
**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
СЕКТОРНОЙ РЕШЕТКИ, СОСТАВЛЕННОЙ ИЗ СОПЛОВЫХ ЛОПАТОК
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

© 2025 г. А. В. Грановский^а, *, И. В. Афанасьев^а, В. Д. Венедиктов^б

^аОКБ им. А. Люльки, ул. Касаткина, д. 13, Москва, 129301 Россия

^бЦентральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова,
Авиамоторная ул., д. 2, Москва, 111116 Россия

*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru

Поступила в редакцию 22.09.2024 г.

После доработки 02.11.2024 г.

Принята к публикации 04.12.2024 г.

При проведении экспериментальных исследований лопаточных аппаратов охлаждаемых газовых турбин сложно моделировать их реальные форму и условия работы. Поэтому широкое распространение получили исследования плоских пакетов турбинных решеток, составленных из лопаток, которые обычно соответствуют плоским сечениям реального пространственного венца турбины у втулки, на среднем диаметре и периферии. При изучении пакетов плоских решеток невозможно учесть влияние пространственных эффектов, которые играют важную роль в формировании общей структуры потока в лопаточных венцах. Использование реальных пространственных турбинных венцов позволяет даже в модельных условиях экспериментального стенда более достоверно определить природу и потери энергии в лопаточных аппаратах турбин. Естественно, что использование для исследований полного кольцевого лопаточного аппарата представляется наиболее предпочтительным. Однако такие исследования требуют значительных затрат, связанных не только с изготовлением материальной части, но и с обеспечением необходимого количества рабочего тела для проведения испытаний при параметрах, моделирующих реальные условия работы экспериментального объекта. В данном случае исследование секторной решетки, составленной из натуральных охлаждаемых сопловых лопаток, является целесообразной альтернативой испытаниям полноразмерного кольцевого аппарата. Испытания секторной решетки были проведены в Центральном институте авиационного моторостроения в широком диапазоне значений приведенной адиабатической скорости на выходе (0.6–1.3) при выпуске охлаждающего воздуха через отверстия перфорации на профиле и торцевых поверхностях, а также через выходную кромку. Испытания выполняли в изотермических условиях, когда температуры рабочего тела и охлаждающего воздуха были практически одинаковыми. В процессе испытаний определяли поля полных давлений перед секторной решеткой и за ней. Расчетное исследование пространственной структуры потока и потерь проводили с помощью расчетных комплексов 3D NS и ANSYS CFX, которые основаны на решении 3D-уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS) с использованием различных моделей турбулентности.

Ключевые слова: газовая турбина, секторная решетка, охлаждаемая сопловая лопатка, потери от выпуска охлаждающего воздуха, транзвуковые режимы работы, модели турбулентности

DOI: 10.56304/S0040363624601039

Широкое применение воздушного охлаждения лопаток в авиационных газовых турбинах во второй половине XX в. вызвало появление большого числа работ, посвященных исследованию влияния выпуска охлаждающего воздуха в проточную часть на потери энергии (далее потери) в сопловых и рабочих лопатках. В частности, в [1–5] приводятся результаты экспериментальных исследований плоских решеток и ступеней турбин с реализацией различных способов выпуска охлаждающего воздуха в проточную часть. В мо-

нографии [6] обобщаются многолетние исследования влияния взаимодействия охлаждающего воздуха с потоком газа, на базе которых была разработана методика расчета дополнительных потерь от выпуска охлаждающего воздуха в различных частях проточной части газовой турбины. В статье [7] описываются исследования секторного пакета с целью провести оперативный анализ спроектированных лопаток для новой газовой турбины. Особенности реализации радиального распределения статического давления за сектор-

ным пакетом рассматриваются в [8]. При проведении исследований на экспериментальном стенде Королевского технологического института в Стокгольме, описанных в [9], использовался секторный пакет, состоявший из сопловых лопаток для изучения влияния трансзвуковых режимов при числе Маха $M_{2is} = 0.60\text{--}0.95$ (is — от англ. *isoentropic* — изоэнтропический) и выпуска воздуха из выходных кромок при суммарном относительном количестве охлаждающего воздуха $\bar{G}_B = 3\%$ на структуру потока и потери за решеткой. В этой статье также отмечается, что в окрестности втулки различие между расчетными и экспериментальными данными повышается по мере увеличения расстояния между сечением измерения и выходными кромками.

На этом же стенде в работе [10] исследовали сопловые лопатки при выпуске воздуха из всех отверстий перфорации. При этом в режиме $M_{2is} \approx 0.91$ увеличение коэффициента потерь энергии ζ (далее коэффициент потерь) при выпуске суммарного количества охлаждающего воздуха $\bar{G}_B = G_B/G_T \approx 9.6\%$ (здесь G_B , G_T — расход охлаждающего воздуха и газа) составило $\Delta\zeta \approx 0.0376$.

В работе [11] исследовали секторную решетку, составленную из семи лопаток с большим меридиональным раскрытием с целью определить структуру потока и потери при изменении угла атаки и числа Маха.

В данной работе приводятся результаты экспериментального и расчетного исследований секторного пакета, составленного из натуральных охлаждаемых лопаток высокотемпературной газовой турбины. Эти исследования позволили более достоверно определить характер и изменения потерь в сопловой лопатке при выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть через перфорацию на профиле и торцах межлопаточного канала, а также через выходную кромку. В результате этих исследований были разработаны рекомендации по рациональному расположению рядов перфорации на профиле лопатки и торцах межлопаточного канала.

ОСОБЕННОСТИ МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СЕКТОРНОЙ РЕШЕТКИ

На рис. 1 показан фрагмент экспериментальной секторной решетки, состоящей из семи натуральных охлаждаемых сопловых лопаток высокотемпературной газовой турбины. Основные геометрические параметры решетки на среднем диаметре примерно соответствуют параметрам плоской решетки № 25 из атласа [5]. На лопатках отверстия перфорации для выпуска охлаждающего воздуха и создания заградительного (пленочного) охлаждения были расположены рядами. Кроме того, в лопат-

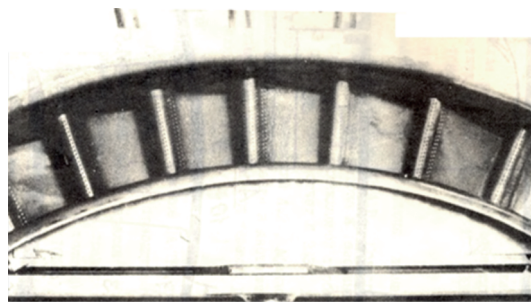


Рис. 1. Вид на секторную решетку со стороны входных кромок

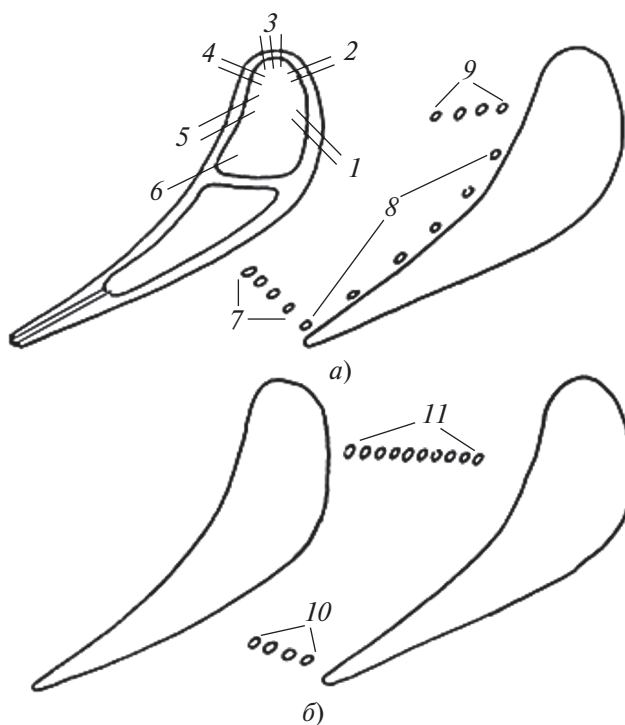


Рис. 2. Схема расположения отверстий перфорации на лопатках и торцевых поверхностях на периферии (а) и втулке (б)

ках применялось и конвективное охлаждение с выпуском охлаждающего воздуха в выходную кромку. Также была выполнена перфорация на торцевых поверхностях межлопаточных каналов.

На рис. 2 приведены схемы расположения отверстий перфорации на профиле лопаток и торцевых поверхностях на периферии и втулке. Охлаждающий воздух подавался в лопатки автономно через мерный участок, с помощью которого контролировался и изменялся расход воздуха. На рисунке видно, что выпуск части охлаждающего воздуха для создания защитной пелены на поверхностях лопаток происходит из передней полости лопатки. Для образования заградитель-

ной пелены на выпуклой поверхности воздух выпускается до горла сопловой лопатки через отверстия 1 и 2, причем и те и другие расположены в двух рядах. В окрестности точки торможения потока на входной кромке имеются три ряда отверстий 3, на вогнутой поверхности в районе входной кромки — два ряда отверстий 4, ниже по потоку — два ряда отверстий 5 и один ряд 6. На периферийной торцевой поверхности выполнены три ряда отверстий перфорации: один ряд отверстий 7 в районе горлового сечения, ряд отверстий 8 вдоль вогнутой поверхности и ряд отверстий 9 на входной части периферийной поверхности. На втулочной поверхности ряд отверстий 10 располагается в районе горлового сечения, а во входной части — ряд отверстий 11 поперек канала. Кроме этого, в лопатках применялось конвективное охлаждение с выпуском охлаждающего воздуха в выходную кромку.

Три средние лопатки можно было менять для исследования их модификаций. Испытания проводили в изотермических условиях, поскольку в эти лопатки охлаждающий воздух подавался автономно при $T_{в0}^* \approx T_{г0}^* \approx 293$ К (здесь $T_{в0}^*$, $T_{г0}^*$ — полная температура охлаждающего воздуха и газа на входе в решетку).

Специальное устройство позволяло перемещать координатник с комбинированным насадком за решеткой по окружности и в радиальном направлении, чтобы охватить все поле течения за решеткой. Испытания проводили в эксгаустрном режиме при давлении перед решеткой, равном барометрическому.

На рис. 3 показан меридиональный разрез проточной части секторной решетки. Входная часть секторного пакета 1 выполнена по дугам окружностей для обеспечения равномерных условий перед сопловыми лопатками 2. На выходе из решетки на периферии было установлено специальное устройство 3 для обеспечения близкого к натурным условиям радиального градиента давления. С помощью статического давления в отборах 4 на входе в секторную решетку определяли степень входной неравномерности потока. На выходе из решетки в окружном направлении были выполнены два ряда отборов 5, 6 статического давления на втулке и периферии для исследований структуры трансзвукового потока за секторной решеткой, результаты которых позволили более точно определить направление внешних кромочных и отраженных внутренних скачков уплотнения.

На рис. 4 показано поперечное сечение входной части секторной решетки А—А, на которой расположены отборы статического давления в окружном направлении на втулке и периферии перед входными кромками сопловых лопаток.

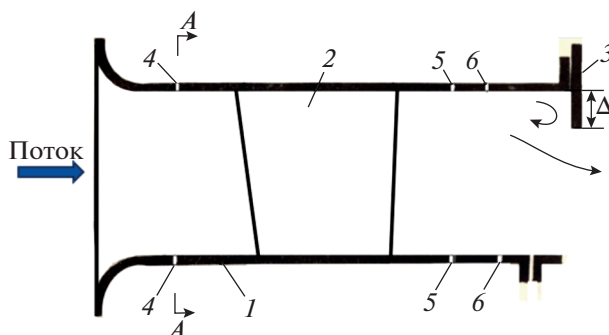


Рис. 3. Схема проточной части секторной решетки. 1 — входная часть пакета; 2 — сопловая лопатка; 3 — кольцевой сегмент (козырек) специального устройства [12] для обеспечения расчетного радиального градиента статического давления на выходе из секторной решетки; 4 — отборы статического давления p_1 на входе в секторную решетку; 5, 6 — отборы статического давления p_2 на выходе из секторной решетки (сечения I, II); Δ — глубина погружения козырька

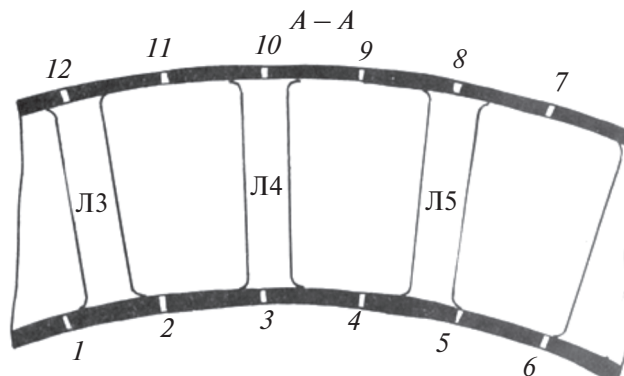


Рис. 4. Схема отборов статического давления на входе в секторную решетку в сечении А—А (см. рис. 3). Л3, Л4, Л5 — сопловые лопатки; 1—12 — номер отбора для измерения давления

Результаты измерения статического давления p_1/p_0^* (здесь p_0^* — полное давление на входе в решетку) в зависимости от средней приведенной адиабатической скорости $\lambda_{2ал,ср}$, представленные на рис. 5, свидетельствуют о том, что поток перед решеткой является довольно равномерным. Интенсивность турбулентности на входе в секторную решетку составляла $Tu \approx 6\%$.

Для обеспечения близкого к натурному радиального градиента давления между периферией и втулкой на выходе из секторной решетки, было разработано специальное устройство, выполненное в виде кольцевого сегмента (козырька), которое устанавливалось на периферии за решеткой [12]. При погружении козырька в поток на периферии в проточную часть происходит мест-

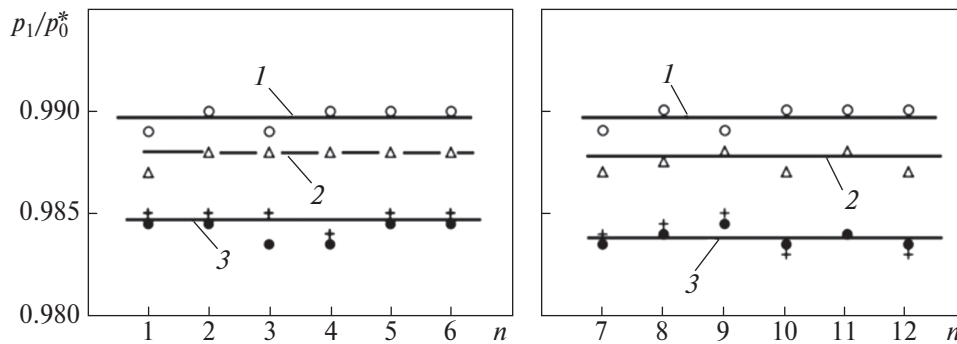


Рис. 5. Распределение относительного статического давления p_1/p_0^* в окружном направлении перед секторной решеткой по номерам отборов n на втулке (а) и периферии (б). $\lambda_{2ад,ср}$: 1 – 0.55; 2 – 0.58; 3 – 0.95

ное повышение давления на наружной поверхности $p_{2нар}$.

На рис. 6 демонстрируется влияние погружения кольцевого сегмента в проточную часть на перепад давления между периферией и втулкой при разных значениях приведенной адиабатической скорости $\lambda_{2ад}$ за решеткой. Линия 1 соответствует погружению козырька на $\Delta = 3$ мм. При этом отношение $p_{2нар}/p_{2вн}$ (здесь $p_{2вн}$ – давление на внутренней поверхности) изменяется в диапазоне 1.15–1.25. Для получения перепада давлений близкого к расчетному значению для данной решетки $p_{2нар}/p_{2вн} \approx 1.3$ при $\lambda_{2ад,ср} \approx 1.12$ козырек погружали на глубину 6 мм. Линия 2 на рисунке иллюстрирует изменение перепада давлений между периферией и втулкой в диапазоне 1.18–1.50 при изменении приведенной скорости за решеткой в диапазоне 0.85–1.25 и погружении козырька устройства на 6 мм. Приведенные в статье экспериментальные результаты соответствуют, глав-

ным образом, испытаниям, проведенным при погружении козырька устройства на 6 мм.

Исследуемые сопловые лопатки работают в транзвуковом диапазоне скоростей на выходе, когда за лопатками могут располагаться внешние кромочные и отраженные внутренние скачки уплотнения разной интенсивности и направления. Поэтому для более точной фиксации изменения давления вдоль фронта решетки на периферии и втулке были выполнены по два ряда отборов статического давления (рис. 7). Сечения измерений I, II располагаются на различных расстояниях от выходных кромок и имеют по 20 точек отборов статического давления с расстояниями между ними 5 мм в пределах двух шагов решетки. Комбинированный насадок (см. рис. 7, в) траверсировал поток по concentрическим окружностям на разных радиусах за секторной решеткой для измерения полного давления трубкой Пито, углов потока с помощью двух скошенных под углом 45° трубок, которые располагались над трубкой Пито, а также статического давления игольчатым насадком. Игольчатый насадок сдвинут вдоль фронта решетки относительно трубки Пито и угломера, чтобы исключить взаимное влияние насадков одного на другой и тем самым повысить точность измерения статического давления в потоке.

На рис. 8 приведены распределения приведенной скорости $\lambda_{2ад}$ по высоте проточной части h , полученные при измерении статического давления в потоке, а также на периферии и втулке при натурном и уменьшенном радиальном градиенте давления за решеткой. На рисунке видна хорошая корреляция между результатами измерений статического давления с помощью игольчатого насадка в потоке и при отборах статического давления на периферийной и втулочной поверхностях.

На рис. 9 представлены распределения относительного статического давления p_2/p_0^* за секторной решеткой на периферии и втулке, полученные

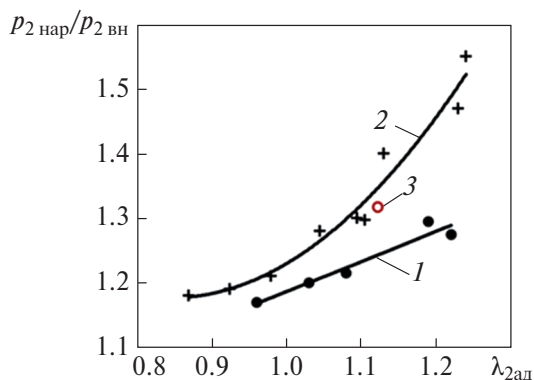


Рис. 6. Зависимость радиального градиента давления на выходе из секторной решетки $p_{2нар}/p_{2вн}$ от приведенной скорости $\lambda_{2ад}$ и глубины погружения козырька Δ . Δ , мм: 1 – 3; 2 – 6; 3 – рабочая точка

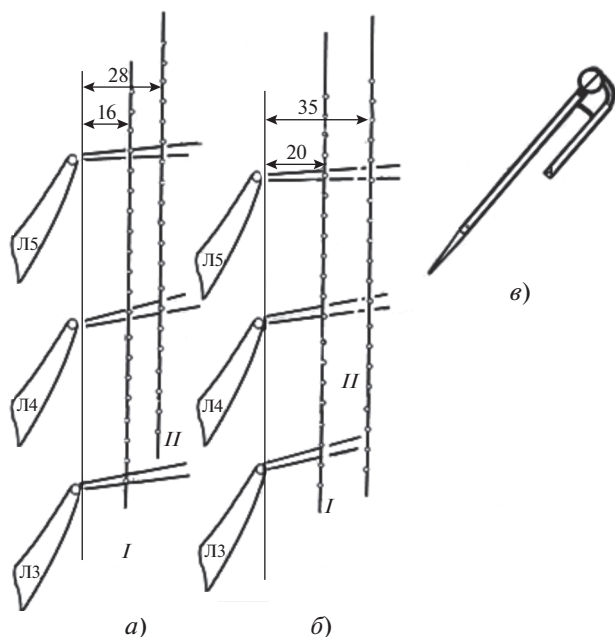


Рис. 7. Схема отборов статического давления на периферии (а) и втулке (б) на выходе из секторной решетки и примерное расположение внешних кромочных скачков уплотнения при $\lambda_{2ад.ср} \approx 1.23$, комбинированный насадок (в).

I, II — сечения измерений статического давления; Л3–Л5 — сопловые лопатки

путем отборов статического давления, показанных на рис. 7, в сечениях *I, II*. Такое расположение отборов статического давления позволяет определить направление внешних кромочных скачков уплотнения. Видно, что на дозвуковых режимах имеется незначительная неравномерность статического давления вдоль фронта решетки. При переходе к сверхзвуковым скоростям на выходе из решетки появляется существенная окружающая неравномерность статического давления, соответ-

ствующая возникновению внешних кромочных скачков уплотнения. В частности, при $\lambda_{2ад.ср} = 1.2$ (линия б) перепад давления в скачке уплотнения p_{2max}/p_{2min} (здесь p_{2max}, p_{2min} — максимальное и минимальное статическое давление) составляет примерно 1.55.

На рис. 10 видно, что степень неравномерности статического давления p_{2max}/p_{2min} за секторной решеткой в зависимости от приведенной скорости за решеткой $\lambda_{2ад}$ имеет линейный характер. При этом, как уже отмечалось ранее, результаты измерения статического давления игольчатым насадком хорошо коррелируют с измерениями статического давления на периферийной поверхности.

Необходимо отметить, что при отсутствии рабочего колеса за секторной решеткой даже при применении специального устройства для реализации реального перепада давлений между периферией и втулкой не удастся избежать отрыва потока от втулки по мере удаления от выходных кромок. На наличие отрыва на втулке указывают также результаты экспериментов на секторном пакете, приведенные в работе [9], где данные расчета начинают расходиться с экспериментом примерно на 20% высоты лопатки от втулки, и чем дальше от выходных кромок сечение измерения, тем больше различие между расчетом и экспериментом.

Таким образом, для минимизации влияния отрыва потока на втулке при экспериментальных исследованиях изолированных секторных решеток необходимо обеспечивать натурный или даже больший радиальный градиент давления на выходе из решетки и увеличивать протяженность гладкой втулочной поверхности в осевом направлении. При этом измерения параметров потока следует проводить на расстоянии за выходны-

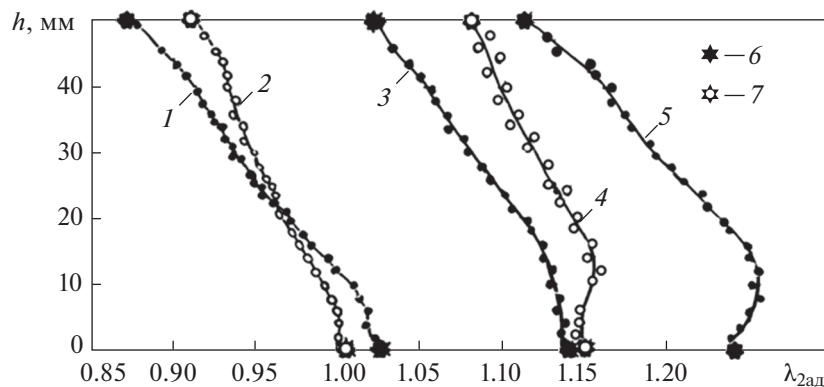


Рис. 8. Распределение $\lambda_{2ад}$ по высоте проточной части h за секторной решеткой при натурном (1, 3, 5) и уменьшенном (2, 4) градиентах давления.
 $\lambda_{2ад.ср}$: 1 — 0.95; 2 — 0.96; 3 — 1.1; 4 — 1.13; 5 — 1.21; 6, 7 — точки измерения статического давления на периферии и втулке

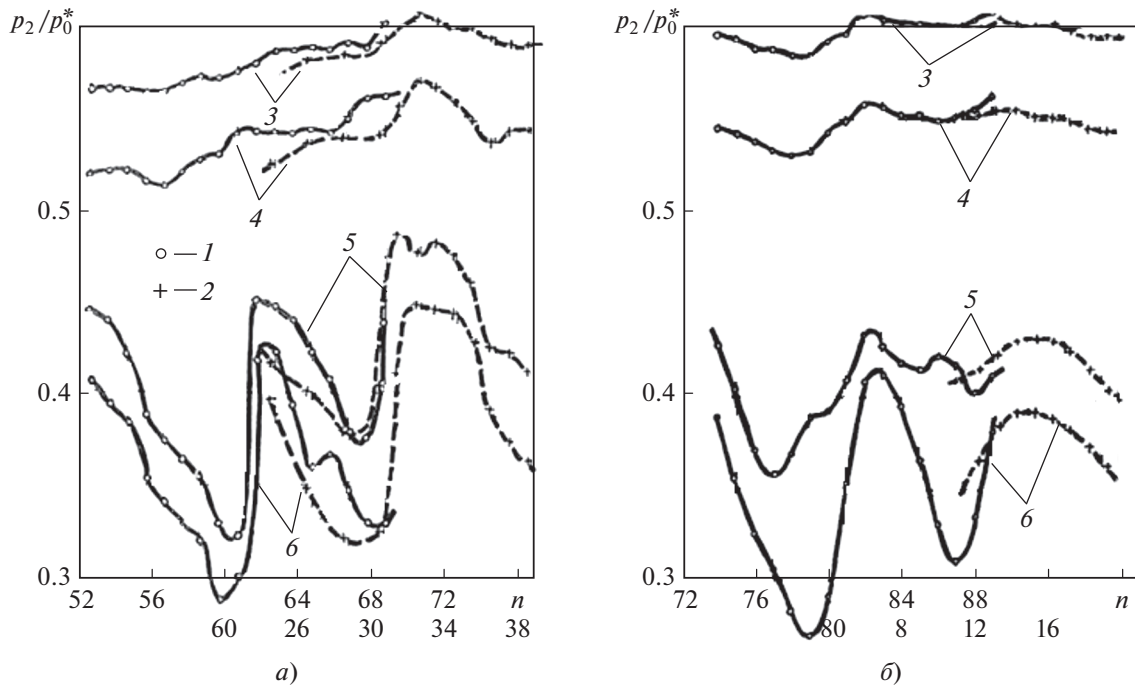


Рис. 9. Распределение относительного статического давления p_2/p_0^* вдоль фронта за секторной решеткой в сечениях I (1), II (2) при натурном градиенте давления на периферии (а) и втулке (б).
 $\lambda_{2ад,ср}$: 3 – 0.876; 4 – 0.93; 5 – 1.11; 6 – 1.20

ми кромками, примерно равном осевому зазору в турбинной ступени.

На рис. 11 приведены распределения приведенной адиабатической скорости $\lambda_{ад} = \text{const}$ в плоской решетке, соответствующей среднему сечению сопловой лопатки, полученные при расчете течения по программе 2D NS [13]. Видно, что

внешние кромочные скачки уплотнения в рассматриваемых режимах имеют практически одинаковое расположение, но разную интенсивность. В режиме $\lambda_{2ад} = 1.10$ у отраженного скачка более сложная λ -образная конфигурация, чем у отраженного скачка при $\lambda_{2ад} = 1.23$.

Расчетная картина течения подтверждается измерениями структуры потока комбинированным насадком. В частности, на рис. 12 приведено распределение угла выхода потока α_1 из секторной решетки в окружном направлении, полученное при движении комбинированного насадка по окружности радиусом, соответствующим среднему сечению секторной решетки. Видно, что при прохождении через внешний кромочный скачок уплотнения происходит сначала резкое увеличение угла α_1 до $22.5\text{--}23.5^\circ$, а затем такое же резкое его уменьшение, после чего небольшое увеличение примерно на $1.0\text{--}1.5^\circ$, которое соответствует прохождению насадка через отраженные скачки уплотнения меньшей интенсивности.

Поэтому при оценке эффективности и прочностного состояния рабочих лопаток при работе ступени на трансзвуковых режимах необходимо учитывать значительную периодическую неравномерность статического давления и угла потока в окружном направлении.

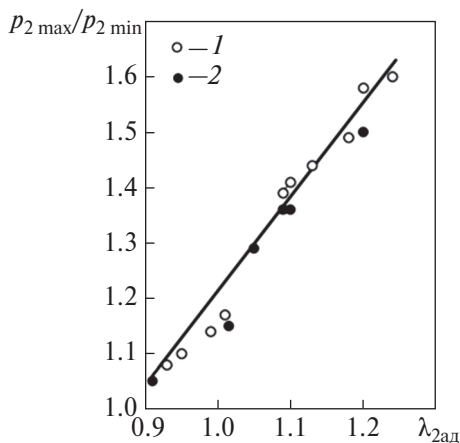


Рис. 10. Зависимость неравномерности статического давления, измеренного насадком (1) и на торцевой поверхности (2), за секторной решеткой от приведенной адиабатической скорости

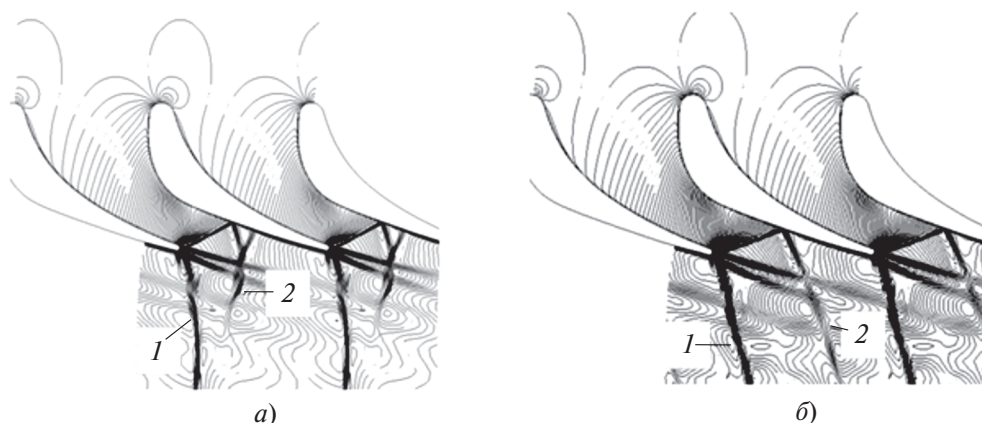


Рис. 11. Волновая структура потока в плоской решетке, соответствующей среднему сечению исследуемой сопловой лопатки, при $\lambda_{2ад} = 1.10$ (а) и $\lambda_{2ад} = 1.23$ (б). 1 – внешний кромочный скачок; 2 – отраженный скачок

МЕТОДИКА РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальное исследование структуры потока и потерь в секторной решетке подкреплялось расчетными исследованиями по программам 3D NS и ANSYS CFX. В программе 3D NS [14] для интегрирования уравнений Навье – Стокса используется релаксационная версия неявно определенной бездивергентной схемы С.К. Годунова с высокой разрешающей способностью, отличительной особенностью которой является монотонная сходимость численных решений. Это достигается путем применения точного автомодельного решения проблемы Римана на границах ячеек расчетной сетки. Для аппроксимации конвективных компонентов исходной системы уравнений используется параболическое распределение параметров потока внутри каждой ячейки расчетной сетки. Вязкостные члены аппроксимируются с помощью центральных разностей. Влияние турбулентной вязкости описывается дифференциальной моделью $q-\omega$ [15]. В структурированной, автоматически построенной О–Н-сетке (см. рис. 11) содержится около 3.78×10^5 ячеек (рис. 13). Применение О–Н-сетки позволяет повысить точность вычислений вблизи поверхности пера лопатки и выделить особые точки в структуре потока. Это достигается использованием экспоненциального закона уменьшения размера ячеек по мере приближения к поверхности примерно в пределах пограничного слоя. При таком подходе в первой ячейке на стенке во всех случаях $y^+ < 1$ (здесь y^+ – параметр, характеризующий численную точность расчетов). Это указывает на высокую точность вычислений на основе топологии применяемой расчетной сетки.

Для приведенной скорости $\lambda_{2ад,ср} = 1.1$ был проведен расчет по программе 3D NS неохлаждаемого

варианта исследуемой сопловой лопатки при интенсивности турбулентности на входе $Tu = 6-8\%$ и масштабе турбулентности $Lu = 2\%$.

На рис. 14 видно, что экспериментальное распределение приведенной скорости по относительной высоте проточной части R/h (здесь R – радиус проточной части), соответствующее расчетному градиенту статического давления между периферией и втулкой, хорошо совпадает с расчетным распределением $\lambda_{2ад}$.

На рис. 15 сопоставляются картина течения на выпуклой поверхности при $\lambda_{2ад,ср} = 1.1$, полученная в эксперименте путем масляно-графитовой визуализации потока, и распределение предельных линий тока. Видно, что зоны вторичных течений, полученные в эксперименте, по своему расположению и размерам хорошо совпадают с расчетными данными. Таким образом, результа-

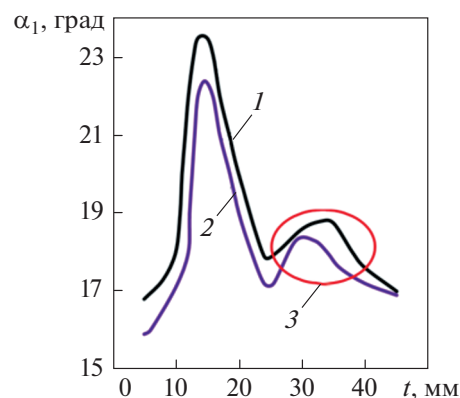


Рис. 12. Распределение угла потока α_1 по шагу t на выходе из решетки на среднем диаметре вдоль ее фронта. 1, 2 – внешний кромочный скачок; 3 – отраженные скачки

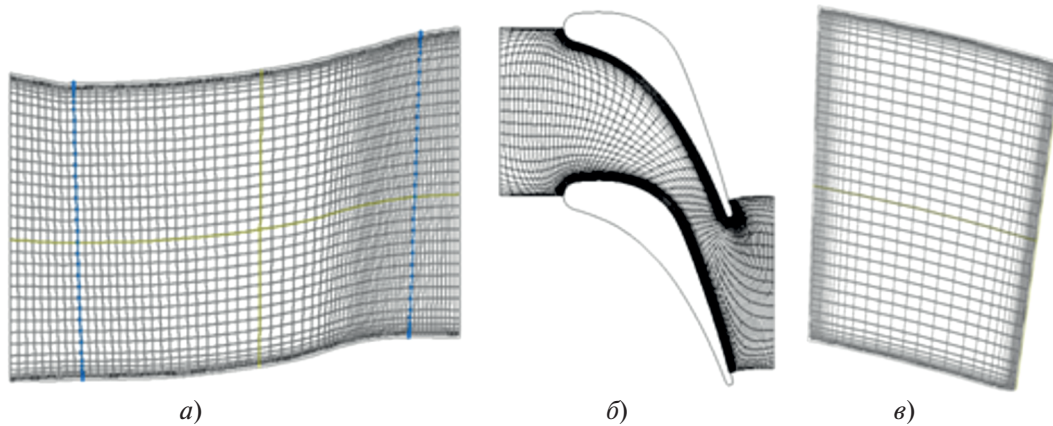


Рис. 13. Форма расчетной сетки О–Н в сечении xz (а), xy (б), yz (в) для расчетов по программе 3D NS

ты расчета неохлаждаемого соплового аппарата по программе 3D NS можно принять в качестве базовых при анализе влияния выпуска воздуха на структуру потока и потери.

Программный комплекс ANSYS CFX использовали для расчета лопатки без выпуска охлаждающего воздуха и с его полным выпуском. На рис. 16 показаны расчетная область и неструктурированная сетка для расчетов по программе ANSYS CFX, которые генерировались с помощью коммерческой программы ANSYS ICEM. Общее количество ячеек составило 2.1 млн, что при использовании SST-модели турбулентности позволяет учесть основные особенности потока. Для расчетной области переносные границы в направлении шага являются периодическими. Граничные условия для расчетов были такими же, как и для расчетов по программе 3D NS.

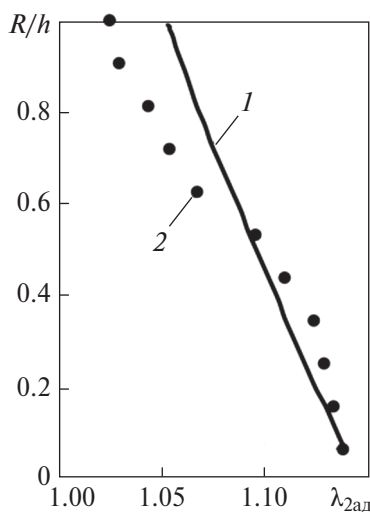


Рис. 14. Распределение $\lambda_{2ад}$ по высоте проточной части за секторной решеткой при $\lambda_{2ад,ср} \approx 1.1$. 1 – расчет по 3D NS; 2 – эксперимент

На рис. 17 приведены результаты кросс-верификации программ CFX и 3D NS для вариантов без охлаждения лопатки. Видно, что в ядре потока ($R/h \approx 0.2-0.8$) расчеты по обоим программным комплексам демонстрируют одинаковый уровень коэффициента потерь. Незначительное различие наблюдается в пристеночных областях.

ВЛИЯНИЕ ВЫПУСКА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ СОПЛОВОГО АППАРАТА

Влияние выпуска охлаждающего воздуха через перфорацию в сопловой лопатке, на торцевых поверхностях и через выходную кромку на потери в секторной решетке исследовали при натурном градиенте давления за решеткой в два этапа. На первом этапе провели испытание секторного пакета при относительном расходе охлаждающего воздуха через перфорацию на профиле $\bar{G}_{в.перф.пр} \approx 4\%$, на торцевых поверхностях $\bar{G}_{в.торц} = 1.0-1.3\%$ и через выходную кромку $\bar{G}_{в.вых.кр} = 1.6\%$, где $\bar{G}_{в,i} = G_{в,i}/G_{г0}$ – локальный относительный расход охлаждающего воздуха; $G_{в,i}$ – физический локальный расход воздуха; $G_{г0}$ – расход рабочего тела на входе в секторную решетку. На втором этапе испытание повторили при заделанных отверстиях перфорации на торцевых поверхностях, неизменных расходах охлаждающего воздуха через перфорацию на профиле и через выходную кромку.

На рис. 18 приведены результаты испытаний секторной решетки без выпуска и с выпуском воздуха на торцах. Из рисунка следует, что при выпуске воздуха на торцах коэффициент потерь увеличивается не только в окрестности торцевых поверхностей, но и в середине межлопаточного канала. Особенно сильно потери увеличились в верхней половине проточной части, поскольку на

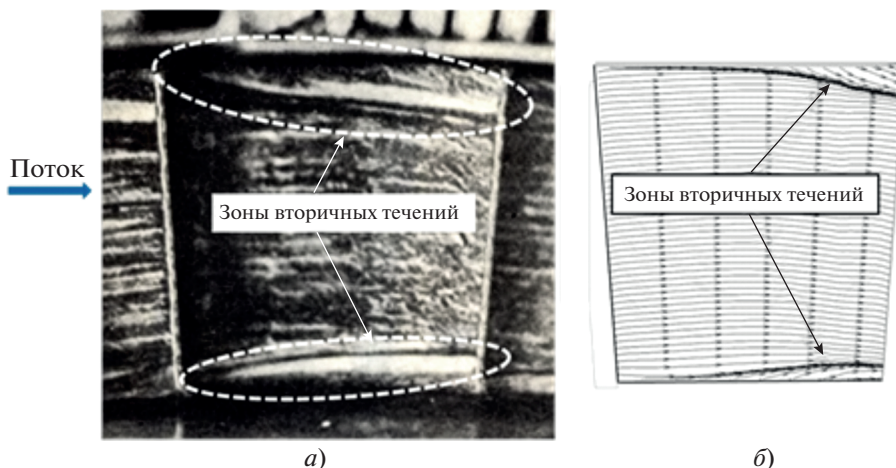


Рис. 15. Структура потока на выпуклой поверхности при $\lambda_{2ад.ср} = 1.1$.

a – масляно-графитовая визуализация течения; *б* – распределение предельных линий тока, полученное при расчете по программе 3D NS

периферийной поверхности располагалось больше рядов перфорации (см. рис. 2). Кроме того, при выпуске воздуха через ряд 8, который размещается вдоль вогнутой поверхности, по-видимому, увеличивалась толщина пристенного пограничного слоя, который под действием поперечного градиента давления между вогнутой и выпуклой поверхностями интенсифицирует вторичное течение на периферии межлопаточного канала, повышая потери в этой области.

Такое влияние выпуска воздуха через перфорацию на торцевых поверхностях прослеживается в широком диапазоне режимов работы секторной решетки. В частности, на рис. 19 приведены распределения коэффициента потерь на среднем диаметре при различных значениях приведенной скорости. Линия 1 соответствует выпуску воздуха через все отверстия перфорации и выходную кромку, линия 2 – через отверстия перфорации в лопатке и выходную кромку, кроме отверстий перфорации на торцевых поверхностях. Видно, что в диапазоне $\lambda_{2ад} = 0.80–1.05$ выпуск воздуха на торцевых поверхностях приводит к увеличению потерь на среднем диаметре $\Delta\zeta \approx 0.5–0.8\%$. Максимальное различие в коэффициенте потерь из-за выпуска воздуха на торцах $\Delta\zeta \approx 1.0–2.0\%$ наблюдается при $\lambda_{2ад} = 1.08–1.15$. Линия 3 получена при расчете неохлаждаемой лопатки по программе 3D NS и соответствует значениям коэффициента потерь на среднем диаметре. Видно, что при $\lambda_{2ад} < 1.0$ увеличение потерь при полном расчетном выпуске воздуха через перфорацию по сравнению с неохлаждаемой лопаткой составляет $\Delta\zeta \approx 2.8\%$, а при $\lambda_{2ад} = 1.05–1.20$ находится в диапазоне $\Delta\zeta \approx 2.0–3.5\%$.

Для валидации экспериментальных результатов по влиянию выпуска охлаждающего воздуха на потери использовали расчетную оценку потерь

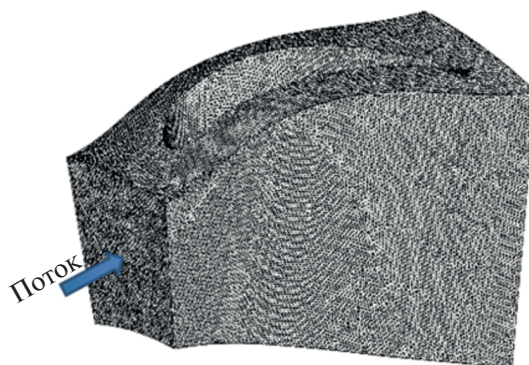


Рис. 16. Вид расчетной области с неструктурированной сеткой для расчетов по программе ANSYS CFX

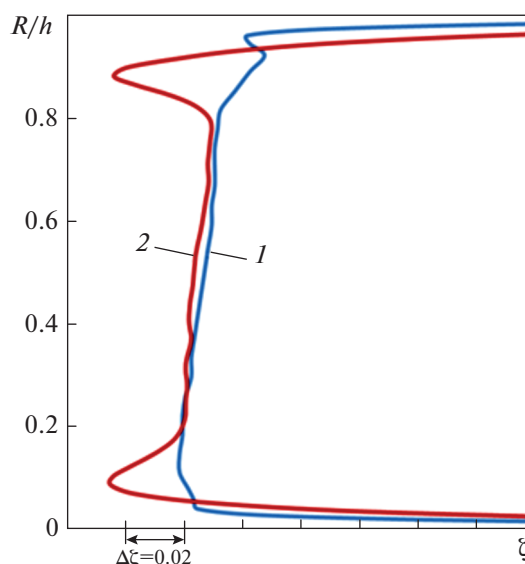


Рис. 17. Результаты расчета коэффициента потерь по программам 3D NS (1) и CFX (2) для неохлаждаемой лопатки

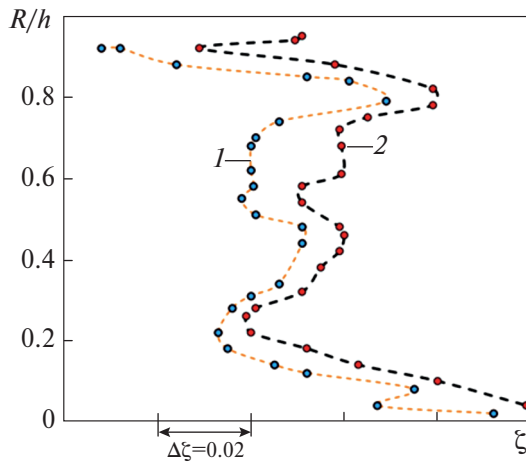


Рис. 18. Экспериментальные распределения коэффициента потерь ζ по высоте при $\lambda_{2ад.ср} = 1.12$, $\bar{G}_{в.перф.пр} \approx 0.04$, $\bar{G}_{в.вых.кр} = 0.016$, $\bar{G}_{в.торц}$: 1 – 0; 2 – 0.010–0.013

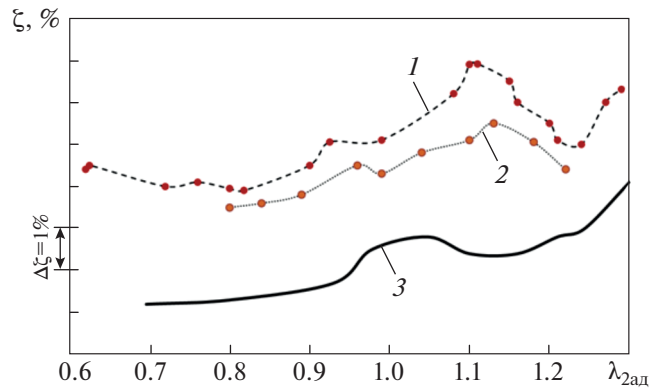


Рис. 19. Зависимость коэффициента потерь ζ на среднем диаметре от приведенной адиабатической скорости $\lambda_{2ад}$. $\bar{G}_{в.перф.пр}$: 1, 2 – 0.04; $\bar{G}_{в.вых.кр}$: 1, 2 – 0.016; $\bar{G}_{в.торц}$ (эксперимент): 1 – 0.01; 2 – 0; 3 – расчет неохлаждаемой лопатки по программе 3D NS

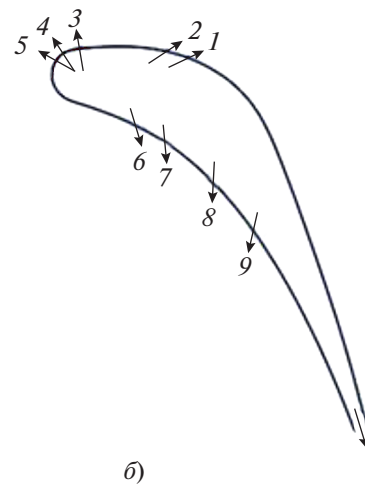
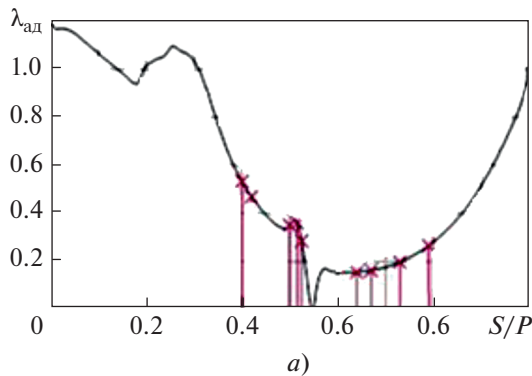


Рис. 20. Схема расчета потерь от выпуска воздуха через перфорацию и выходную кромку при $\lambda_{2ад} = 1.03$. а – распределение приведенной скорости $\lambda_{ад}$ вдоль обводов профиля в зависимости от относительной криволинейной координаты S/P (здесь S – криволинейная координата вдоль профиля; P – периметр профиля); б – схема расположения рядов перфорации 1–9 на профиле

от выпуска воздуха в проточную часть (программа “Cool Loss”) по методике [5, 6], которая была выполнена для данной сопловой лопатки, но при других расходах охлаждающего воздуха через перфорацию и выходную кромку. В частности, на рис. 20 приведена схема расчета потерь от выпуска воздуха через перфорацию на профиле лопатки при $\lambda_{2ад} = 1.03$. Для расчетной оценки потерь при охлаждении сопловой лопатки, использованной в экспериментальном секторном пакете, потери были пересчитаны пропорционально расходам охлаждающего воздуха, которые были приняты в эксперименте. Результаты расчетной оценки

потерь при охлаждении сопловой лопатки приведены в таблице. При сопоставлении экспериментальных данных по потерям из-за охлаждения с результатами расчета неохлаждаемой лопатки (линия 3 на рис. 19, $\lambda_{2ад} = 1.05$) получено следующее:

при выпуске воздуха через перфорацию на профиле и выходную кромку различие между расчетным приращением потерь $\zeta_{расч} = 0.0221$ (см. таблицу) и экспериментальным значением $\zeta_{эксп} = 0.0190$ (линии 2, 3 на рис. 19) составляет 0.31%;

Расчетная оценка коэффициента потерь при охлаждении сопловой лопатки

Тип охлаждения	Сопловая лопатка			
	базовая		экспериментальная	
	ζ	G_B/G_{T0}	ζ	G_B/G_{T0}
Перфорация:				
на профиле	0.0140	0.0660	0.0085	0.040
на полках	0.0199	0.0310	0.0064	0.010
Перфорация на профиле+выходная кромка	—	—	0.0221	0.056
Выпуск через выходную кромку	0.0156	0.0183	0.0136	0.016
Суммарное значение	0.0495	0.1153	0.0506	0.122

при суммарном выпуске воздуха различие между расчетным приращением потерь $\zeta_{расч} = 0.0285$ (см. таблицу) и экспериментальным значением $\zeta_{эксп} = 0.027$ (линии 1, 3 на рис. 19) составляет 0.15%.

Столь малое различие между расчетной оценкой потерь от выпуска охлаждающего воздуха и экспериментальными данными по потерям в секторной решетке указывает на удовлетворительную точность проведенных исследований.

На рис. 21 видно, что вне пристеночных зон расчетные распределения коэффициента потерь по высоте сопловой лопатки имеют одинаковый характер (линии 1, 2), поэтому различие между потерями при неохлаждаемой и полностью охла-

ждаемой лопатках в диапазоне относительного радиуса $R/h = 15\text{--}80\%$ является практически постоянным и равным $\Delta\zeta \approx 3\%$. В расчетах по программе CFX расходы охлаждающего воздуха задавали равномерно распределенными по высоте лопатки в местах на профиле, соответствующих расположению рядов перфорации. При этом в качестве граничных условий задавали расход, давление и температуру охлаждающего воздуха для каждого ряда перфорации.

Из рис. 21 следует, что распределение по высоте лопатки экспериментальных точек является немонотонным вследствие неравномерного выпуска охлаждающего воздуха через отверстия перфорации на профиле и щель в выходной кромке. В частности, можно отметить, что, кроме области около втулки $R/h < 20\%$, экспериментальные точки хорошо коррелируют с распределением потерь по высоте лопатки, рассчитанным по программе CFX.

ВЫВОДЫ

- 1. Применение специального устройства при проведении испытаний секторного пакета, составленного из натурных охлаждаемых сопловых лопаток газовой турбины, на периферии проточной части за секторным пакетом обеспечило получение радиального градиента статического давления, соответствующего условиям работы соплового аппарата в реальной турбине.
- 2. Двухрядное препарирование периферийной и втулочной поверхностей за секторной решеткой отборами статического давления в совокупности с измерениями комбинированным насадком полей полного и статического давлений путем траверсирования пространства за секторной решеткой по концентрическим окружностям на разных радиусах позволило получить подробную картину структуры потока на трансзвуковых режимах работы

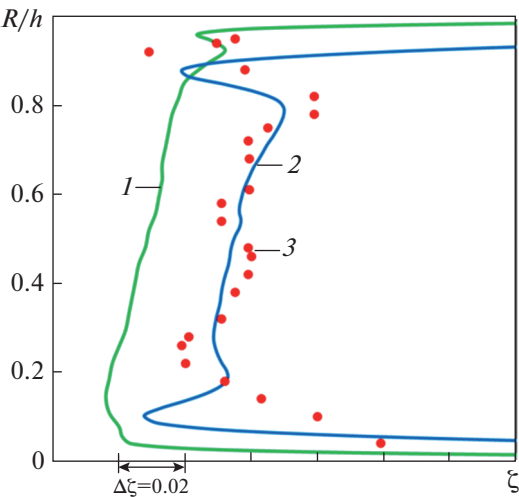


Рис. 21. Распределение коэффициента потерь ζ по высоте сопловой лопатки при $\lambda_{2ад} = 0.96$. 1 — расчет неохлаждаемой сопловой лопатки по программе 3D NS; 2 — расчет полностью охлаждаемой сопловой лопатки по программе CFX; 3 — экспериментальные данные, полностью охлаждаемая сопловая лопатка

секторной решетки, в частности определить направление внешних кромочных скачков уплотнения и оценить степень неравномерности статического давления и угла потока за решеткой в окружающем направлении.

3. При работе ступени на трансзвуковых режимах при оценке эффективности и прочностного состояния рабочих лопаток необходимо учитывать значительную периодическую неравномерность статического давления и угла потока в окружающем направлении за впереди стоящей сопловой лопаткой.

4. При выпуске охлаждающего воздуха через перфорацию на профиле в количестве 4%, на торцах — 1.0–1.3% и через выходную кромку — 1.6% коэффициент потерь в диапазоне приведенной скорости 0.7–1.1 увеличивается примерно на 3% по сравнению с потерями в неохлаждаемых лопатках.

5. Вследствие отключения выпуска охлаждающего воздуха через перфорацию на торцевых поверхностях коэффициент потерь уменьшается примерно на 0.5–1.0% в диапазоне приведенной скорости 0.80–1.08. Учитывая значительное влияние выпускаемого с торцевых поверхностей охлаждающего воздуха на вторичные потери, необходимо при проектировании охлаждаемых лопаток проводить комплексное газодинамическое и тепловое расчетное исследование с целью выбрать рациональные места его выпуска, если нет технической возможности применить на торцевых поверхностях теплозащитные покрытия, чтобы избежать выпуска охлаждающего воздуха на торцевые поверхности.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают признательность Л.И. Бекреновой за выполнение расчетов по программному комплексу ANSYS CFX.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Локай В.И., Кумиров Б.А. Опытное исследование турбинной ступени с выпуском охлаждающего воздуха в ее проточную часть // *Авиационная техника*. 1970. № 4. С. 93–100.
2. Венедиктов В.Д. Газодинамическое исследование турбинной ступени при выпуске охлаждающего воздуха через щели на вогнутой поверхности сопловых лопаток // *Теплоэнергетика*. 1972. № 7. С. 15–19.
3. Sieverding C.H., Stanislas M., Snoek J. The base pressure problem in transonic turbine cascades // *ASME J. Eng. Power*. 1980. No. 102. Is. 3. P. 711–718. <https://doi.org/10.1115/1.3230330>
4. Sieverding C.H. The influence of trailing edge ejection on the base pressure in transonic turbine cascades // *ASME: J. Eng. Gas Turbines Power*. 1983. V. 105. Is. 2. P. 215–222. <https://doi.org/10.1115/1.3227405>
5. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухтаров. М.: ЦИАМ, 1990.
6. Венедиктов В.Д. Газодинамика охлаждаемых газовых турбин. М.: Машиностроение, 1990.
7. Radeklint U.R., Hjalmarsson C.S. A new test facility for testing of cooled gas turbine components // *Proc. of the ASME Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. Sweden, Stockholm, 2–5 June 1998. Paper No. 98-GT-557. <https://doi.org/10.1115/98-GT-557>
8. Povey T., Jones T.V., Olfield M.L.G. On a novel annular sector cascade technique // *J. Turbomach.* 2007. V. 129. Is. 1. P. 175–183. <https://doi.org/10.1115/1.2372766>
9. Performance of a nozzle guide Vane in subsonic and transonic regimes tested in an annular sector / T. Yasa, G. Paniagua, J. Fridh, D. Vogt // *Proc. of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. UK, Glasgow, 14–18 June 2010. Paper No. GT2010-22901. P. 1457–1467. <https://doi.org/10.1115/GT2010-22901>
10. Saha R., Fridh J., Annerfeldt M. Aerodynamic implications of reduced vane count. // *Proc. of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conf. and Exposition*. Canada, Montreal, Quebec, 15–19 June 2015. Paper No. GT2015-42409. <https://doi.org/10.1115/GT2015-42409>
11. Experimental investigation on the annular sector cascade of a high endwall – angle turbine / Weiliang Fu, Jie Gao, Chen Liang, Fukai Wang, Qun Zheng, Endong Zhou // *Proc. of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition*. South Korea, Seoul, 13–17 June 2016. Paper No. GT2016-57392. <https://doi.org/10.1115/GT2016-57392>
12. Авт. свид. SU 1765743 A1. Стенд для продувки лопаточных решеток турбомашин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский. 1987. <https://patent.on.ru/patent/SU1765743A1>
13. Курманов Б.И., Подвидз Г.Л. Численное моделирование течения вязкого газа в турбинной решетке с выдувом воздуха // *Изв. РАН. Механика жидкости и газа*. 2002. № 2. С. 12–22.
14. Krupa V.G. Simulation of steady and unsteady viscous flows in turbomachinery // *AGARD-Lecture ser.* 1994. No. 198. LS-198.
15. Coakley T.J. Turbulence modelling for the compressible navier-stokes equations. // *Proc. of the 16th Fluid and Plasmadynamics Conf. USA, Massachusetts, Danvers*, 12–14 July 1983. <https://doi.org/10.2514/6.1983-1693>

Computational and Experimental Study of a Sector Cascade Consisting of Nozzle Vanes of a High-Pressure Gas Turbine

A. V. Granovskii^{a, *}, I. V. Afanas'ev^a, and V. D. Venediktov^b

^a *Lyul'ka Special Design Bureau (OKB), Moscow, 129301 Russia*

^b *Baranov Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, 111116 Russia*

**e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru*

Abstract—Experimental studies of blading from cooled gas turbines involve difficulties in simulating actual shape and operating conditions of the blades. Therefore, studies of linear turbine blade or vane cascades composed of blades that usually correspond to plane sections of real spatial turbine rows at the hub, at the middle diameter, and at the periphery have received wide acceptance. When investigating linear blade assemblies, the spatial effects that are crucial for the formation of the overall flow structure in the blade rows cannot be examined. Application of actual spatial turbine rows enables us to determine more reliably the causes and value of energy losses in turbine blade assemblies even under simulated operating conditions used in an experimental facility. Naturally, a study of a complete annular blade row seems most preferable. However, such studies require high costs associated not only with the manufacture of the turbine blading but also with provision of the required flowrate of the working fluid to conduct tests under conditions simulating the real operating conditions of the experimental object. In this case, the study of a sector cascade composed of full-scale cooled nozzle vanes is an acceptable alternative to testing a full-scale complete annular cascade. A sector cascade was tested at the Central Institute of Aviation Motors in a wide range of the reduced adiabatic velocity at the outlet (0.6–1.3) with cooling air ejection through perforation holes on the airfoil and end surfaces as well as through the trailing edge. The tests were performed under isothermal conditions when the temperatures of the working fluid and cooling air were almost the same. The total pressure fields upstream and downstream of the sector cascade were determined in the tests. The numerical study of the spatial structure of the flow and losses was carried out using the 3D NS and ANSYS CFX codes, which solve the 3D Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS) equations using various turbulence models.

Keywords: gas turbine, sector cascade, cooled nozzle vane, cooling air injection losses, transonic operating conditions, turbulence models