурному напору $(T_w - T_{aw_FC})$ и по разности температур $(T_w - T_{r\infty})$ ($T_{r\infty}$ – температура восстановления основного потока). Следует отметить, что в настоящем исследовании температура $T_{r\infty}$ принята эквивалентной температуре T_{aw_NFC}.

Локальное значение NHFR может быть вычислено с помощью рассчитанного по формуле (3) отношения $\dot{q}''/\dot{q}_0''$ с использованием следующего выражения:

$$\mathrm{NHFR} = 1 - \dot{q}''/\dot{q}_0''. \qquad (4)$$

В настоящей работе NHFR определяли для $\theta = 1.3$ (см. рис. 6), так как именно это значение соответствует характерным условиям охлаждения лопаток газовой турбины. Найденные значения NHFR далее будут представлены в форме распределения локальных значений по поверхности, а также значений, осредненных по линиям.

Согласно полученным данным, в каждой точке измерений наблюдается линейная или близкая к линейной зависимость $\dot{q}''/\dot{q}_0''$ от θ. Отклонения

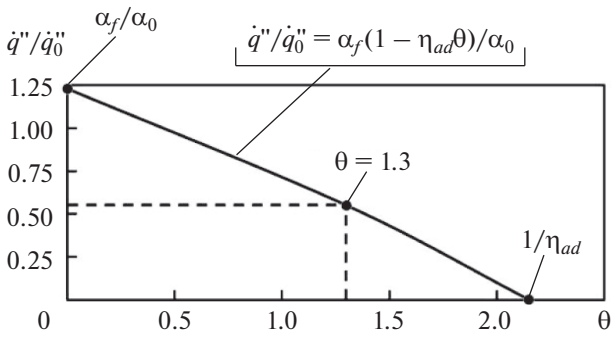


Рис. 6. Зависимость относительного теплового потока от безразмерной температуры охладителя в одной точке торца лопатки

от линейной функции могут быть обусловлены влиянием переменности физических свойств, в первую очередь изменением локальной статической плотности в различных областях потока. В настоящем исследовании нелинейные эффекты, как правило, незначительны, что отчасти объясняется малым влиянием отношения плотности охладителя к плотности основного потока, составляющего примерно 1.3.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Экспериментальные исследования были выполнены при двух значениях радиального зазора GAP в верхней части лопатки: 1.2 и 2.0 мм. Меньший (узкий) зазор (1.2 мм) соответствует 1.01% высоты лопатки и 1.65% хорды лопатки C_x. Больший (широкий) зазор (2.0 мм) составляет 1.68% высоты лопатки и 2.75% C_x.

Определение локальных значений NHFR с использованием КПД пленочного охлаждения и коэффициента теплоотдачи на поверхности лопатки

Локальные значения NHFR рассчитывались по экспериментально найденным значениям адиабатического КПД пленочного охлаждения и коэффициента теплоотдачи с использованием формул (3) и (4). Расчеты выполнялись для заданной безразмерной температуры охладителя $\theta = 1.3$.

Для визуализации методики определения NHFR на рис. 7–9 представлены локальные распределения параметров, полученные при широком радиальном зазоре (2.0 мм). Исследования проводились при параметрах вдува $RoB_u = 2.73$ и $RoB_d = 1.48$ по всей поверхности торца лопатки с выемкой (см. рис. 7, *а*; 8, *а* и 9, *а*), а в области вогнутой поверхности лопатки при $RoB_u = 2.67$ и $RoB_d = 1.48$ (см. рис. 7, *б*; 8, *б* и 9, *б*).

Распределения адиабатического КПД (см. рис. 7) и относительного коэффициента теплоотдачи

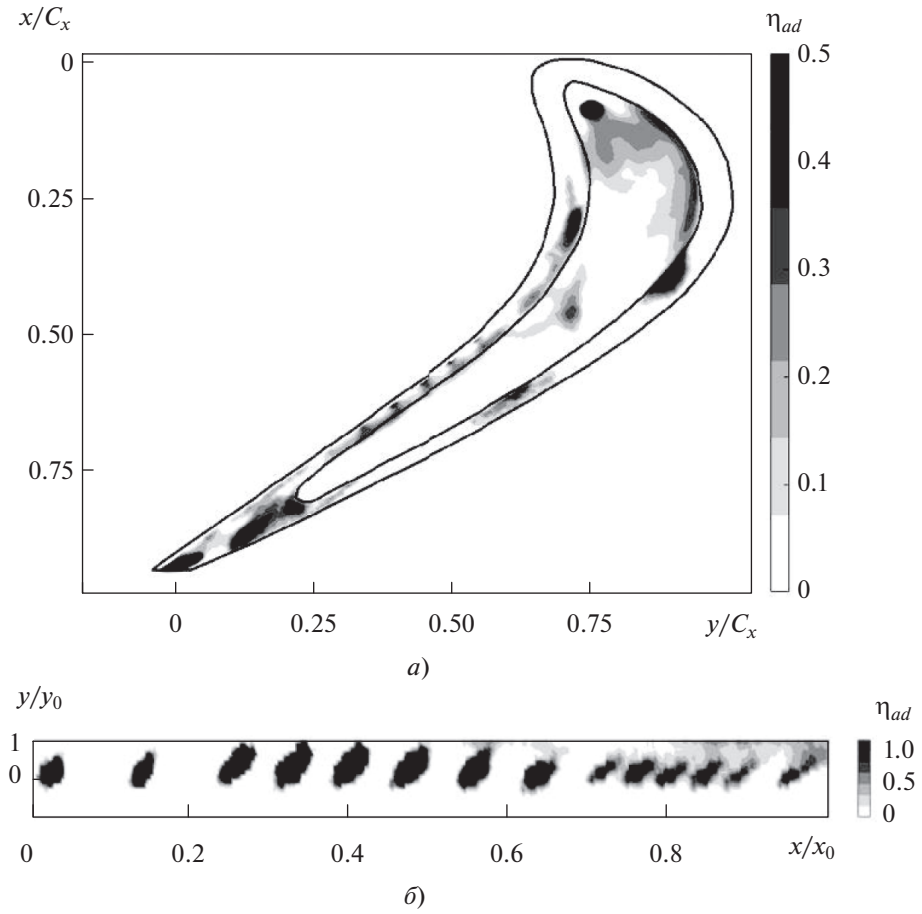


Рис. 7. Распределение адиабатического КПД пленочного охлаждения на торцевой поверхности лопатки при широком зазоре.
а – для отверстий в торце лопатки: $RoB_u = 2.73$ и $RoB_d = 1.48$; *б* – для отверстий в торцевой части вогнутой поверхности лопатки: $RoB_u = 2.67$ и $RoB_d = 1.48$

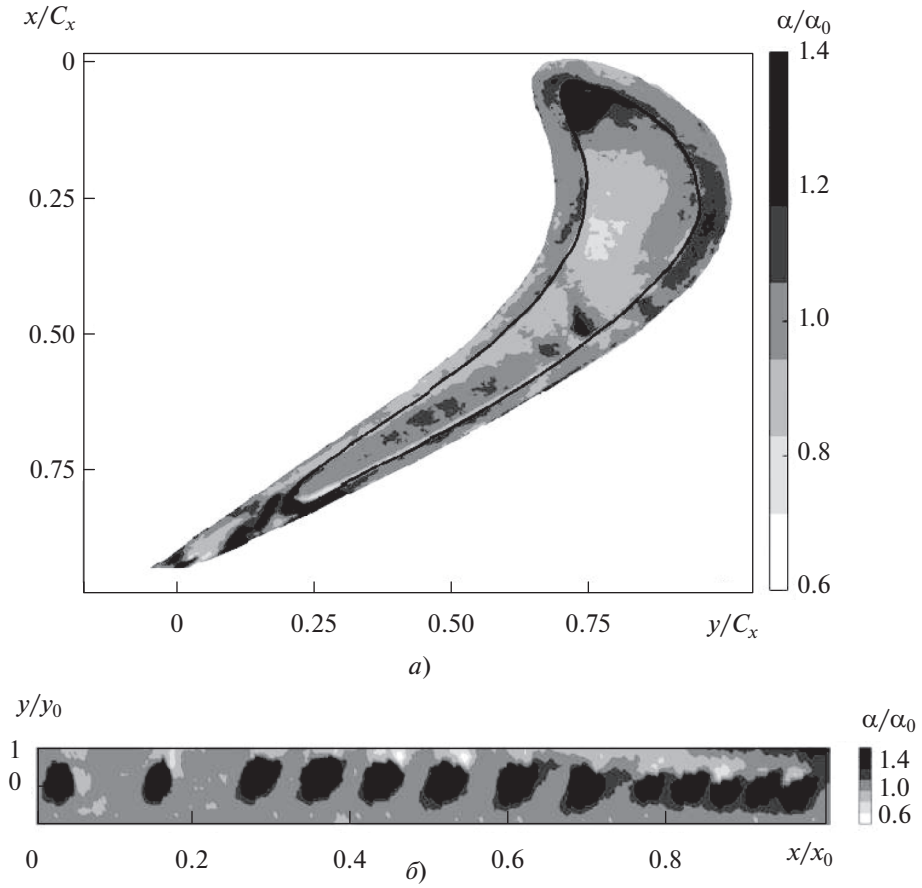


Рис. 8. Распределение относительного коэффициента теплоотдачи на торцевой поверхности лопатки при широком зазоре.
Обозначения см. рис. 7

(см. рис. 8) были использованы совместно с (3) и (4) для расчета поверхностного распределения NHFR, представленного на рис. 9. В области отверстия у передней кромки (см. рис. 7, *а*) отмечается зона максимальной эффективности охлаждения с пиковыми значениями непосредственно за точкой вдува по направлению течения охладителя. Охладитель, поступающий из этого отверстия, эффективно охлаждает буртик с вогнутой стороны лопатки, а на стороне разрежения (выпуклой) – буртик на участке с координатой $x/C_x = 0.30–0.50$. Охлаждающий эффект наиболее выражен на вогнутой стороне при $x/C_x = 0.50–0.70$ (охладитель подается из отверстий передней камеры). На всей поверхности выемки происходит устойчивое пленочное охлаждение, обусловленное подачей теплоносителя из отверстия на торце лопатки у ее задней кромки, а также вдувом охладителя из задней камеры через отверстия на вогнутой поверхности лопатки.

Распределение абиабатического КПД охлаждения в торце лопатки вблизи выпуклой стороны, которое обеспечивается охладителем, поступающим из передней и задней групп отверстий, показано на рис. 7, *б*. Наблюдается выраженное угловое отклонение струй охладителя вниз по потоку (особенно для задней группы отверстий), а также под воздействием внешнего течения траектории этих струй смещаются к верхнему углу задней кромки на вогнутой поверхности лопатки.

На рис. 8, *а* представлены распределения относительного коэффициента теплоотдачи, указывающие на наличие зон с интенсифицированным теплообменом. Усиление теплопереноса обусловлено возрастанием касательных напряжений и турбулентного перемешивания при взаимодействии охлаждающих струй с пограничным слоем и отрывными течениями. Экспериментальные данные демонстрируют четко выраженные области повышенного теплообмена: вблизи отверстия в выемке на торцевой поверхности у передней кромки, а также на участке буртика ($0.20 < x/C_x < 0.40$) на вогнутой поверхности лопатки. В окрестности задней кромки наблюдается существенное усиление турбулентного теплопереноса, обусловленное взаимодействием струй

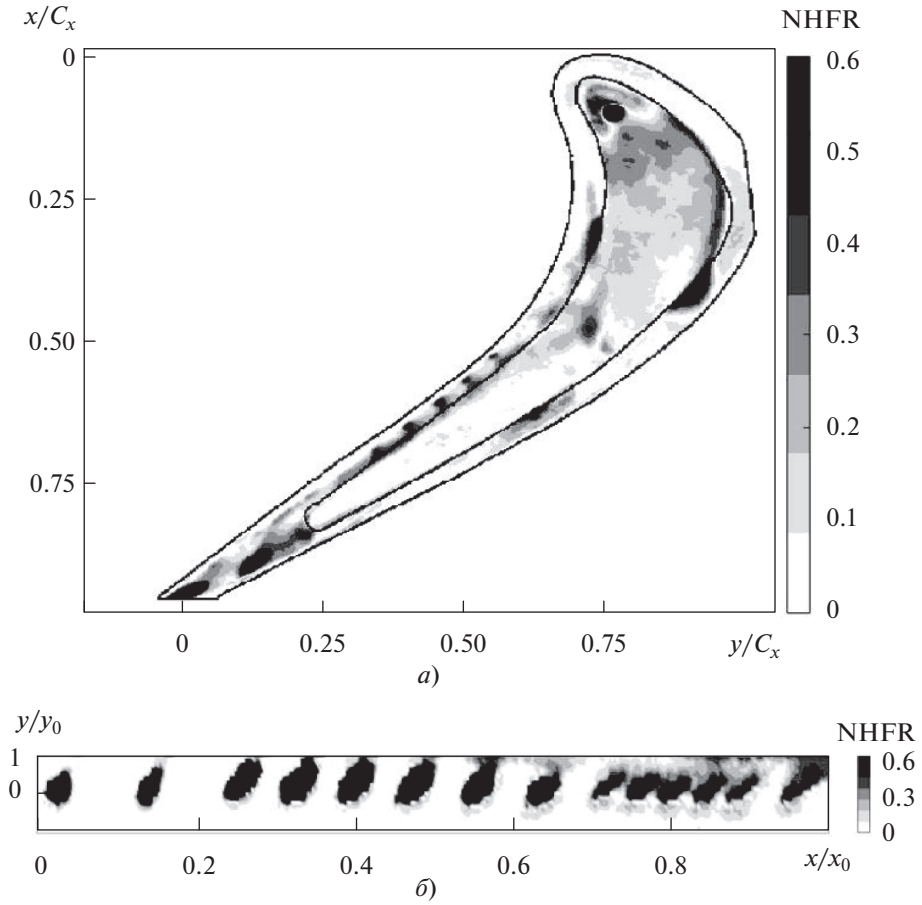


Рис. 9. Распределение NHFR на торцевой поверхности лопатки при широком зазоре. Обозначения см. рис. 7

охладителя, истекающих из отверстия вблизи задней кромки и отверстий задней группы на вогнутой поверхности.

Особый интерес представляют периодические локальные максимумы относительного коэффициента теплоотдачи, четко выраженные в диапазоне $0.50 < x/C_x < 0.75$. Предполагается, что эти максимумы обусловлены взаимодействием струй охладителя, подаваемого из передней камеры. Относительно умеренное возрастание локальных коэффициентов теплоотдачи объясняется особенностями отрывного течения: охлаждающие пленки, стекая с вогнутой поверхности и поворачивая у задней кромки, повторно присоединяются к поверхности в области буртика. Локальные отрывы потока, вызванные взаимодействием струй, вытекающих из разных отверстий, характеризуются пониженной интенсивностью турбулентного перемешивания.

На рис. 8, *б* распределения относительных коэффициентов теплоотдачи свидетельствуют о локальном усилении турбулентного переноса вблизи отверстий подачи охладителя. Особый интерес представляют зоны с $\alpha/\alpha_0 < 1.0$, наблюдаемые непосредственно за точками вдува. Данный эффект объясняется образованием локальных отрывных течений, возникающих вследствие вытеснения основного потока охлаждающими струями после их выхода из отверстий. Распределения коэффициента NHFR, показанные на рис. 9, отражают совокупное влияние ключевых факторов пленочного охлаждения: подачи охладителя, параметров вдува и турбулентного теплопереноса. Как видно на рис. 9, *а*, максимальные значения NHFR локализованы в трех характерных зонах:

вблизи отверстия у передней кромки и по направлению струи;

вдоль буртиков на вогнутой и выпуклой поверхностях лопатки;

на участке $0.50 < x/C_x < 0.75$ вогнутой поверхности и в выемке у задней кромки.

Повышенные значения NHFR (см. рис. 9, *б*) в верхней части вогнутой поверхности лопатки коррелируют с зонами повышенной эффективности охлаждения и интенсификации теплообмена, показанными на рис. 7, *б* и 8, *б*.

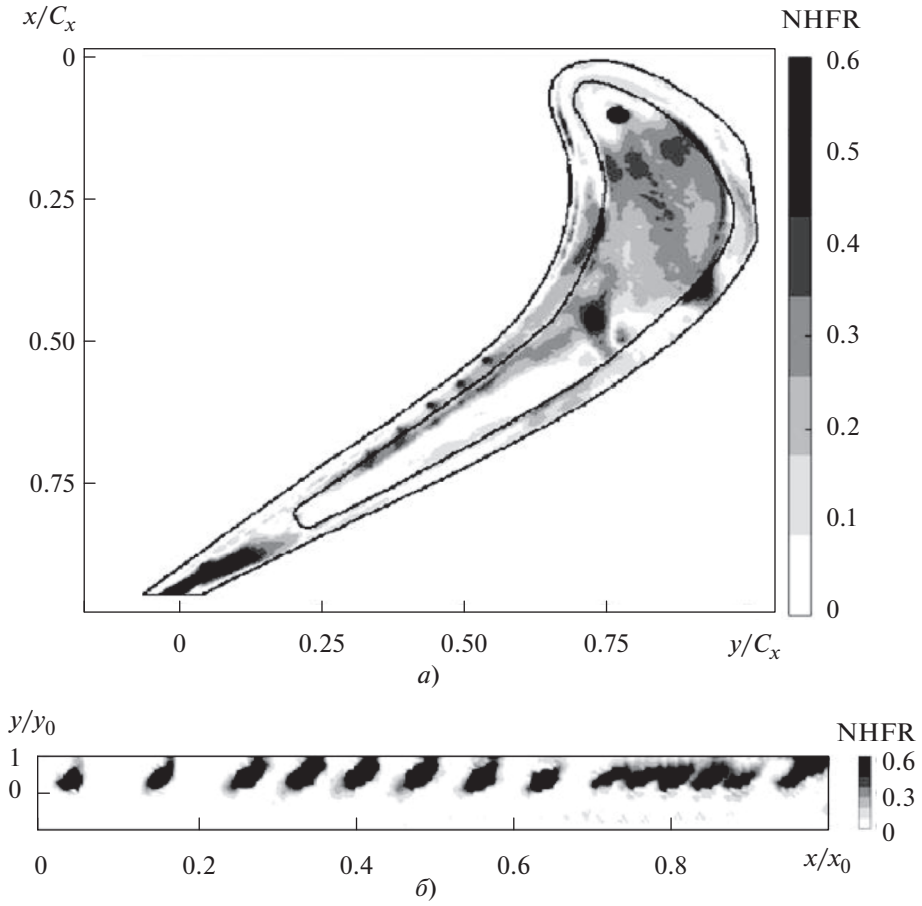


Рис. 10. Распределение NHFR на торцевой поверхности лопатки при узком радиальном зазоре.
а – для отверстий в торце лопатки: $RoB_u = 3.01$ и $RoB_d = 1.40$; *б* – для отверстий в торцевой части вогнутой поверхности лопатки: $RoB_u = 2.92$ и $RoB_d = 1.39$

Влияние ширины радиального зазора на распределение локальных значений NHFR

На рис. 9 показаны распределения локальных значений NHFR при широком радиальном зазоре, а на рис. 10 – аналогичные распределения для уменьшенного зазора. На передней кромке лопатки (см. рис. 9, *а*) параметры вдува составили $RoB_u = 2.73$ и $RoB_d = 1.48$, а в верхней части вогнутой поверхности (см. рис. 9, *б*) – $RoB_u = 2.67$ и $RoB_d = 1.48$. При узком зазоре на передней кромке лопатки (см. рис. 10, *а*) зафиксированы значения $RoB_u = 3.01$ и $RoB_d = 1.40$, а на вогнутой поверхности (см. рис. 10, *б*) – $RoB_u = 2.92$ и $RoB_d = 1.39$.

При сравнительном анализе распределений, показанных на рис. 9, *а* и 10, *а*, было выявлено увеличение значений NHFR при уменьшении радиального зазора при сопоставимых параметрах вдува (RoB_u и RoB_d). Наиболее существенный рост NHFR наблюдался в двух характерных областях: в прикорневой зоне передней кромки выемки и вдоль буртика вогнутой поверхности. Полученные данные свидетельствуют также о расширении зоны эффективного пленочного охлаждения вблизи задней кромки при уменьшении зазора. Указанные особенности распределения NHFR могут быть объяснены различиями в числах Маха для течений в зазорах разной ширины, что существенно влияет на динамику взаимодействия охлаждающих струй с основным потоком. Уменьшение радиального зазора приводит к возрастанию отношения чисел Маха охладителя и основного потока, что увеличивает долю теплоносителя, участвующего в охлаждении верхней части лопатки. Анализируя распределения NHFR (см. рис. 9, *а* и 10, *а*), можно видеть значительные области с нулевыми значениями коэффициента снижения результирующего теплового потока, занимающие бóльшую площадь при широком зазоре. Данный эффект объясняется отсутствием охладителя в этих зонах и снижением интенсивности турбулентного перемешивания, обусловленного уменьшением касательных напряжений на границах охлаждающих струй.

В отличие от существенной зависимости распределений NHFR на торцевой поверхности ло-

патки от ширины радиального зазора, пространственные распределения этого коэффициента в верхней части вогнутой поверхности (см. рис. 9, *б* и 10, *б*) значительно менее чувствительны к изменению ширины зазора.

Влияние ширины радиального зазора на распределения осредненных по линии значений NHFR на торцевой поверхности лопатки

На рис. 11–13 показаны распределения значений NHFR, осредненных по линии, на торцевой поверхности лопатки при разной ширине радиального зазора. При узком зазоре (1.2 мм) параметры вдува составили $RoB_u = 3.01$ и $RoB_d = 1.40$, при широком (2.0 мм) – $RoB_u = 2.73$ и $RoB_d = 1.48$. Рисунки 11–13 иллюстрируют распределения NHFR на буртиках вдоль вогнутой и выпуклой поверхностей, в выемке на торцевой поверхности лопатки и в зоне задней кромки.

Анализ рис. 11–13 показывает систематическое превышение NHFR при узком зазоре по сравнению с этим показателем при широком зазоре при сопоставимых значениях координаты S/S_0 и параметров вдува (RoB_u, RoB_d). Наиболее существенные различия наблюдаются в трех ключевых областях: прикорневой зоне передней кромки торцевой выемки; на буртиках вдоль выпуклой и вогнутой поверхностей лопатки; в области задней кромки ($S/S_0 > 0.4$). Особый интерес представляет периодичность распределения NHFR около буртика вдоль вогнутой поверхности (см. рис. 11) при $S/S_0 > 0.5$, обусловленная повышенным расходом охладителя через переднюю группу отверстий. В торцевой выемке (см. рис. 12) отмечается существенное влияние струи из переднего отверстия ($S/S_0 \approx 0{,}1$), эффект которого прослеживается вдоль всего течения.

Наблюдаемые изменения в зависимости NHFR от ширины зазора обусловлены существенным влиянием данного геометрического параметра на аэродинамические характеристики течения. Ключевыми факторами являются раз-

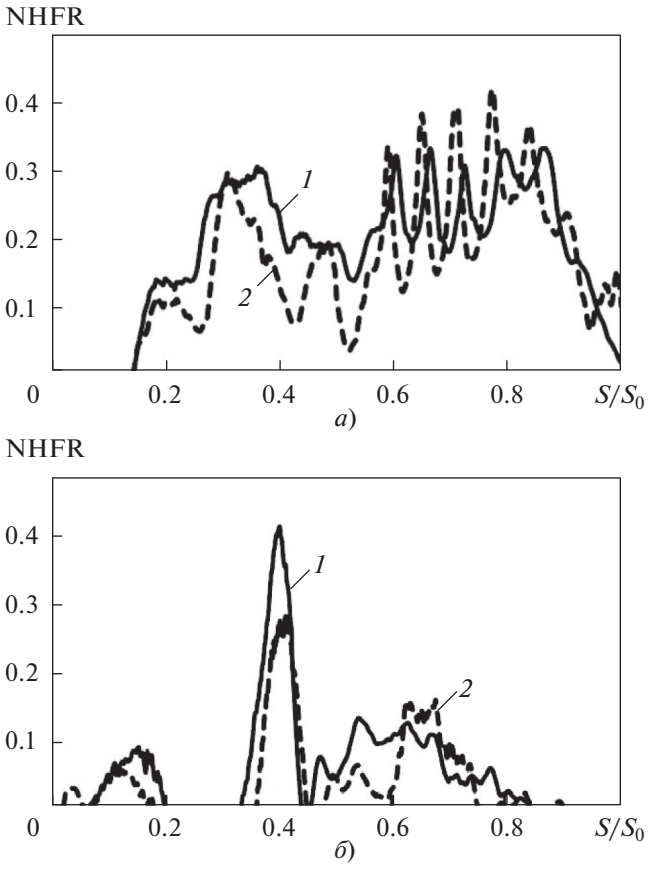


Рис. 11. Распределение NHFR вдоль буртика с вогнутой (*а*) и выпуклой (*б*) стороны лопатки при узком зазоре (1.2 мм) и $RoB_u = 3.01$, $RoB_d = 1.40$ (*1*), и при широком зазоре (2.0 мм) и $RoB_u = 2.73$, $RoB_d = 1.48$ (*2*)

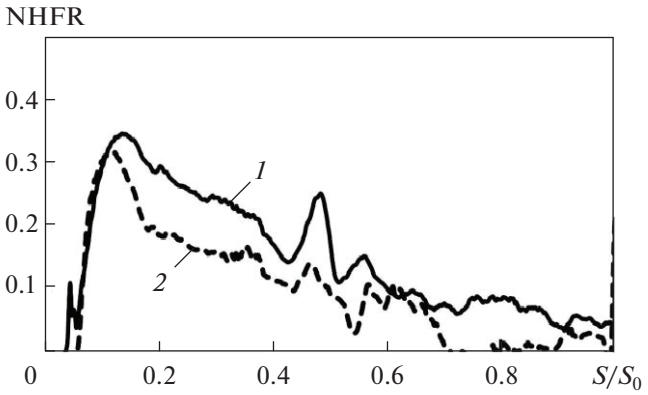


Рис. 12. Распределение NHFR на поверхности выемки при узком зазоре (1.2 мм) и $RoB_u = 3.01$, $RoB_d = 1.40$ (*1*), и при широком зазоре (2.0 мм) и $RoB_u = 2.73$, $RoB_d = 1.48$ (*2*)

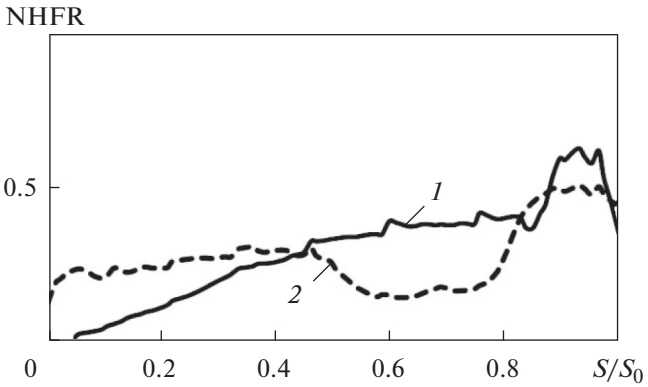


Рис. 13. Распределение NHFR в области задней кромки на торцевой поверхности лопатки при узком зазоре (1.2 мм) и $RoB_u = 3.01$, $RoB_d = 1.40$ (*1*) и при широком зазоре (2.0 мм) и $RoB_u = 2.73$, $RoB_d = 1.48$ (*2*)

личия в локальных и среднемассовых скоростях течения, а также в числах Маха, которые в узком зазоре существенно ниже, чем в широком. Значительную роль играет также зависимость локальных градиентов давления от ширины зазора, что непосредственно влияет на динамику охлаждающих струй после их истечения из отверстий, процесс их проникновения в зазор и последующее распределение по поверхности лопатки.

Влияние ширины зазора на распределение значений параметра NHFR, осредненных по линии вдоль вогнутой поверхности лопатки в выемке на ее торце

На рис. 14, *а* показана зависимость NHFR от x/x_0 при осреднении в направлении y/y_0, а на рис. 14, *б* – зависимость NHFR от y/y_0 при осреднении в направлении x/x_0 при узком и широком зазорах (x_0 и y_0 – нормирующие осевая и радиальная координаты для осевой и радиальной координаты соответственно вдоль вогнутой поверхности лопатки на ее торце).

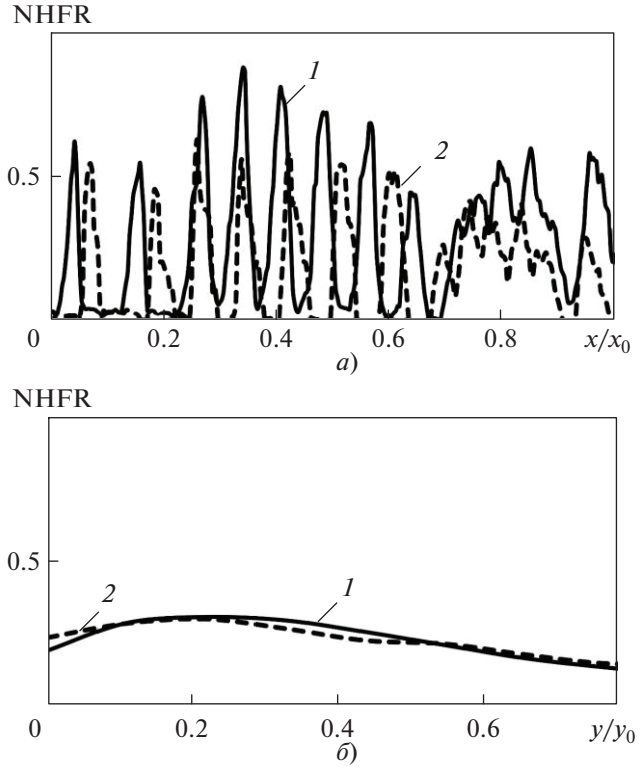


Рис. 14. Зависимость NHFR от x/x_0 (включая осреднение в направлении y/y_0) (*а*) и от y/y_0 (включая осреднение в направлении x/x_0) (*б*) для торцевой части вогнутой поверхности лопатки при узком зазоре (1.2 мм) и $RoB_u = 2.92$, $RoB_d = 1.39$ (*1*), и при широком зазоре (2.0 мм) и $RoB_u = 2.67$, $RoB_d = 1.48$ (*2*)

Анализ зависимостей NHFR (см. рис. 14) показывает, что изменение ширины радиального зазора оказывает несущественное влияние на распределение этого коэффициента в торцевой части вдоль вогнутой поверхности лопатки. На рис. 14, *б* наблюдается практически полное совпадение кривых $NHFR = f(y/y_0)$ при узком и широком зазорах, тогда как на рис. 14, *а* зависимости NHFR от x/x_0 демонстрируют смещение максимумов вправо при $x/x_0 < 0.7$. Данное различие объясняется изменением градиентов статического давления в зазоре, что приводит к увеличению доли охладителя, участвующего в теплообмене при уменьшении зазора до 1.2 мм. Эта закономерность также наблюдается при $x/x_0 > 0.7$, при которых осредненные по линиям значения сохраняют периодичность при движении по потоку, причем более высокие локальные значения NHFR характерны для узкого зазора.

Влияние параметра вдува на распределение осредненных по линии значений NHFR в торце лопатки вдоль ее вогнутой поверхности

На рис. 15 и 16 представлены зависимости коэффициента NHFR от относительной координаты x/x_0 при осреднении по y/y_0 в торце лопатки вдоль вогнутой поверхности. Исследование проведено при практически постоянном параметре вдува из передней камеры (RoB_u) и варьируемом параметре вдува из задней камеры (RoB_d). Рисунок 15 соответствует узкому зазору, рис. 16 – широкому.

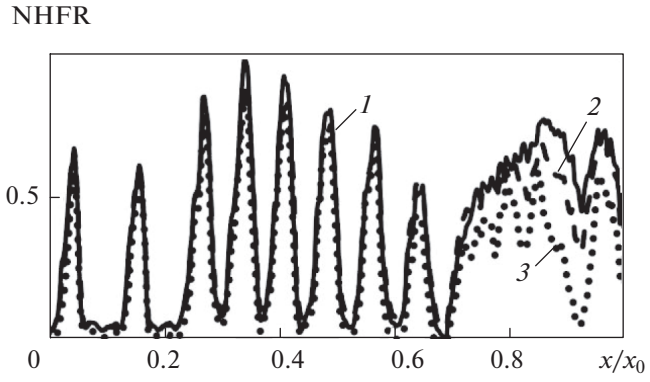


Рис. 15. Зависимость NHFR от x/x_0 (включая осреднение в направлении y/y_0) при узком зазоре, практически постоянном параметре вдува из передней камеры RoB_u и переменном параметре вдува из задней камеры RoB_d. Представлены данные для торцевой части вогнутой поверхности лопатки.
1 – $RoB_u = 2.99$, $RoB_d = 0.98$; *2* – $RoB_u = 3.07$, $RoB_d = 1.21$; *3* – $RoB_u = 2.92$, $RoB_d = 1.39$

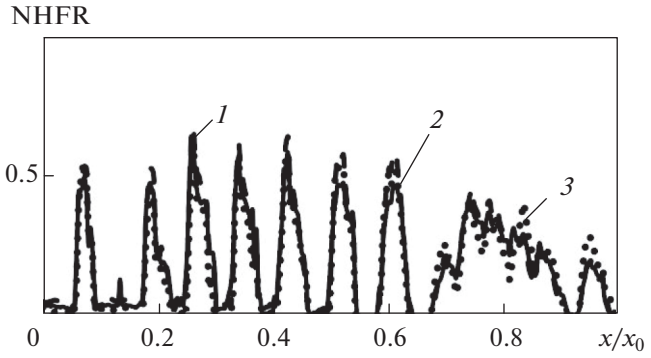


Рис. 16. Зависимость NHFR от x/x_0 (включая осреднение в направлении y/y_0) при широком зазоре, практически постоянном параметре вдува из передней камеры RoB_u и переменном параметре вдува из задней камеры RoB_d. Представлены данные для верхней части вогнутой поверхности лопатки.
1 – $RoB_u = 2.70$, $RoB_d = 0.88$; *2* – $RoB_u = 2.73$, $RoB_d = 1.07$; *3* – $RoB_u = 2.67$, $RoB_d = 1.48$

При постоянном параметре вдува RoB_u осредненные значения NHFR сохраняют идентичные значения при $x/x_0 < 0.7$ для всех сочетаний параметров вдува. Анализ данных для узкого зазора (см. рис. 15) показывает снижение NHFR с ростом RoB_d при $x/x_0 > 0.7$, что свидетельствует об интенсификации отрыва охлаждающей пленки и уменьшении доли охладителя, участвующего в теплозащите поверхности. При широком зазоре (см. рис. 16) значения NHFR при $x/x_0 > 0.7$ демонстрируют слабую зависимость от RoB_d, что указывает на ограниченное влияние расхода охладителя из задних отверстий на формирование защитной пленки в этой области.

Влияние параметра вдува на распределение значений NHFR, осредненных по линии, на торцевой поверхности лопатки

На рис. 17 представлены распределения осредненных по линии значений NHFR для выемки на торце лопатки, а на рис. 18 – аналогичные показатели для зоны задней кромки. Исследования проводились при постоянном параметре вдува из передней камеры (RoB_u) и варьируемом параметре вдува из задней камеры (RoB_d). Результаты для узкого зазора приведены на рис. 17, *а* и 18, *а*, для широкого – на рис. 17, *б* и 18, *б*.

Анализ распределений NHFR в выемке (см. рис. 17) выявил частичное соответствие с закономерностями, наблюдаемыми для вогнутой поверхности. При узком зазоре (см. рис. 17, *а*) значения NHFR при $x/x_0 > 0.6$ демонстрируют выраженную зависимость от параметра RoB_d,

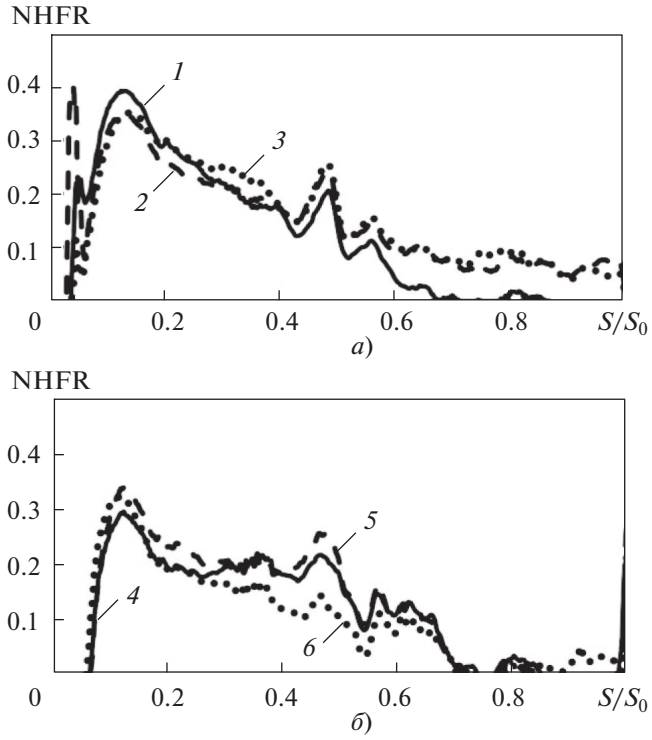


Рис. 17. Зависимость NHFR от параметра вдува при узком (*а*) и широком (*б*) зазоре, практически постоянном параметре вдува из передней камеры RoB_u и переменном параметре вдува из задней камеры RoB_d. Представлены данные для выемки в торце лопатки.
1 – $RoB_u = 2.75$, $RoB_d = 0.96$; *2* – $RoB_u = 2.84$, $RoB_d = 1.19$; *3* – $RoB_u = 3.01$, $RoB_d = 1.40$: *4* – $RoB_u = 2.80$, $RoB_d = 0.95$; *5* – $RoB_u = 2.74$, $RoB_d = 1.08$; *6* – $RoB_u = 2.73$, $RoB_d = 1.48$

проявляющуюся в росте NHFR с увеличением параметра вдува. Этот эффект обусловлен изменением структуры течения, что приводит к повышению количества охладителя в пристеночной зоне. При широком зазоре (см. рис. 17, *б*) аналогичная зависимость отсутствует, что объясняется существенным изменением поля статического давления и соответствующим перераспределением охлаждающих струй.

Для зоны задней кромки (см. рис. 18) влияние RoB_d проявляется более существенно. При узком зазоре отмечается повсеместный рост NHFR с увеличением RoB_d. При широком зазоре зависимость носит неоднозначный характер: при $S/S_0 > 0.8$ наблюдается рост NHFR, тогда как в диапазоне $0.3 < S/S_0 < 0.8$ – снижение этого показателя при повышении RoB_d. Такое поведение обусловлено изменением структуры течения в зазоре, в том числе модификацией поля статического давления, развитием вторичных течений, действием поперечных градиентов давления между сторонами лопатки.

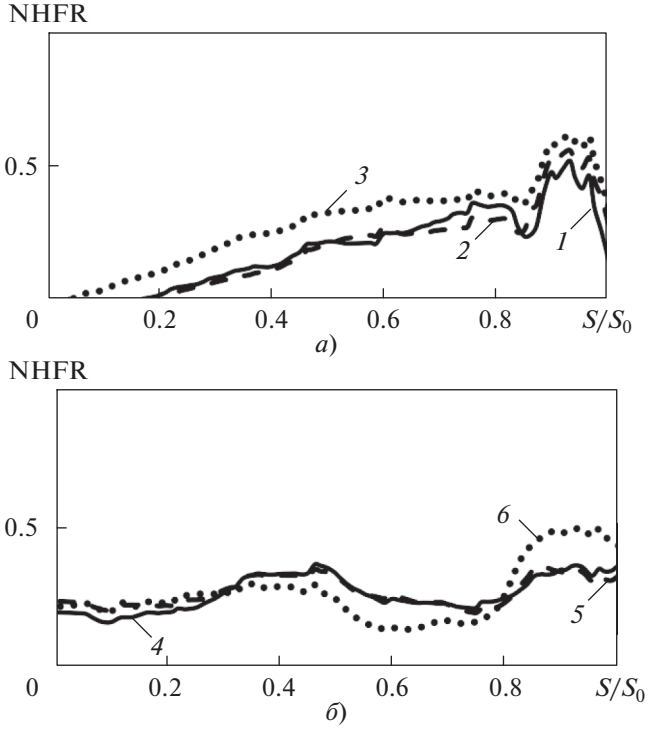


Рис. 18. Зависимость NHFR от параметра вдува при узком (*а*) и широком (*б*) зазоре, практически постоянном параметре вдува из передней камеры RoB_u и переменном параметре вдува из задней камеры RoB_d. Представлены данные для области задней кромки на торце лопатки.
Обозначения см. рис. 17

Указанные зависимости существенно влияют на динамику охлаждающих струй и эффективность теплозащиты.

ВЫВОДЫ

1. Наблюдаемая зависимость NHFR от ширины радиального зазора обусловлена его значительным влиянием на характеристики течения. Ключевыми факторами являются различия в локальных и среднемассовых скоростях, а также в числах Маха, значения которых при узком радиальном зазоре существенно ниже, чем при широком. Важную роль играет зависимость градиентов статического давления от ширины зазора, которая непосредственно влияет на режим истечения охлаждающих струй, процесс их проникновения в зазор, пространственное распределение по поверхности лопатки.

2. Указанные факторы определяют различный характер зависимости значений NHFR, осредненных по линии, от параметров вдува (RoB_u и RoB_d) при зазорах разной ширины. Наиболее выраженное влияние наблюдается в зоне задней кромки, где при узком зазоре NHFR демонстрирует значительную чувствительность к изменению RoB_d, тогда как при широком зазоре эта зависимость практически отсутствует. Сравнительный анализ выявил систематическое превышение значений NHFR при узком зазоре по сравнению с широким при одинаковых параметрах вдува. Наибольшие различия зафиксированы на всей поверхности выемки, а также вдоль участков буртиков у передней кромки с вогнутой и выпуклой сторон лопатки.

3. Изменение статического давления в радиальном зазоре в зависимости от его ширины оказывает несущественное влияние на распределение NHFR в торце лопатки вдоль вогнутой поверхности. Это подтверждается соответствием зависимостей осредненных значений $\mathrm{NHFR} = f(y/y_0)$ для обоих исследованных зазоров. Аналогичное сходство наблюдается для зависимостей $\mathrm{NHFR} = f(x/x_0)$, хотя положения их максимумов демонстрируют некоторое смещение. Указанные закономерности объясняются повышенным количеством охладителя, участвующего в теплообмене при уменьшении зазора до 1.2 мм. В этом случае значительная часть вдуваемого охладителя эффективно взаимодействует с пристеночной областью, обеспечивая более интенсивное охлаждение торцевого участка вогнутой поверхности по сравнению с зазором 2.0 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Rutledge J.L., King P.I., Rivir R.B.** Time averaged net heat flux reduction for unsteady film cooling // J. Eng. Gas Turbines Power. 2010. V. 132. Is. 12. P. 121901. https://doi.org/10.1115/1.4001810
2. **Rutledge J.L., King P.I., Rivir R.B.** Influence of film cooling unsteadiness on turbine blade heat transfer // J. Eng. Gas Turbines Power. 2012. V. 134. Is. 7. P. 071901. https://doi.org/10.1115/1.4005978
3. **Zhou C., Hodson H., Lock G.** Thermal performance of different cooled tips in a high-pressure turbine cascade // J. Propul. Power. 2012. V. 28. No. 5. P. 900–911. https://doi.org/10.2514/1.B34299
4. **Sakaoglu S., Kahveci H.S.** Effect of turbine blade tip cooling configuration on tip leakage flow and heat transfer // J. Turbomach. 2020. V. 142. Is. 2. P. 021008. https://doi.org/10.1115/1.4045466
5. **Effects** of blowing ratio on surface heat transfer characteristics of a transonic turbine squealer blade tip with a double plenum film cooling supply arrangement / G. Fulmer, P.M. Ligrani, H. Collopy, H. Xu, M. Fox // Int. J. Heat Mass Transfer. 2024. V. 221. P. 125043. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.125043
6. **Kline S.J., McClintock F.A.** Describing uncertainties in single sample experiments // Mech. Eng. 1953. V. 75. No. 1. P. 3–8.
7. **Moffat R.J.** Describing the uncertainties in experimental results // Exp. Therm. Fluid Sci. 1988. V. 1. Is. 1. P. 3–17. https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X

Quantification of Cooled Film Thermal Protection Using Net Heat Flux Reduction within Transonic Environments

P. Ligrani[a], * and N. Knox[a]

[a] *University of Alabama in Huntsville, Huntsville, Alabama, 35899 USA*

**e-mail: pml0006@uah.edu*

Abstract—Considered are NHFR or net heat flux reduction data in order to illustrate and quantify turbulent thermal convection phenomena within a unique and intricate cooled film environment along the extremity end of a transonic turbine airfoil with a rim in the form of a squealer. Of particular focus are the consequences of modifying the magnitude of GAP (tip gap magnitude) which is adjacent to the outer end of the airfoil. Data are given for a variety of cooled film ratio of blowing conditions, as the coolant film is provided by two separate plenums that are connected to a row of holes which are located along the top segment of the concave surface of the blade, as well as to two dusting cooled film holes located on the end extremity of the blade. Line-averaged NHFR data show different dependence upon RoB_u and RoB_d ratios of blowing, depending upon the magnitude of GAP. Especially for the trailing edge portion of the squealer tip surface of the airfoil, NHFR data vary significantly with aft ratio of blowing RoB_d for the 1.2 mm or smaller GAP arrangement, whereas very little variation with RoB_d is present for the 2.0 mm or larger GAP environment. Here, GAP is the thickness of the flow gap at the blade tip. In addition, line-averaged NHFR data associated with the smaller GAP are often higher than values associated with the larger GAP, when compared for the same squealer surface airfoil tip locations, and at the same approximate RoB_u and RoB_d ratios of blowing. The flow and local static pressure variations within tip gap regions, which vary as the magnitude of GAP is changed, are less influential in regard to the data associated with the top portion of the concave surface of the two-dimensional airfoil. The impact of the present arrangements and configuration is new and unique NHFR results for different GAP values for complex boundary layer and separation flow environments, which are different from all other data which are available within the archival literature.

Keywords: net heat flux reduction, cooled film, squealer turbine airfoil, tip gap, blowing ratio, transonic flow