

Исследование аэродинамических характеристик плоской сопловой решетки при наличии обтекателя силовой стойки на входе

Приводятся результаты исследования модели плоской сопловой решетки различной аэродинамической размерности при наличии обтекателя силовой стойки на входе. Проведена экспериментальная продувка на низконапорном стенде и численное моделирование. Установлено, что аэродинамическая интерференция профилей обтекателя и сопловых аппаратов проявляется в аэродинамически коротких решетках сопловых аппаратов. В решетке аэродинамически длинных сопловых аппаратов суммарные потери практически не зависят от взаимного расположения обтекателя силовой стойки и сопловой решетки.

В.В. ВЯТКОВ,

канд. техн. наук,

А.А. ДАВЫДОВ,

студент,

И.С. ДОБРОВОЛЬСКИЙ,

аспирант

(РГАТУ им. П.А. Соловьева,

Рыбинск)

vvvad76@mail.ru

Газотурбинный двигатель, межтурбинный переходный канал, обтекатель силовой стойки, сопловой аппарат, вторичные течения, потери кинетической энергии

Одной из основных задач проектирования газотурбинного двигателя (ГТД) любого типа является определение аэродинамических характеристик элементов проточной части. Элементы проточной части в реальных условиях работают в условиях неравномерных входных потоков. На этапах увязки двигателя потери в проточной части определяются по известным методикам, которые получены на основе исследований в модельных условиях. Для межтурбинного переходного канала современных ГТД характерно наличие системы статорных элементов, которая включает интегрированные в переходный канал обтекатели силовых стоек и сопловые аппараты первой ступени турбины низкого давления. В данной системе возможно возникновение эффектов аэродинамической интерференции [1] – увеличение потерь в сопловом аппарате при установке перед ним обтекателя силовой стойки. Данная система статорных элементов межтурбинного переходного канала может быть применена в различных типах ГТД. Для турбореактивного двухконтурного двигателя большой двухконтурности характерна проточная часть с подъемом среднего диаметра и сложной формой диффузорного межтурбинного переходного канала. Результаты исследования аэродинамических характеристик межтурбинного переходного канала турбореактивного двухконтурного двигателя большой двухконтурности с интегрированными обтекателями стоек и сопловыми аппаратами приведены в работах [2, 3]. Эффекты аэродинамической интерференции диффузорного межтурбинного переходного канала с криволинейной проточной частью определяются формой меридиональных обводов и степенью диффузорности канала. Исследовать такие системы межтурбинного переходного канала необходимо с использованием кольцевых решеток. В случае турбовальных двигателей и малоразмерных двигателей различного назначения межтурбинный переходный канал может выполняться с цилиндрической проточной частью (рис. 1) без увеличения среднего диаметра турбины низкого давления. Таким образом, актуальная задача исследования эффектов аэродинамической интерференции в таких системах может быть решена исследованием плоских моделей.

Вторичные вихри в проточной части межтурбинного переходного канала с обтекателями силовых стоек и сопловыми аппаратами будут формироваться на обтекателях и сопловых аппаратах и активно взаимодействовать друг с другом в межлопаточном канале соплового аппарата. В связи с этим актуальна задача определения закономерностей изменения потерь в сопловых аппаратах различной аэродинамической размерности при наличии обтекателя стойки перед решеткой в случае цилиндрической формы межтурбинного переходного канала. Учет описанных эффектов при определении потерь в проточной части на этапе предварительного проектирования оказывает определяющее влияние на точность согласования условий работы узлов ГТД и снижает риски увеличения сроков доводочных работ.

Для установления закономерности изменения потерь от взаимного расположения обтекателей и сопловых аппаратов проведено исследование модели плоской сопловой решетки совместно с моделью обтекателя силовой стойки (рис. 2).

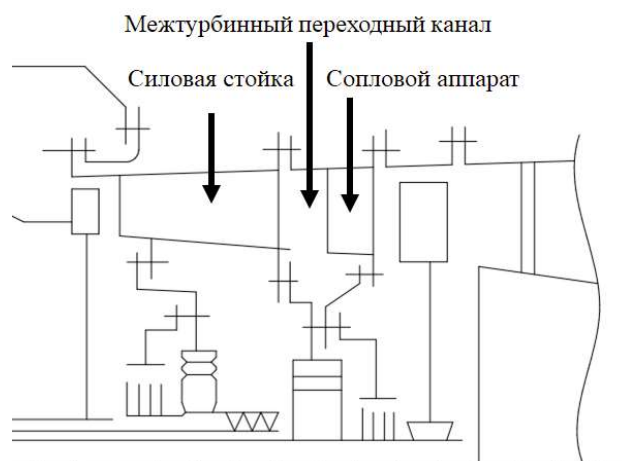


Рис. 1. Силевая схема каскада турбин ТВаД ТВ-0-100 [4]

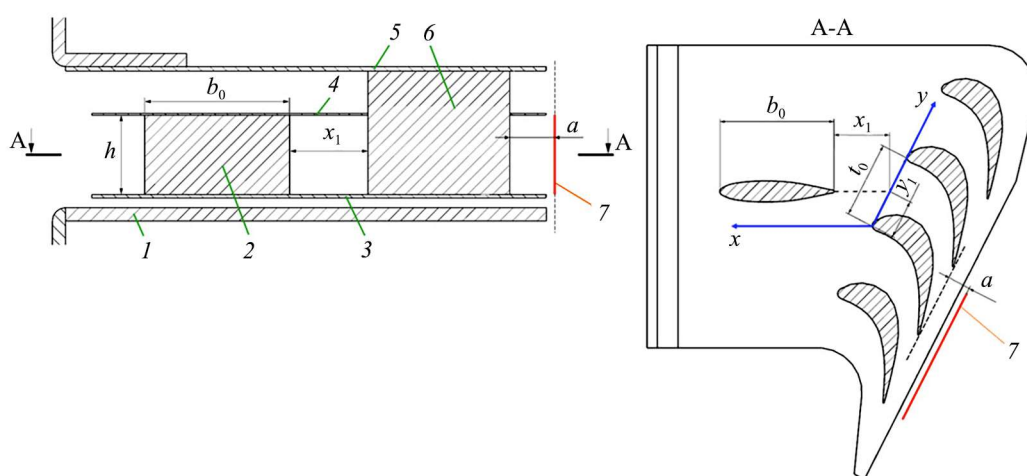


Рис. 2. Схема экспериментальной установки, моделирующей переходный канал с обтекателем стойки и сопловыми аппаратами:
 1 – втулка; 2 – силовая стойка; 3, 4 – отсечные пластины; 5 – периферия; 6 – сопловые аппараты;
 7 – плоскость измерения параметров потока

Проводилась продувка модели на низконапорном аэродинамическом стенде и численное моделирование. Приведенная скорость на выходе из решетки при продувке на стенде составляла $\lambda_2 = 0,12$. Использование продувок при низких скоростях потока для решения данной задачи является обоснованным, так как исследуются особенности распределения вторичных потерь, которые в диапазоне дозвуковых перепадов на сопловом аппарате не изменяются [5, 6]. Переход к потерям на рабочих перепадах давления можно реализовать с использованием зависимости профильных потерь от перепада на решетке, которые достаточно хорошо изучены.

Модельная установка позволяет исследовать отдельный профиль обтекателя (исследовался симметричный профиль с хордой $b_0 = 120$ мм и диаметром входной кромки 15 мм (рис. 3)), отдельно сопловую решетку и решетку совместно с обтекателем.

Плоская решетка сопловых аппаратов состоит из четырех лопаток с профилем, характерным для сопловых аппаратов современных турбин. Высота рабочей части установки изменяется перемещением отсечных пластин. Исследовался диапазон высоты проточной части установки $h = 40 \div 90$ мм. Геометрические параметры профиля: шаг решетки $t = 110$ мм; хорда профиля $b = 176$ мм; ширина горла $a_r = 28$ мм; диаметр входной кромки $d_1 = 15$ мм; диаметр выходной кромки $d_2 = 1,5$ мм. Проводилось измерение поля полного давления за моделью обтекателя стойки и решетки с использованием автоматизированного измерительного комплекса и визуализации результатов [7].

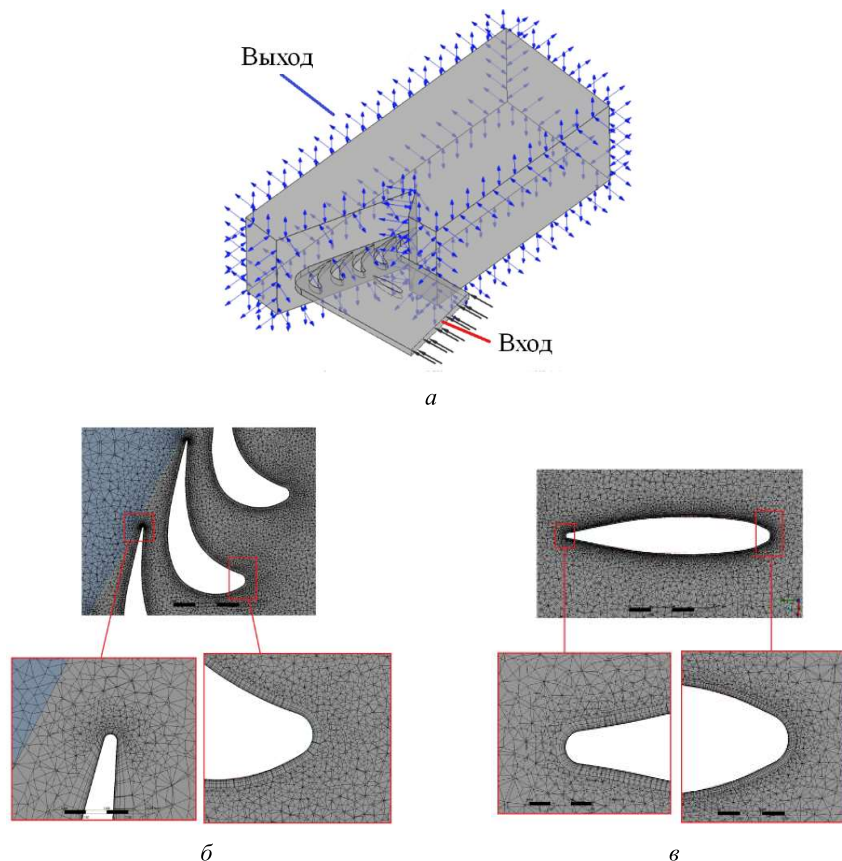


Рис. 3. Реализация численного моделирования: *a* – расчетная модель; *б* – сетка в области сопловой решетки; *в* – сетка в области обтекателя стойки

Поле полного давления пересчитывалось в поле потерь кинетической энергии:

$$\zeta = 1 - \frac{W_2^2}{W_{2t}^2} = 1 - \frac{p_2^* - p_2}{p_1^* - p_2},$$

где p_2^* – полное давление потока в точке измерений; p_2 – статическое давление на выходе (принималось равным атмосферному); p_1^* – полное давление перед моделью; W_2, W_{2t} – действительная и теоретическая скорости потока за моделью.

Приемник полного давления устанавливался на расстоянии $a = 25$ мм от плоскости выхода для исключения эффектов ближнего следа за выходными кромками [8]. Траверсирование производилось с шагом 2 мм по шагу и высоте проточной части. В каждой точке измерений регистрировалось десять показаний, которые в дальнейшем осреднялись по времени. Погрешность определения полного давления за решеткой составляла 1 %.

Также проводилось численное моделирование всей экспериментальной установки с присоединенным объемом на выходе (см. рис. 3). Применялся RANS-подход к моделированию и SST-модель турбулентности с использованием неструктурированной тетрагональной сетки. Средний размер элемента – $2 \cdot 10^{-2}$ м. Призматические слои на стенках с высотой первой ячейки $1 \cdot 10^{-5}$ м, одиннадцать призматических слоев, коэффициент роста – 1,2; количество узлов установки – $1,7 \cdot 10^7$, присоединенного объема – $7 \cdot 10^5$. Параметры качества сетки соответствуют требованиям к решению подобных задач. Модель выполнялась без интерфейса на границе установка – присоединенный объем.

На рис. 4–6 показаны результаты исследования профиля обтекателя. Следует отметить качественно схожую картину экспериментального и расчетного полей давления, что говорит об адекватности выбранного метода моделирования. На распределениях полного давления можно видеть характерные области потока за обтекателем. Выделяется область закруточного следа и области расположения вторичных

вихрей, которые образуются на входной кромке профиля за счет торможения пограничного слоя и затем распространяются в угловой области между профилем и торцевой стенкой (рис. 5). Подъема этих вихрей над торцевой стенкой здесь не происходит, так как отсутствует поворот потока и его ускорение. Входной вихрь обтекателя распространяется в угловой области вдоль стойки, но вторичные вихри на распределении полного давления проявляются вполне отчетливо. В угловых областях профиля обтекателя вихрь сносит часть пограничного слоя с торцевой поверхности от стойки, причем размеры вихревой области от высоты обтекателя не зависят. Однако при уменьшении высоты стойки увеличивается область потерь и сокращается область ядра потока. Это видно на распределении осредненных потерь кинетической энергии по высоте проточной части (рис. 6). Смыкания вторичных вихрей в области обтекателя стойки не происходит, так как они не поднимаются над торцевыми поверхностями.

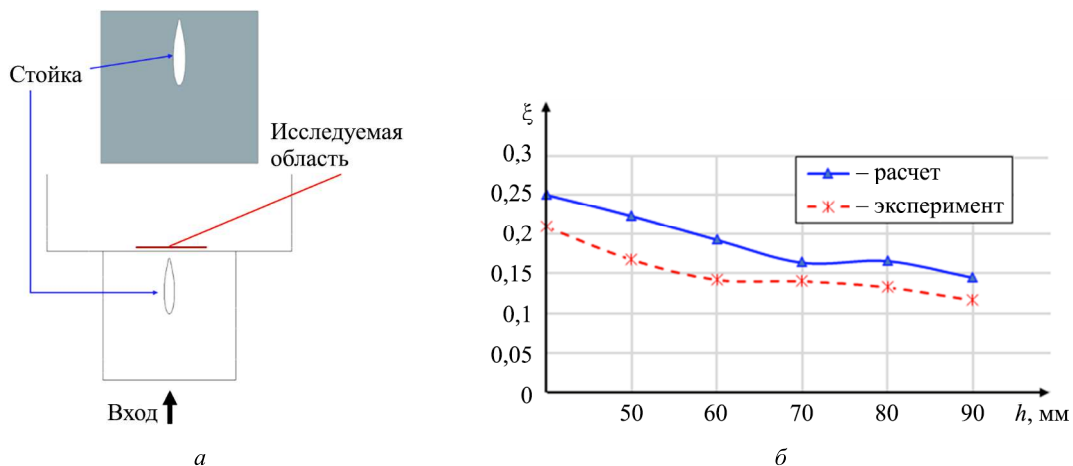


Рис. 4. Исследование профиля обтекателя стойки: a – схема установки; b – зависимость потерь на силовой стойке от высоты проточной части

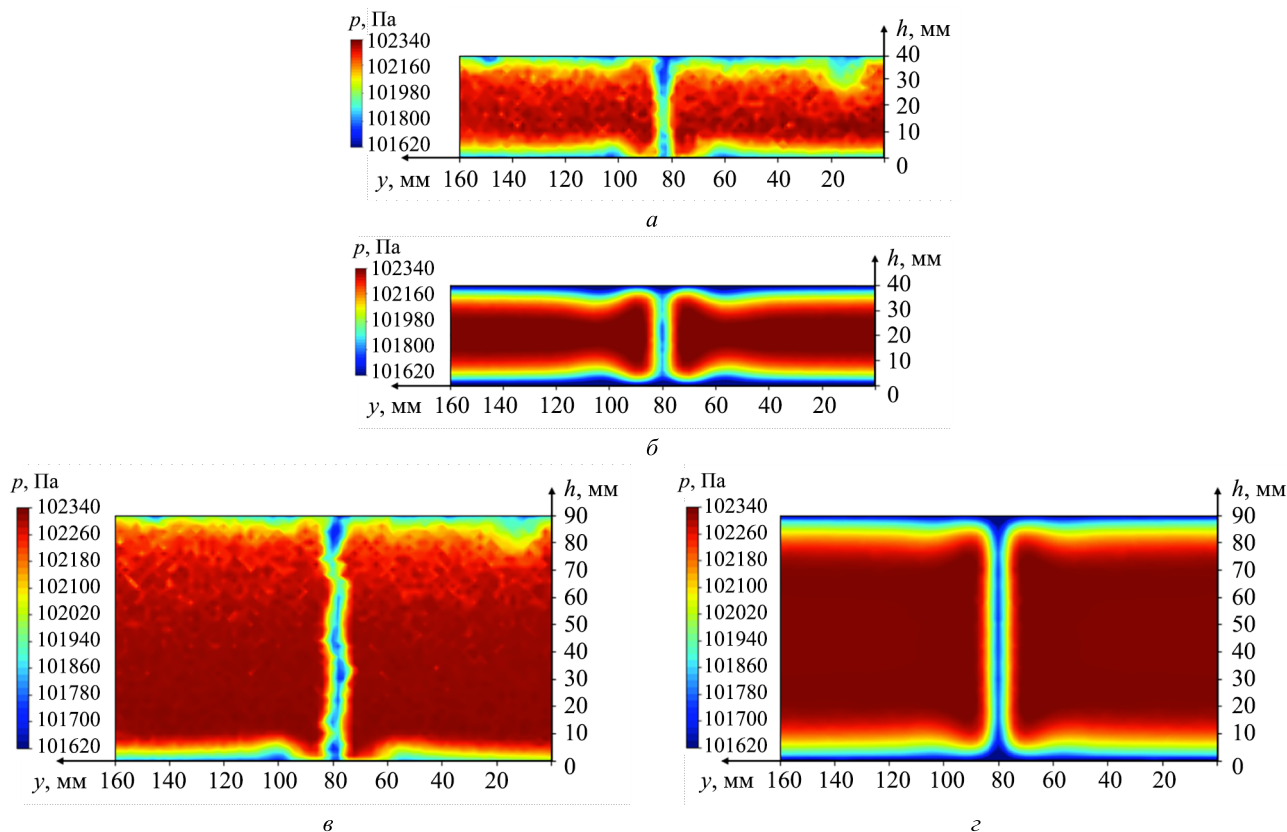


Рис. 5. Поля полного давления за обтекателем стойки: a – $h = 40$ мм (эксперимент); b – $h = 40$ мм (расчет); $в$ – $h = 90$ мм (эксперимент); $г$ – $h = 90$ мм (расчет)

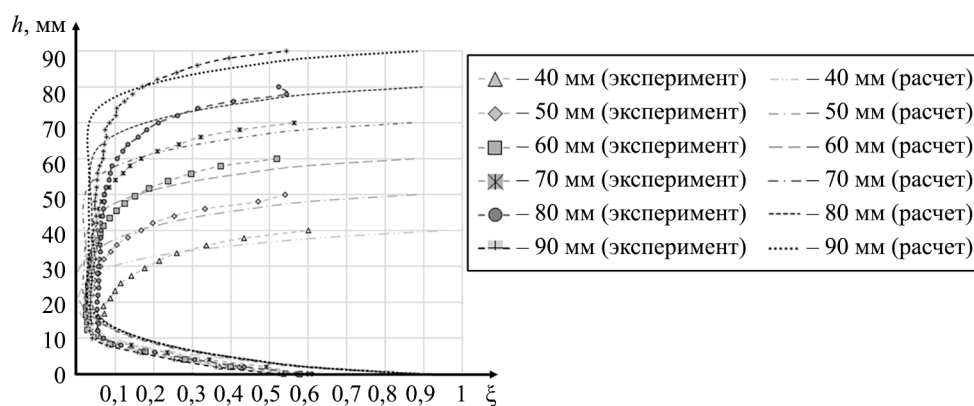


Рис. 6. Распределение потерь кинетической энергии по высоте проточной части за обтекателем стойки при различных высотах проточной части

Таким образом, потери на профиле обтекателя складываются из потерь на обтекание профиля (потери в центральной части канала) и вторичных потерь, которые зависят только от параметров входного вихря, образующегося на входной кромке. Это подтверждается зависимостью интегральных потерь кинетической энергии (см. рис. 6). Видно, что с уменьшением высоты проточной части потери увеличиваются за счет увеличения доли области потока, где имеются вторичные потери, причем темп увеличения потерь практически линейный, что соответствует свойству аддитивности профильных и вторичных потерь на профиле обтекателя.

На рис. 7–9 показаны результаты исследования изолированной решетки. Размерность проточной части существенно влияет не только на распределение потерь кинетической энергии, но и на картину полного давления за лопаткой. Наблюдаемое распределение полного давления за лопаткой демонстрирует четко выраженные зоны пониженного давления, обусловленные формированием канальных вихрей.

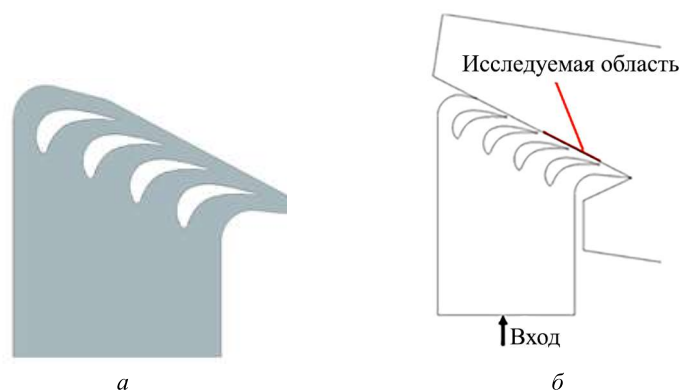


Рис. 7. Схема установки (а) и расположение исследуемой области в модели (б)

Согласно результатам исследования (рис. 9, б) выбранный диапазон геометрических параметров рабочей части решетки охватывает полный спектр аэродинамических размерностей решеток [6].

Высота проточной части 90 мм ($h/b = 0,51$) соответствует аэродинамически длинной решетке. Критерием определения аэродинамического типа решетки является характер распределения потерь по межлопаточному каналу. В распределении полного давления за аэродинамически длинной решеткой наблюдаются области локализации обоих канальных вихрей – втулочная и периферийная ветви канального вихря, которые формируются на входной кромке и распространяются в межлопаточном канале от корытца к спинке, поднимаясь над торцевой стенкой. Исследованная высота проточной части 40 мм ($h/b = 0,227$) соответствует аэродинамически короткой решетке, в которой смыкание вторичных вихрей реализовалось полностью (на поле полного давления визуализируется одна область пониженного давления, расположенная в средней части межлопаточного канала). Высота рабочей части 50 и 70 мм

соответствует решетке с переходными параметрами (реализуется частичное взаимодействие вторичных вихрей в эксперименте и полное смыкание согласно расчетным данным).

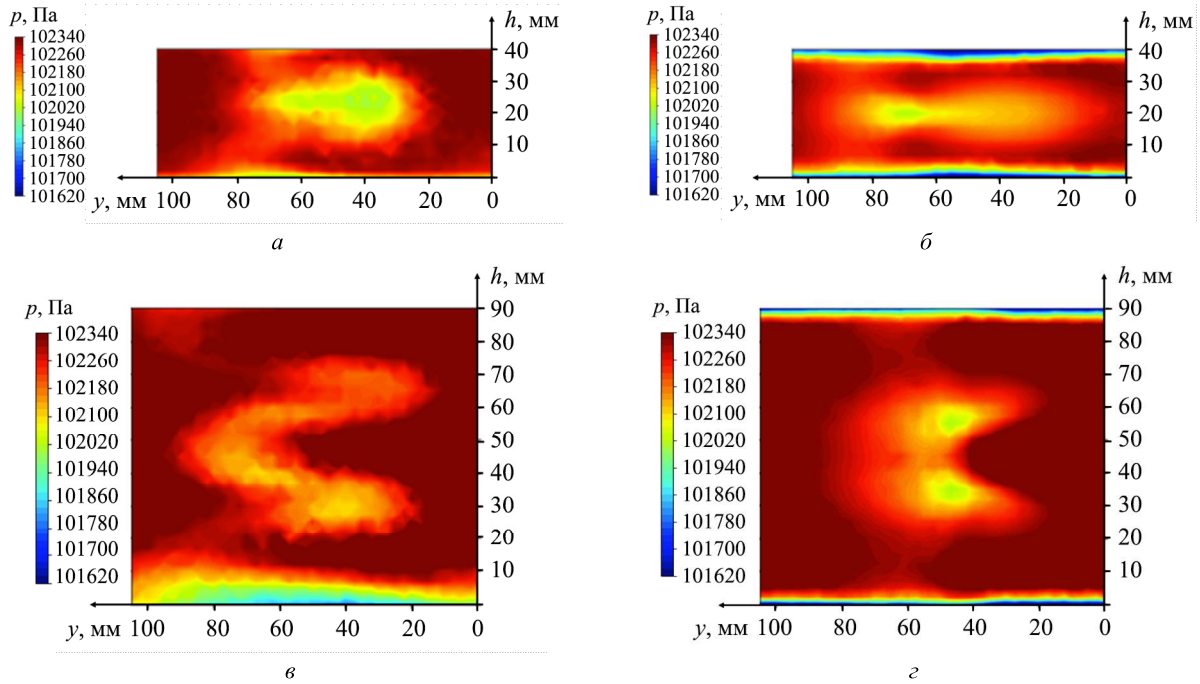


Рис. 8. Поля полного давления за сопловой лопаткой: $a - h = 40$ мм (эксперимент); $б - h = 40$ мм (расчет); $в - h = 90$ мм (эксперимент); $г - h = 90$ мм (расчет)

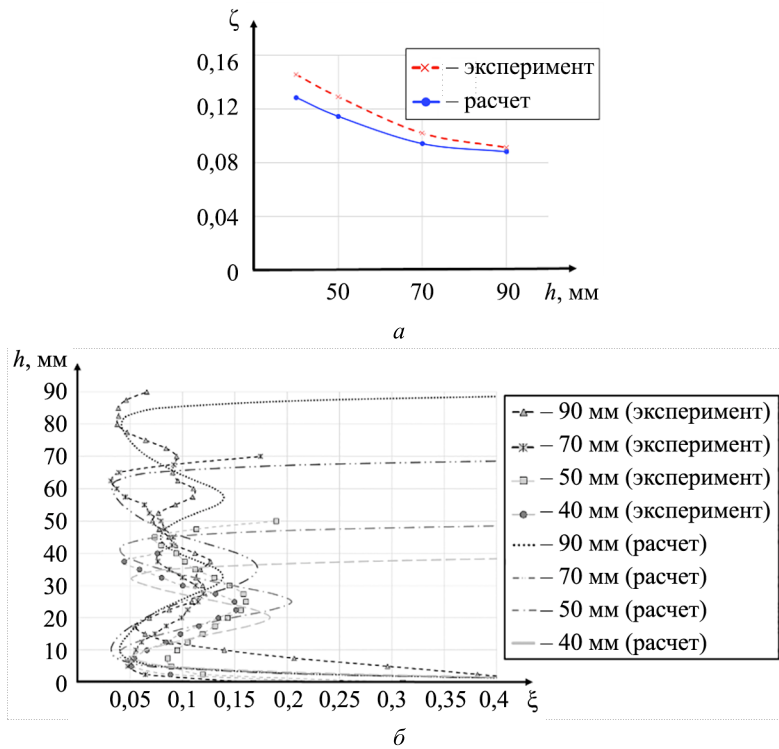


Рис. 9. Потери кинетической энергии в изолированной решетке: a – суммарные потери в решетке; $б$ – распределение потерь по высоте решетки

При сопоставлении результатов численного моделирования и экспериментальных данных наблюдается качественное согласование, сопровождающееся занижением количественных результатов. Это является общим свойством RANS-подхода к моделированию в случае решеток с интенсивными вторичными течениями [9]. Отмечено, что зависимость потерь от высоты решетки существенно отличается от

аналогичной зависимости, характерной для обтекателя. С уменьшением размерности рост потерь усиливается, что обусловлено переходом решетки из одного аэродинамического типа в другой.

Далее для исследования эффектов аэродинамической интерференции были выделены два значения характерной высоты проточной части – 90 мм (аэродинамически длинная решетка) и 40 мм (аэродинамически короткая решетка). Решетки с частичным взаимодействием вихрей не рассматривались, поскольку требуется более детальный анализ. Исследовалось влияние осевого расстояния между выходной кромкой обтекателя стойки и входной кромкой соплового аппарата $\bar{b} = x_1/b_0$: обтекатель отодвигался на различные расстояния вверх по потоку от входной кромки лопаток для случая положения обтекателя $\bar{t} = y_1/t_0 = 0,75$. Кроме того, исследовались четыре варианта расположения обтекателя относительно сопловых аппаратов по шагу: $\bar{t} = y_1/t_0 = 0; 0,25; 0,5; 0,75$.

На рис. 10 показано влияние места установки обтекателя стойки перед сопловым аппаратом на распределение потерь кинетической энергии по высоте проточной части за исследованными вариантами решеток.

Характер распределения полного давления в случае установки стойки обтекателя перед решеткой меняется незначительно. Области воздействия вторичных течений несколько увеличиваются. При этом в случае $\bar{t} = 0$ и $\bar{t} = 0,75$ влияние распространяется на соседние межлопаточные каналы. Отметим, что установка обтекателя стойки перед аэродинамически длинной решеткой значительного влияния на положение канальных вихрей в решетке не оказывает (рис. 10, а, б). Несколько увеличивается объем неактивных масс канального вихря, т. е. входная завихренность от обтекателя силовой стойки вовлекается в канальный вихрь, увеличивая его размеры. Однако местоположение канального вихря в основном определяется распределением давления поперек потока в решетке и величиной подъемной силы, которая в данном случае остается практически неизменной. Следовательно, установка обтекателя перед лопаткой приведет к реализации смыкания вторичных вихрей в сопловой решетке при большей высоте проточной части.

В случае аэродинамически короткой решетки наблюдается значительная область пониженного давления в ядре потока, что вызвано известным эффектом шестеренчатого насоса [6]. При установке обтекателя стойки сохраняется положение данной области в плоскости выхода с одновременным увеличением размера. В аэродинамически коротких решетках при установке обтекателя на входе увеличивается перенос неактивных масс в срединную область потока. Это подтверждается анализом распределения потерь кинетической энергии (осредненных по шагу) по высоте (рис. 10, в, г). В случае обеих исследованных решеток увеличение потерь при наличии силовой стойки происходит по всему межлопаточному каналу, также существенно не изменяется положение максимумов и минимумов значений потерь по высоте, но потери увеличиваются по всей высоте межлопаточного канала.

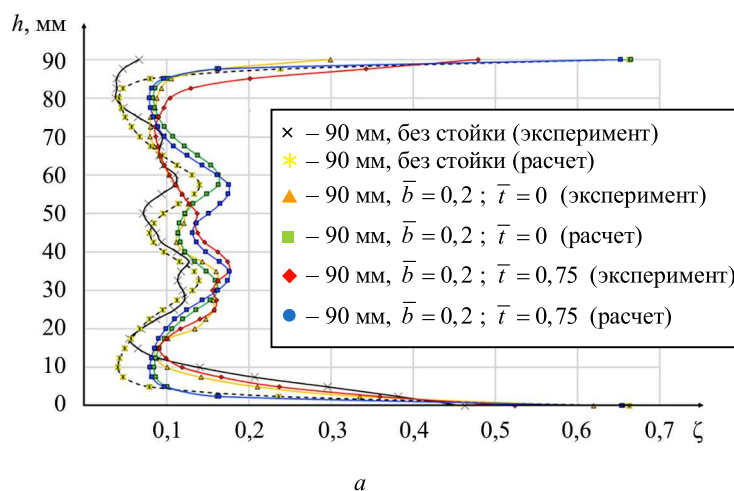


Рис. 10. Влияние смещения обтекателя стойки по шагу на потери в аэродинамически длинной (а, б) и короткой (в, г) решетках: а, в – влияние \bar{t} ; б, г – влияние \bar{b} (Начало)

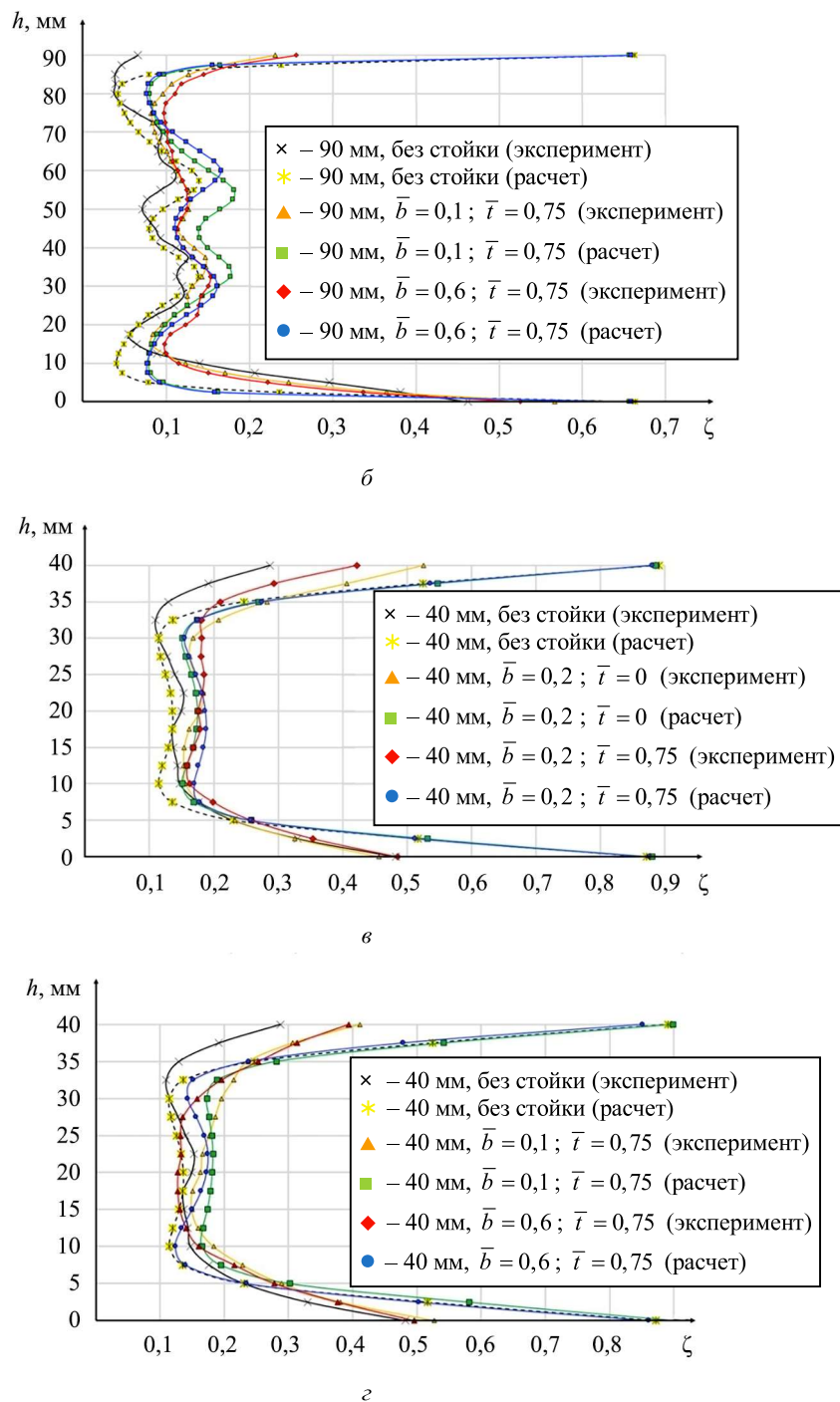


Рис. 10. Влияние смещения обтекателя стойки по шагу на потери в аэродинамически длинной (а, б) и короткой (в, з) решетках: а, в – влияние \bar{t} ; б, з – влияние \bar{b} (Окончание)

Изменение суммарных потерь (осредненных по площади) в исследованных моделях показано на рис. 11, 12. Эффекты аэродинамической интерференции проявляются в зависимости потерь в модельной установке от положения обтекателя стойки.

Место установки обтекателя стойки по шагу решетки практически не оказывает влияния на суммарные потери в обоих случаях. Исключением является случай расположения обтекателя посередине межлопаточного канала аэродинамически коротких сопловых аппаратов потери увеличиваются. В модели с аэродинамически длинной решеткой потери также мало зависят от осевого расстояния между обтекателем и сопловой лопаткой (рис. 11, б). По данным результатам можно предположить, что аэродинамическая

интерференция обтекателя и аэродинамически длинных сопловых аппаратов в плоском канале не зависит от положения обтекателя (вторичная завихренность от обтекателя силовой стойки распределяется по межлопаточным каналам практически одинаково).

В случае аэродинамически короткой решетки (рис. 12, б) потери в модели уменьшаются при увеличении осевого расстояния между обтекателем и сопловым аппаратом. Уменьшение суммарных потерь в системе при удалении обтекателя от соплового аппарата оставляет 0,031 в расчете и 0,029 в эксперименте. Следовательно, в случае смыкания канальных вихрей в сопловом аппарате проявляются эффекты аэродинамической интерференции обтекателя стойки и сопловых аппаратов.

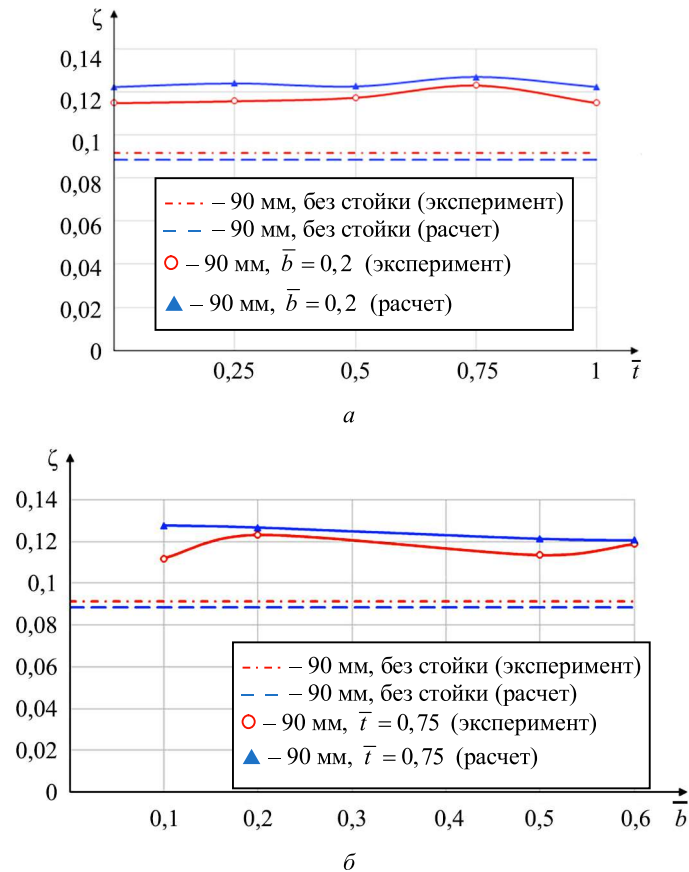


Рис. 11. Влияние положения обтекателя стойки относительно сопловой лопатки на суммарные потери в аэродинамически длинной решетке ($h = 90$ мм): а – влияние \bar{t} ; б – влияние \bar{b}

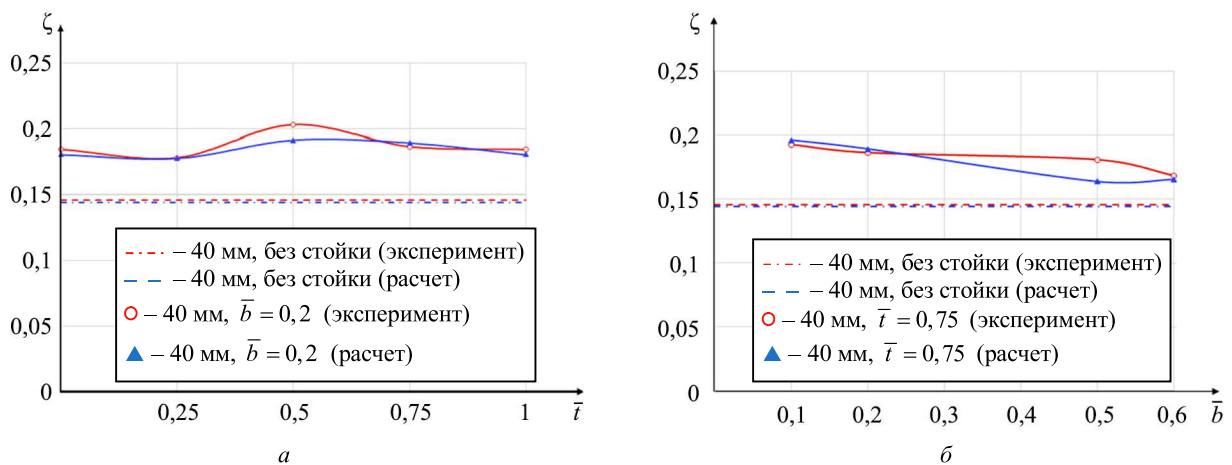


Рис. 12. Влияние положения обтекателя стойки относительно соплового аппарата на суммарные потери в аэродинамически короткой решетке ($h = 40$ мм): а – влияние \bar{t} ; б – влияние \bar{b}

Полученные результаты не противоречат данным исследования сопловой решетки аэродинамически короткого типа [1]. Таким образом, эффекты аэродинамической интерференции при наличии системы статорных элементов межтурбинного переходного канала зависят от аэродинамического типа решетки соплового аппарата. При отсутствии диффузорности межтурбинного переходного канала и остаточной закрутки потока положение обтекателя стойки относительно сопловой решетки следует учитывать при проектировании только в случае аэродинамически короткого соплового аппарата первой ступени турбины низкого давления. Данный результат относится только к системе межтурбинного переходного канала с цилиндрической проточной частью. Проводить исследование диффузорных межтурбинных переходных каналов с диагональной проточной частью на плоских моделях нецелесообразно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ремизов А.Е. Некоторые аспекты аэродинамической интерференции в межтурбинных переходных каналах ГТД // Омский научный вестник. 2012. № 1 (107). С. 136–140.
2. Добровольский И.С., Вятков В.В. Исследование влияния взаимного расположения силовых стоек и сопловых аппаратов первой ступени низкого давления на потери в межтурбинном переходном канале // Вестник РГАТА им. П.А. Соловьева. 2023. № 3 (66). С. 29–34.
3. Добровольский И.С., Вятков В.В. Исследование влияния размерности проточной части на аэродинамические характеристики системы «МПК-СТ-САТНД» с различным расположением стоек и соплового аппарата // Климовские чтения-2024: перспективные направления развития авиадвигателестроения: Сб. ст. науч.-техн. конф., г. Санкт-Петербург, 14–16 нояб., 2024. СПб.: Скифия-Принт, 2024. С. 52–58.
4. Зрелов В.А. Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы. М.: Машиностроение, 2005. 336 с.
5. Богомолов Е.Н., Вятков В.В., Ремизов А.Е. Влияние вторичных течений на направление потока за турбинной решеткой // Изв. вузов. Авиационная техника. 2003. № 1. С. 23–26.
6. Ремизов А.Е., Вятков В.В., Лебедев В.В. Повышение газодинамической эффективности ступеней газовых турбин ГТД на стадии проектирования // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 4. С. 106–110.
7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Визуализация результатов продувок плоских решеток турбомашин / В.В. Вятков, А.М. Тошаков, Н.Н. Ковалева, А.А. Давыдов, А.А. Давыдов. № 2024682869; заявл. 17.09.2024; опубл. 27.09.2024.
8. Богомолов Е.Н., Вятков В.В., Ремизов А.Е. Исследование ближнего следа за турбинной решеткой // Изв. вузов. Авиационная техника. 2001. № 3. С. 15–18.
9. Вятков В.В., Ремизов И.А. Проверка целесообразности использования RANS подхода к моделированию течения в коротких турбинных решетках // Вестник РГАТА имени П.А. Соловьева. 2020. № 1 (52). С. 3–7.

Поступила в редакцию 8.04.25

После доработки 4.06.25

Принята к публикации 4.06.25

Investigation of Aerodynamic Performance of the Flat Nozzle Blade Cascade with the Support Strut Fairing at the Inlet

V.V. VYATKOV, A.A. DAVYDOV, AND I.S. DOBROVOL'SKII

P.A. Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk

The paper presents the results of the study of the model of a flat nozzle blade cascade of various aerodynamic dimensions in the presence of a support strut fairing at the inlet. Experimental wind-tunnel testing on a low-pressure bench and numerical modeling were held. It has been found that aerodynamic interference of fairing and nozzle blade airfoils is manifested in aerodynamically short blade cascades of nozzle blocks. In the blade cascades of aerodynamically long nozzle blocks, the total losses practically do not depend on the mutual arrangement of the fairing of the support strut and the nozzle blade cascade.

Gas turbine engine, inter-turbine transition duct, fairing of the support strut, nozzle block, secondary flows, kinetic energy losses