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

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЭРОЗИОННОГО ИЗНОСА ЛОПАТОК
КОМПРЕССОРА НА ЕГО ИНТЕГРАЛЬНЫЕ
И ЛОКАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ¹**

© 2024 г. В. Л. Блинов^а, *, И. С. Зубков^а, Г. А. Дерябин^а

^аУральский энергетический институт УрФУ, ул. Мира, д. 19, г. Екатеринбург, 620002 Россия

*e-mail: v.l.blinov@urfu.ru

Поступила в редакцию 01.10.2023 г.

После доработки 12.12.2023 г.

Принята к публикации 29.12.2023 г.

Одними из ключевых задач при эксплуатации газотурбинных установок (ГТУ) являются оценка, контроль и прогнозирование технического состояния их узлов и элементов. В связи с этим различные прогностические системы, использующие статистические, экспериментальные и расчетные данные об изменении характеристик осевого компрессора (ОК) из-за возникающей эрозии, становятся весьма востребованными. В настоящей работе представлено описание подхода к созданию моделей эрозионно изношенных лопаток на основе статистической информации, находящейся в открытом доступе, об отказах установок вследствие эрозии лопаточного компрессора. Предложен математический аппарат задания степени износа лопаток, внесения изменения хорды эродированного профиля и учета неравномерности износа по высоте лопатки. Описана постановка задачи исследования влияния степени и характера эрозии на параметры работы компрессорной ступени численными методами. Представлены итоги промежуточных исследований по сравнению различных геометрических моделей эрозии и оценка их применимости для поточных расчетов при создании прогностической модели. Получены результаты расчетов трансзвуковой компрессорной ступени при различной степени эрозии ее лопаточного аппарата в широком диапазоне режимов работы и проанализирован выявленный характер деградации ее интегральных и локальных характеристик. При изучении различных степеней эрозионного износа для рассмотренной ступени установлено, что наличие эрозии приводит к снижению степени повышения давления до 3.31%, отношения температур до 1.55%, адиабатического КПД до 1.15% (абс.) и массового расхода по границе записи ступени до 1.26%. При уменьшении частоты вращения ротора влияние износа уменьшается, а для изодромы (линии постоянной частоты вращения) 70% изменения интегральных характеристик не превышают 0.10%. В работе кратко обозначены возможные методы анализа результатов для построения зависимостей между степенью эрозионного износа и изменением интегральных характеристик компрессора, а также перспективные направления развития исследований.

Ключевые слова: газотурбинная установка, осевой компрессор, ступень, лопаточный аппарат, эрозионный износ, интегральные и локальные характеристики, вычислительная газовая динамика

DOI: 10.56304/S0040363624050035

В процессе работы газотурбинных установок все их узлы подвергаются негативному влиянию различных эксплуатационных факторов. По некоторым данным [1–3], до 40% общего числа случаев досрочного вывода установок в ремонт могут быть связаны с достижением предельного эрозионного износа лопаток ОК, вызванного наличием механических примесей в воздухе и определяемого в соответствии с инструкциями по эксплуатации, причем все промежуточные степени эрозионного износа будут вызывать ухудшение аэродинамических характеристик проточной части ОК и увеличение потребляемой им мощности. Это, в свою

очередь, приведет к значительному снижению эффективной мощности всей установки, а также ее топливной эффективности, а при достижении предельных степеней эрозии будет увеличиваться вероятность аварий на установках и их отказов [4]. При этом затраты на проведение ремонтных работ будут возрастать пропорционально степени эрозионного износа проточной части ОК. Таким образом, высокая частота проявления эрозионного износа и его значительное влияние на работу ОК и ГТУ в целом станут веским основанием для проведения исследований, связанных с изменением интегральных и локальных аэродинамических параметров ОК вследствие эрозии, с оценкой прочностных и вибрационных характеристик изношенных лопаток и последующим прогнози-

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-79-00169).

рованием степени эрозии по изменению ключевых рабочих параметров ГТУ.

Все исследования по изучению эрозии в осевом компрессоре ГТУ допустимо разделить на три основных направления: оценка и моделирование степени эрозионного износа, разработка и модернизация способов предотвращения или снижения негативного воздействия эрозии, оценки и прогнозирование последствий эрозионного износа [5].

В каждом из обозначенных направлений решение той или иной задачи может быть достигнуто как экспериментальными методами, так и путем численного моделирования. Натурные эксперименты, нацеленные на получение эмпирических сведений о траекториях частиц в многофазных потоках, проводятся преимущественно для каналов простой формы, например в поворотном колене [6] или плоской решетке профилей [7]. Такие эксперименты направлены также на определение характеристик пар эродирующее – эродируемое вещество [8]. Применительно к турбомашинам экспериментальные исследования эрозии проводятся для анализа эрозионной стойкости лопаток при сертификации транспортных ГТУ и оценки их работоспособности в условиях запыленной атмосферы, времени работы до наступления предельной степени износа и изменения рабочих характеристик при появлении эрозии [9]. Указанные задачи могут быть решены также с помощью методов численного моделирования, обеспечивающих снижение временных и экономических затрат на проведение работ и являющихся более гибкими по сравнению с натурным экспериментом, что достигается благодаря выполнению эксперимента в контролируемых условиях [10]. Еще одно немаловажное достоинство численного метода – возможность изучения различных промежуточных степеней эрозии, что в перспективе позволит перейти к созданию цифровых моделей, позволяющих оценить техническое состояние ГТУ по изменению основных рабочих характеристик.

Цель настоящего исследования – определить влияние степени эрозии лопаточного аппарата ступени ОК на ее характеристики. Особенностью работы является рассмотрение влияния износа не только на интегральные, но и на локальные параметры. Кроме того, полученные результаты используются в дальнейшем для разработки прогностической модели с применением методов машинного обучения, поэтому к ним предъявляются особые требования [11].

ПОСТАНОВКА ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В настоящем исследовании в качестве базового элемента ОК была выбрана модельная транс-

звуковая ступень NASA Stage 37 [12], для которой накоплен большой опыт решения различных задач численными методами и которая в первом приближении отражает основные тенденции современного компрессоростроения. Использование транс- и сверхзвуковых ступеней ОК позволяет существенно увеличить работу, совершаемую над воздухом (напорность ступеней) и значительно снизить массогабаритные показатели всей установки путем уменьшения числа ступеней. Подобными особенностями конструкции обладают практически все современные газотурбинные установки, поэтому их исследование является весьма актуальным.

Для получения характеристик компрессора был использован численный эксперимент, проводимый в коммерческом программном комплексе ANSYS CFX. При построении трехмерных моделей рабочих и направляющих лопаток был применен специальный подход – описание лопаточных профилей кривыми Безье разного порядка, координаты контрольных точек которых вычисляются на основании ключевых геометрических параметров профиля (хорды, радиусов и углов заострения кромок, лопаточных углов) [13]. Такое описание обеспечивает возможность построения различных лопаточных профилей и изменения их формы, в том числе и при задании эрозионного износа. С помощью геометрических моделей были созданы сеточная и расчетная модели ступени. При построении сетки обязательным было выполнение условия $y^+ \approx 5$, что обеспечивает общее число элементов для ротора и статора 800 тыс. Задача решалась в осесимметричной стационарной постановке. Интерфейс передачи параметров между доменами – Stage. Рабочее тело – воздух (идеальный газ). Ограничивающие поверхности и поверхности лопаток задавались как гладкие стенки без учета шероховатости. Несомненно, увеличение шероховатости поверхностей является одним из проявлений эрозии, однако в текущем исследовании наибольший интерес представляют другие особенности изменения геометрических характеристик лопаток.

В качестве модели турбулентности была выбрана модель $k-\epsilon$, обеспечивающая удовлетворительную точность расчета интегральных параметров и моделирования локальных особенностей потока при сравнительно малом времени проведения одного расчета [14–16]. Граничные условия по входной плоскости задавались в виде распределений полного давления и температуры [17]. При этом выбор граничных условий по выходной плоскости определялся в зависимости от режима работы ступени. Для точек вблизи границы помпажа, для которых существенным изменениям массового расхода воздуха соответствуют небольшие изменения степени повышения давления, на выходе был задан массовый расход. Для точек в

области границы запираания, для которых при значительных изменениях степени повышения давления не происходит серьезного изменения массового расхода, на выходе задавалось статическое давление.

Такая постановка задачи обеспечила удовлетворительную точность моделирования как интегральных характеристик, так и локальных распределений параметров в контрольных сечениях ступени. Погрешность определения массового расхода и степени повышения давления ступени составляла не более 0.50%, отношения температур на входе в ступень и на выходе из нее (далее отношение температур) и адиабатического КПД находились в пределах 0.80 и 2.20% (абс.) соответственно. При качественном сравнении распределения локальных параметров в сечении за рабочим колесом имели близкую к эксперименту форму при отклонении, не превышавшем 1.50% для степени повышения давления, отношения температур и адиабатического КПД. Более подробно особенности выбора параметров расчетной модели и результаты верификации описаны в работе [16].

МЕТОД РАСЧЕТА ЛОПАТОК С ЭРОЗИОННЫМ ИЗНОСОМ

При работе ГТУ в условиях высокой концентрации частиц примесей в воздухе происходит интенсивный износ хорды профиля в определенных сечениях, особенно в периферийном, что приводит к увеличению радиального зазора, причем степень износа будет зависеть от конструктивных особенностей проточных частей и для каждого компрессора будет иметь различные значения. В связи с этим для исключения привязки к геометрии какого-то определенного компрессора в составе ГТУ были использованы относительные геометрические параметры, определяемые в соответствии со схемой на рис. 1. Для разделения

лопаток на категории была выбрана относительная высота лопатки по хорде в среднем сечении:

$$\bar{l} = \frac{l}{b_{\text{ср}}}, \quad (1)$$

где l — высота лопатки по входной кромке, мм; $b_{\text{ср}}$ — хорда профиля в среднем сечении, мм.

Для описания износа хорды в работе использован относительный износ [изношенная хорда определяется по сечению с максимальным износом (сечение А—А на рис. 1)]:

$$\Delta \bar{b} = 1 - \frac{b_{\text{изн}}}{b_{\text{исх}}}, \quad (2)$$

где $b_{\text{изн}}$ — хорда профиля при наличии эрозионного износа, мм; $b_{\text{исх}}$ — исходная хорда профиля без износа, мм.

Относительное изменение радиального зазора, применяемое для описания его увеличения вследствие эрозионного износа, вычисляется как

$$\Delta \bar{r} = \frac{r_{\text{изн}}}{r_{\text{исх}}}, \quad (3)$$

где $r_{\text{изн}}$ — радиальный зазор при наличии эрозионного износа, мм; $r_{\text{исх}}$ — исходный радиальный зазор без износа, мм.

Используя относительные параметры, можно в какой-то мере унифицировать предложенные в работе модели и с их помощью в дальнейшем определить геометрические характеристики изношенных проточных частей других компрессоров. При этом для нахождения выбранных параметров не нужно задействовать дорогостоящее оборудование. Например, хорды могут быть измерены штангенциркулем при проведении капитальных ремонтов ГТУ как на сервисных предприятиях (для авиационных установок), так и по месту эксплуатации (для стационарных установок), а радиальные зазоры, как правило, являют-

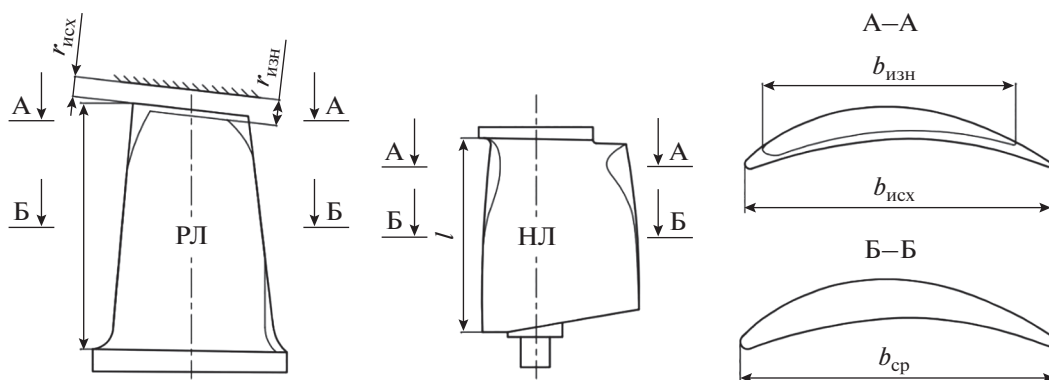


Рис. 1. Изменение формы рабочих (РЛ) и направляющих (НЛ) лопаток осевого компрессора при эрозионном износе. А—А — сечение максимального износа; Б—Б — среднее сечение по высоте лопатки

ся показателем качества выполненного ремонта и проверяются специальными шупами.

Геометрическое описание износа хорды

Пример статистических сведений об износе пера лопаток компрессоров различных газотурбинных установок, возникшем вследствие пылевой эрозии [18–22], показан на рис. 2. По представленным зависимостям видно, что чем меньше относительная высота лопатки $\bar{l}$, тем выше будет ее относительный износ в периферийном сечении $\Delta\bar{b}$. В целом, для всей проточной части степень износа будет зависеть от условий эксплуатации и срока наработки. Применение зависимостей, аналогичных приведенным, позволит выделить различные степени эрозионного износа лопаток при известных их геометрических характеристиках с учетом конструктивных особенностей лопаток и их положения в проточной части.

На рис. 2 условно выделены три характерные степени износа, описываемые с помощью степенных функций – зависимостей между относительной высотой лопатки и относительным износом хорды на периферии лопатки, уравнения которых приведены в подрисуночной подписи. Путем экстраполяции коэффициентов в данных уравнениях была выведена дополнительная степень износа (линия *IV*) в целях увеличения количества рассматриваемых вариантов эрозионного износа.

Указанные степени износа были выбраны в качестве примера для дальнейшего численного анализа влияния эрозии на рабочие характеристики ОК. С учетом геометрических размеров рабочей

лопатки NASA Stage 37 ($b_{cp} = 55.62$ мм, $l = 74.42$ мм) с помощью уравнений, приведенных к рис. 2, были определены значения износа хорды в периферийном сечении при различной степени эрозии. В данной работе исследованы четыре варианта уменьшения хорды лопаток (эрозионного износа в осевом направлении): на 7.8, 11.2, 17.8 и 25.2%.

Учет неравномерности эрозионного износа по высоте лопатки

Помимо эрозионного износа в осевом направлении, для формирования геометрических моделей лопаток важно также учесть и его радиальный характер – распределение износа по высоте лопатки (рис. 3). Во-первых, из-за меньшей, по сравнению с входной кромкой, толщины профиля вблизи выходной кромки ее износ происходит интенсивнее. Во-вторых, при вращении рабочего колеса проявляется эффект сепарирования – унос частиц примесей от оси вращения под действием центробежных сил на периферию, что в совокупности с уменьшением максимальной толщины профиля по высоте лопатки приводит к более значительному изнашиванию верхней половины пера (особенно для последних ступеней, где наибольшие концентрации частиц наблюдаются в области 60–100% высоты лопатки). В-третьих, распределение износа по высоте лопаток первых и последних ступеней будет разным из-за изменения их геометрических размеров и расположения частиц в потоке.

Использование действительного распределения эрозионного износа при проведении расчетов допустимо при исследовании конкретного

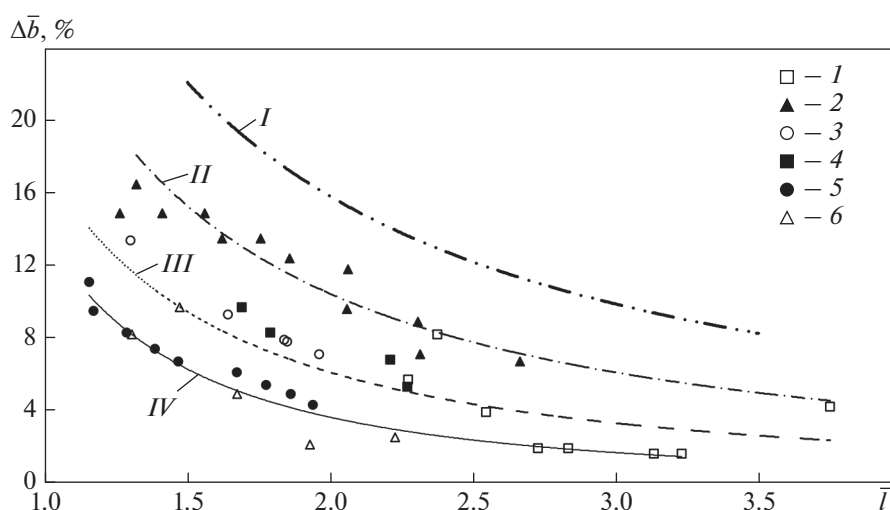


Рис. 2. Зависимости предельной относительной степени износа хорды рабочих лопаток от их относительной высоты.

$\Delta\bar{b}$: *I* – $35.481\bar{l}^{-1.164}$; *II* – $26.247\bar{l}^{-1.329}$; *III* – $17.556\bar{l}^{-1.526}$; *IV* – $13.675\bar{l}^{-1.921}$.

Авиационный двигатель: *I* – GE J85-13 [18]; *2* – ТВ3-117 [19]; *3* – Р-13-300 [20]; *4* – КНД РД-33С [21]; *5* – КВД РД-33С [21]; *6* – Allison Т56 [22]

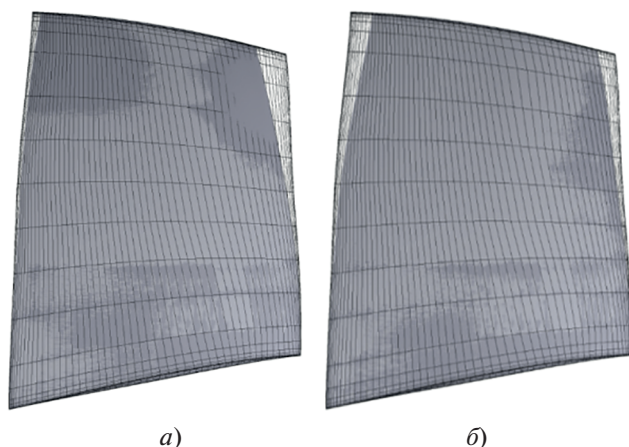


Рис. 3. Действительная (а) и симметричная (б) модели износа рабочей лопатки Stage 37 (вид со стороны корытца)

типа компрессора и наличии эксплуатационных данных о повреждениях лопаток, однако оно сопряжено с необходимостью определять износ кромок по отдельности для каждой степени эрозии. Поэтому одно из допущений в настоящей работе – применение аппроксимирующей функции, полученной путем анализа находящихся в открытом доступе статистических данных об из-

носе рабочих лопаток осевых компрессоров [18–22] и определяемой с помощью кривых Безье второго порядка для ротора

$$\Delta \bar{b} = (1 - \text{РНН})^2 P_0 + 2\text{РНН}(1 - \text{РНН})P_1 + \text{РНН}^2 P_2 \quad (4)$$

и третьего порядка для статора

$$\Delta \bar{b} = (1 - \text{РНН})^3 P_0 + 3\text{РНН}(1 - \text{РНН})^2 P_1 + 3\text{РНН}^2(1 - \text{РНН})P_2 + \text{РНН}^3 P_3, \quad (5)$$

где РНН (Passage Height from Hub) – высота рассматриваемого сечения лопатки, %; P_i – управляющие точки кривой Безье, отвечающие за возможность задания любого варианта распределения эрозии по высоте лопаточного аппарата компрессора (рис. 4).

Также в рамках настоящего исследования при окончательных расчетах было принято, что износ симметричен относительно оси центра тяжести лопатки, т.е. уменьшение хорды со стороны входной и выходной кромок одинаково. Для проверки применимости такой модели для рабочего колеса ступени NASA Stage 37 в качестве примера был использован эрозионный износ, равный 17.8%, в соответствии с которым были построены действи-

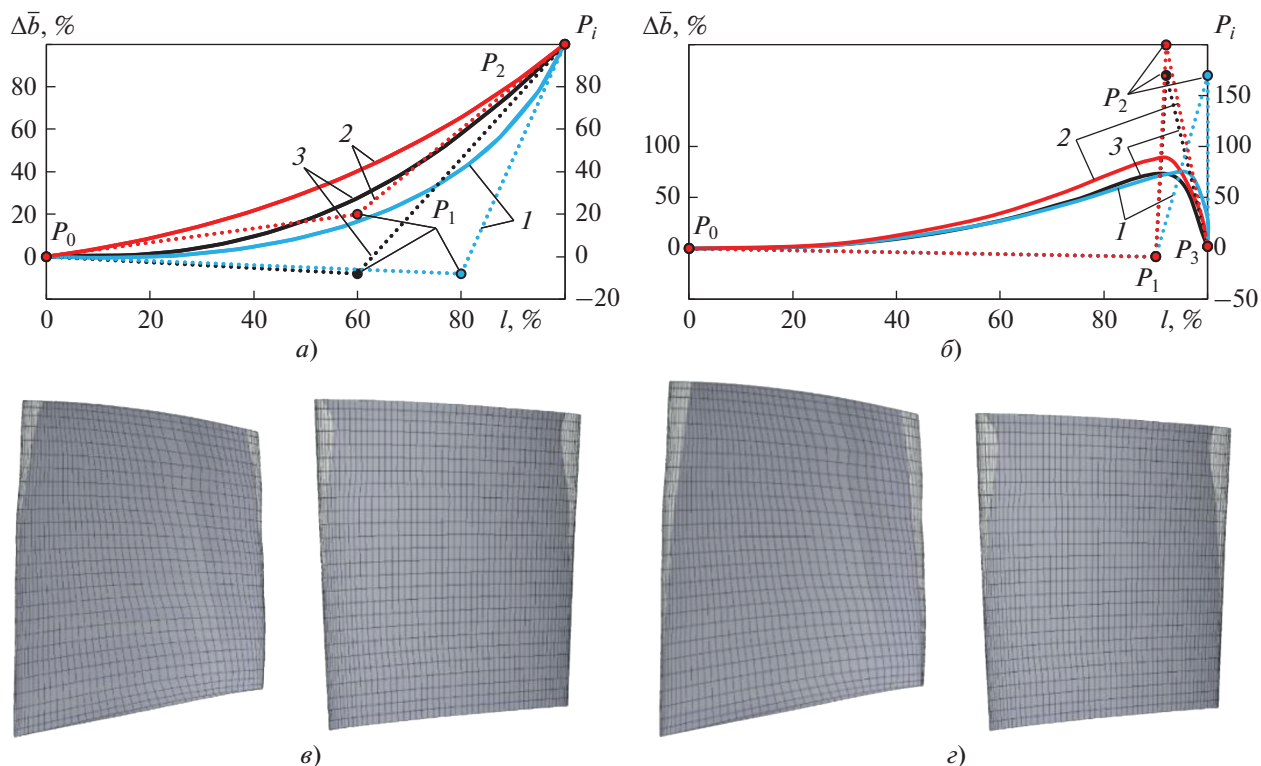


Рис. 4. Распределение эрозионного износа по высоте лопатки для рабочего колеса (а) и направляющего аппарата (б). Распределения износа по высоте (сплошные линии): 1 – вариант № 1 (в); 2 – вариант № 2 (г); 3 – исходное. На пунктирных линиях (относятся к вариантам износа № 1, 2 и исходному распределению) отмечены управляющие точки

тельно (см. рис. 3, *а*) и симметрично (рис. 3, *б*) изношенные геометрические модели лопаток.

Выбранная аппроксимирующая функция распределения эрозии по высоте лопатки (см. рис. 4, линия 3) представляет собой осредненную зависимость, полученную в результате анализа конкретных статистических данных. Поэтому дополнительно в исследовании были рассмотрены несколько форм распределения эрозии по высоте, отличных от исходной формы, с целью оценить влияние данного фактора на итоговые результаты работы при степенях износа хорды 25.2 и 11.2%. В последнем случае выбор именно такого значения обусловлен тем, что при рассмотрении минимального для ступени Stage 37 изнашивания (7.8%) влияние этого фактора может оказаться несущественным. Поэтому для примера показаны две формы распределения эрозии по высоте лопатки, иллюстрирующие две степени изнашивания нижней и средней частей пера лопатки: малое (см. рис. 4, *а*, *б*, вариант № 1, линия 1) и интенсивное (см. рис. 4, *а*, *б*, вариант № 2, линия 2). Пример характера изменения формы рабочих и направляющих лопаток в соответствии с выбранными распределениями представлен на рис. 4, *в*, *г*.

Учет изменения радиального зазора

Исходный относительный зазор (отношение исходного зазора к высоте лопатки), как правило, увеличивается от ступени к ступени. Таким же образом будет возрастать и степень износа, что, например, было отмечено в работе [19] для авиационного двигателя ТВ3-117 после 800 ч наработки в условиях запыленной атмосферы. Исследователи отмечают, что увеличение зазора является наиболее существенным в последних ступенях, что связано также с характером распределения частиц примесей по высоте проточной части. Схожие закономерности были отмечены и для других компрессоров, например в составе авиационных двигателей J85, T700 (General Electric) [18, 23] и TF33, J57 (Pratt & Whitney) [24], когда относительное изменение радиального зазора (отношение увеличенного зазора к исходному) оказывалось тем больше, чем меньше были размеры лопаток в ступени.

Для рассматриваемой ступени NASA Stage 37 радиальный зазор над лопаткой рабочего колеса равен $r_{\text{исх}} = 0.356$ мм. С учетом этого значения относительного изменения зазора, определяемые по (3), составили 1.31, 1.45, 1.72 и 1.83 для степеней износа 7.8, 11.2, 17.8 и 25.2% соответственно.

Постановка задач исследования

В связи с большим количеством геометрических особенностей проявления эрозионного износа начальным этапом в настоящем исследовании стала оценка разработанных моделей. В

рамках этого этапа решались следующие задачи: сравнение действительной и симметричной моделей износа лопатки (см. рис. 3) и анализ применимости аппроксимирующей функции, описывающей распределение эрозионного износа по высоте лопатки (см. рис. 4). Результаты принимались как обоснование выбора модели задания износа.

Следующий этап работы заключался в проведении поточных расчетов с принятой моделью износа лопаток. Для построения характеристик компрессора было рассмотрено по восемь режимов для трех частот вращения (70, 90 и 100% номинальной) в соответствии с экспериментальными данными [17]. Для каждого режима работы ОК были рассчитаны исходная форма лопаток и четыре степени эрозионного износа. При этом одним из допущений работы являлось равенство износов хорды для рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата для удобства построения геометрических моделей.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Сравнение симметричной и действительной моделей износа

При анализе результатов расчета действительной и симметричной моделей износа лопатки была установлена несущественная разница между ними (рис. 5). При моделировании интегральных характеристик ступени разница между симметричной и действительной моделями по массовому расходу воздуха и степени повышения давления в среднем составила 0.15%, по отношению температур — 0.07%. При этом максимальные отклонения между двумя моделями были отмечены для вертикальной части изодромы вблизи точки, определяющей границу запираания ступени, и равнялись 0.20% для степени повышения давления и 0.11% для отношения температур. Из рис. 5 следует, что полученные отклонения находятся в пределах погрешности верификации модели.

При сравнении распределений локальных параметров потока в сечении за рабочим колесом становится ясно, что использование симметричной модели приводит к большему изменению степени повышения давления (рис. 6, *а*): среднее отклонение между двумя вариантами износа составляет 0.36%. Максимальная разница наблюдается на относительной высоте лопатки 94.9% и равняется 1.22%. Аналогичное замечание допустимо сделать и для условий течения, определяемых по абсолютному числу Маха. На рис. 6, *б* видно, что разница между симметричной и действительной моделями износа для данного параметра несущественна: среднее отклонение в пределах 0.31% при максимальном отклонении 0.85% на относительной высоте 11.6%.

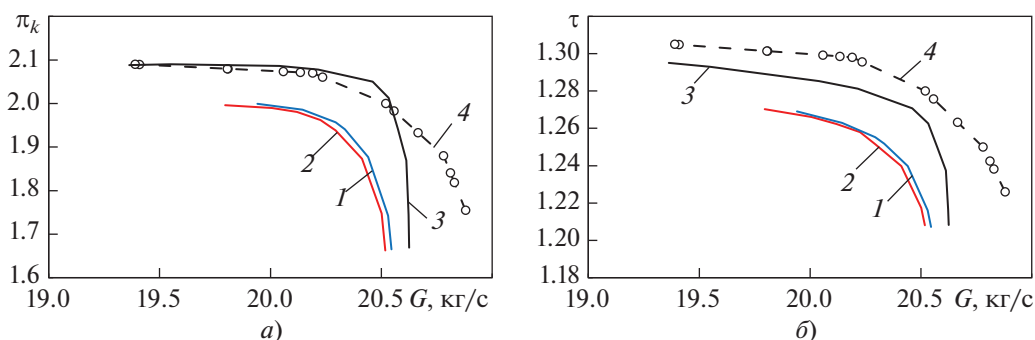


Рис. 5. Интегральные характеристики при различных моделях износа: зависимость массового расхода воздуха G от степени повышения давления π_k (а) и отношения температур τ (б).

Износ: 1 – действительный, 2 – симметричный; 3 – исходная форма лопатки без износа; 4 – экспериментальные значения [12]

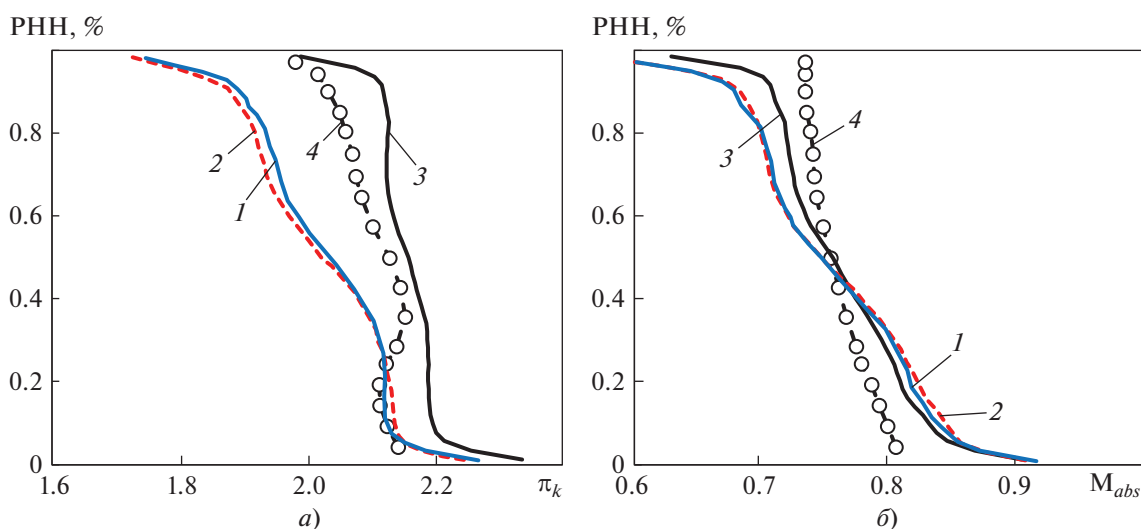


Рис. 6. Локальные параметры потока при различных моделях износа в сечении за рабочим колесом на номинальном режиме работы.

Распределение: а – степени повышения давления π_k ; б – абсолютного числа Маха M_{abs} .

Обозначения см. рис. 5

Качественно интегральные и локальные параметры не имели значительных различий, а при количественной оценке все отклонения оказывались в пределах погрешности верификации модели. Причем эти отклонения будут тем меньше, чем меньше будет износ лопатки. Также важно отметить, что применение симметричной модели обеспечило более быструю сходимость расчета: среднее число итераций составило 110–120, тогда как для действительного износа это количество соответствовало 150. Для обеих моделей достигнутый уровень сходимости имел порядок 10^{-6} , при этом изменений интегральных характеристик, вынесенных в качестве одного из показателей сходимости, от итерации к итерации не происходило.

Таким образом, использование симметричной модели эрозии лопатки является допустимым при оценке влияния износа на условия течения в ступени, что позволит сократить число вариантов расчетов и не окажет существенного влияния на возможности прогнозирования степени эрозии по характеристикам, полученным при таких расчетах. Тем не менее, в случае детального анализа структуры течения вокруг эродированных лопаток учет несимметричности имеет важное значение.

Результаты расчетов при различных распределениях эрозионного износа по высоте лопатки

По результатам расчетов было установлено, что применение альтернативных распределений

эрозионного износа по высоте лопатки приводит к различным изменениям характеристик работы ступени. Так, при степени эрозионного износа 25.2% (рис. 7, а) для варианта формы износа № 1 наблюдались минимальные изменения расхода и степени повышения давления для всех точек изодромы, но более значительное уменьшение диапазона устойчивой работы: граница помпажа ступени сместилась по горизонтальной оси вправо, при этом разница с исходной формой лопатки по массовому расходу составила 3.00%. Для варианта износа № 2 отмечался обратный эффект: разница по массовому расходу на границе помпажа равнялась 1.80%, а смещение изодромы вниз и влево по напору и расходу соответственно оказалось более существенным по сравнению с вариантом № 1.

Для меньших степеней эрозии (рис. 7, б) влияние различных форм износа было практически одинаковым: среднее отклонение между всеми тремя вариантами по расходу и степени повышения давления не превысило 0.30%. Также важно отметить, что с уменьшением частоты вращения разница между вариантами износа снижалась до практически полного совпадения всех трех вариантов уже на относительной частоте вращения

70%, поэтому в дальнейшем анализ результатов проводится без учета данной изодромы.

Описанные изменения интегральных характеристик вызваны тем, что для варианта формы износа № 2 более существенное изменение формы средней части пера привело к большему изменению степени повышения давления по сравнению с исходным распределением: среднее отклонение в области от 30 до 70% высоты лопатки по степени повышения давления составило 1.42%, по отношению температур — 0.22% (рис. 8, а). При промежуточных степенях эрозии (в пределах 11% износа хорды и ниже) различие оказалось незначительным: среднее отклонение по всей высоте лопатки между исходным распределением и вариантом № 2 по степени повышения давления соответствовало 0.23%, по отношению температур не превышало 0.10% (рис. 8, б).

В варианте износа № 1, когда и средняя, и периферийная области лопатки были менее изношены, локальное изменение степени повышения давления за ротором, а следовательно, и изменение степени повышения давления всей ступени оказалось меньше по сравнению с исходным распределением износа по высоте. Для степени из-

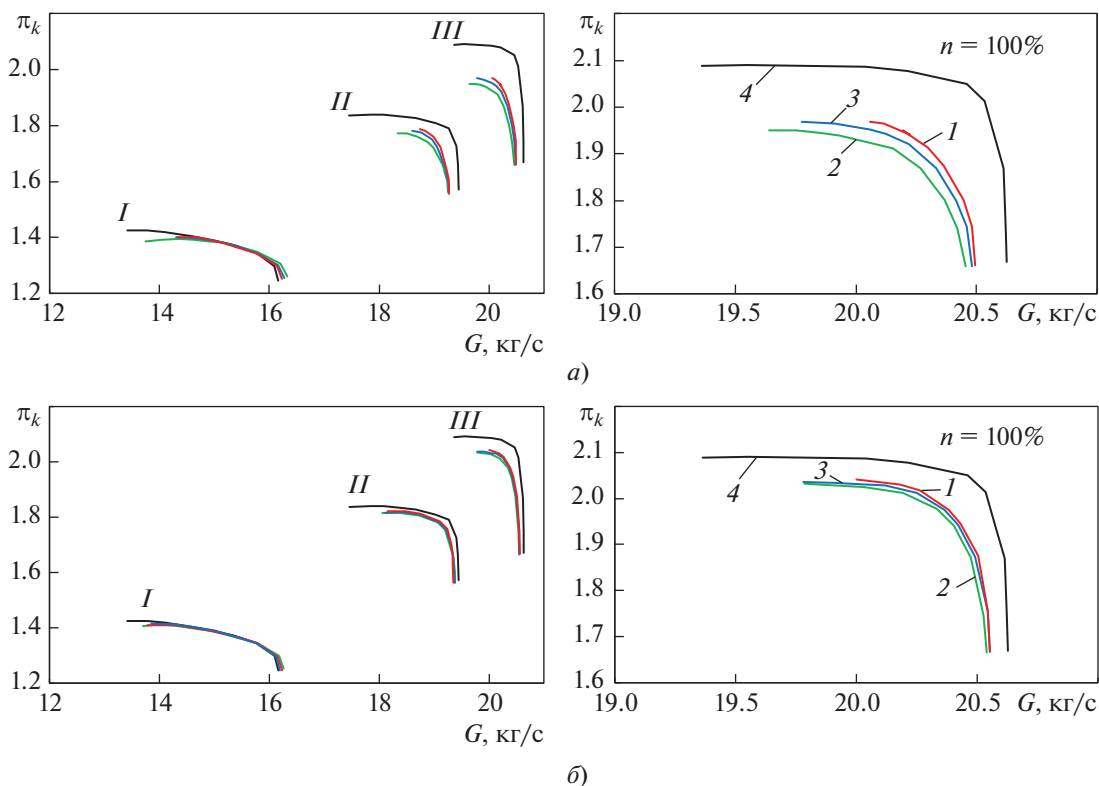


Рис. 7. Интегральные характеристики ступени при степени износа по высоте лопатки 25.2% (а) и 11.2% (б).

Относительная частота вращения n , %: I — 70; II — 90; III — 100.

Эрозия лопаток: 1 — по варианту № 1; 2 — по варианту № 2; 3 — исходное распределение эрозионного износа; 4 — лопатки без эрозии

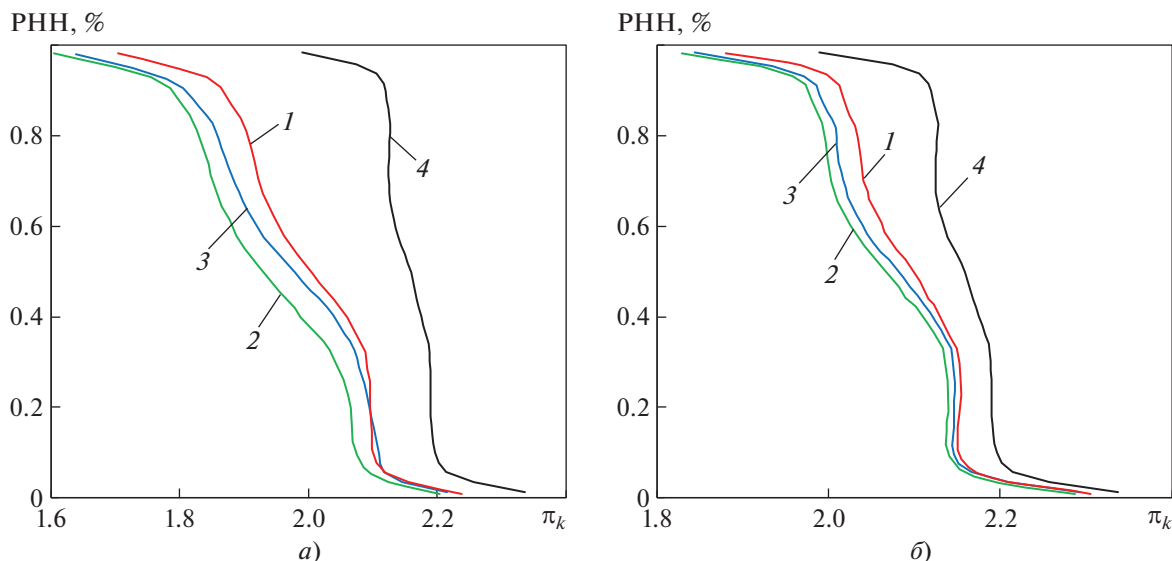


Рис. 8. Локальные распределения степени повышения давления при степени износа по высоте лопатки на номинальном режиме 25.2% (а) и 11.2% (б). Обозначения см. рис. 7

носа 25.2% среднее отклонение по степени повышения давления находилось в пределах 0.70%, по отношению температур — 0.20%. Однако для меньших степеней износа разница между исходным распределением и вариантом № 1 сохранилась приблизительно на том же уровне: отклонение по степени повышения давления в среднем составило 0.84%, по отношению температур — 0.26%.

Таким образом, различие между выбранными вариантами износа и исходным распределением оказалось несущественным и так же, как и в случае симметричной и действительной моделей эрозии, оно соответствовало пределу погрешности верификации модели. К тому же форма износа лопаток зависит от довольно большого числа факторов, среди которых можно выделить режим работы ГТУ, состав частиц примесей, наличие отборов воздуха и др., а учет какого-либо фактора или пренебрежение им может привести как к увеличению степени износа лопатки по всей высоте (вариант № 2), так и к его уменьшению (вариант № 1). В связи с этим для всех последующих расчетов использовалась аппроксимирующая функция распределения эрозии по высоте лопатки (см. рис. 4, линия 3).

Эрозионный износ лопаточной ступени разной степени

Описанные модели были применены для проведения поточных расчетов эрозионного износа ступени. Согласно их результатам, уменьшение хорды в совокупности с увеличением радиального зазора приводит к существенному смещению изодром вниз и влево (рис. 9). Для номинальной

частоты вращения среднее отклонение интегральных характеристик от исходных значений в зависимости от степени эрозии лежало в следующих диапазонах: степень повышения давления — от 0.73 до 3.31%, отношение температур — от 0.43 до 1.55%, адиабатический КПД (абсолютное отклонение) — от 0.35 до 1.15%, массовый расход (при рассмотрении точки, определяющей границу записывания ступени) — от 0.44 до 1.26%. Для оценки уменьшения диапазона устойчивой работы, определяемого по положению границы помпажа, было использовано значение массового расхода в данной точке: по результатам расчета отклонение составляло 0.68–2.44%. При этом при снижении частоты вращения отклонения существенно уменьшались. Так, уже для изодромы 70% отклонение всех интегральных параметров от номинальных значений в среднем не превышало 0.10% и в основном проявлялось в изменении положения границы помпажа.

Наличие эрозионного износа привело к серьезному уменьшению параметров, характеризующих аэродинамическую эффективность работы ступени: в верхней половине канала для степени повышения давления среднее отклонение от номинальных значений находилось в диапазоне от 3.29 до 11.96% (рис. 10, а), для отношения температур — от 0.44 до 3.31% (рис. 10, б). Представленные на рисунках распределения свидетельствуют о том, что изменение параметров было характерно и для области вблизи корневого сечения лопатки, несмотря на минимальные изменения геометрической формы профилей в этой области: максимальное среднее отклонение в данном случае соответствовало диапазонам 1.60–5.03% и

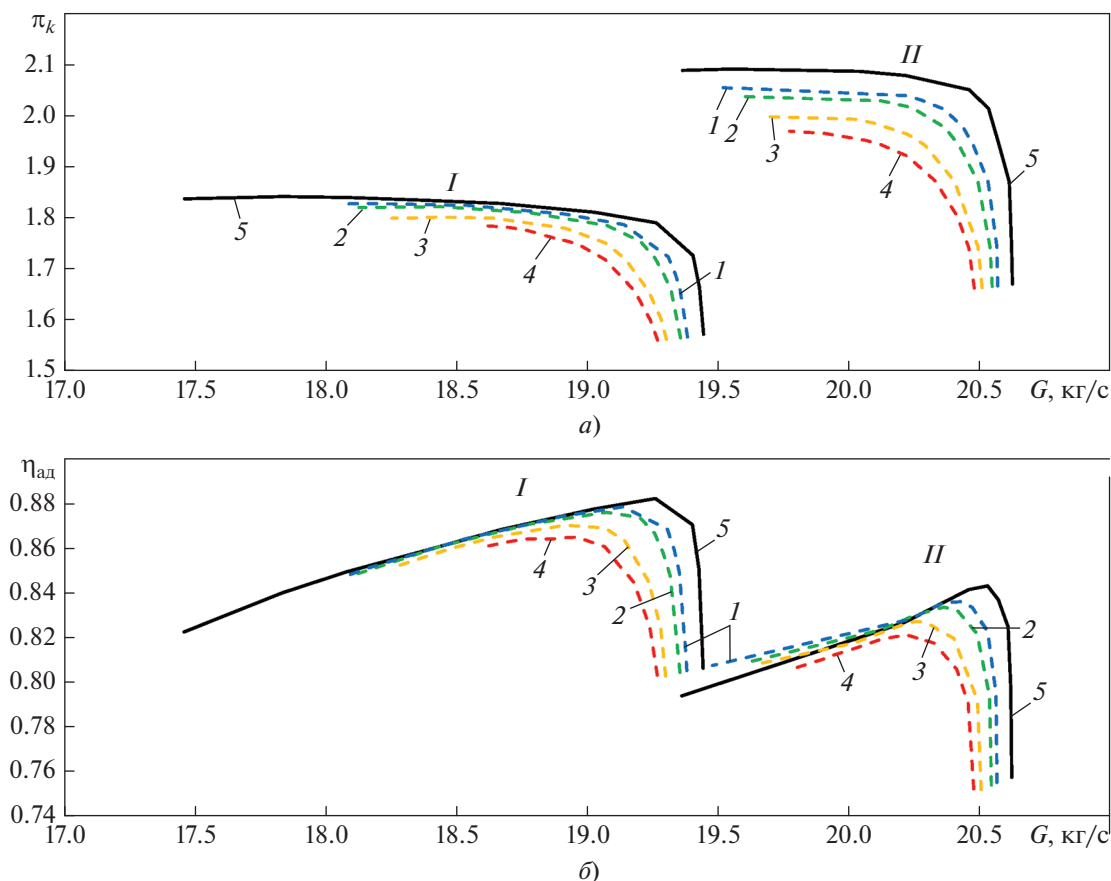


Рис. 9. Зависимость массового расхода воздуха G от степени повышения давления π_k (а) и адиабатического КПД η_{ad} (б) при относительной частоте вращения $n = 90\%$ (I) и 100% (II).
Износ хорды, %: 1 – 7.8; 2 – 11.2; 3 – 17.8; 4 – 25.2; 5 – исходная форма лопаток (без эрозии)

0.24–1.60% для степени повышения давления и отношения температур. Объяснить подобный эффект можно уменьшением хорды и сопутствующим ему изменением лопаточных углов, вызывающих изменение угла поворота потока, определяющего работу сжатия. На рис. 10, в представлено распределение значений абсолютного угла выхода потока из рабочего колеса. Установлено, что эрозионный износ приводит к уменьшению угла выхода потока по всей высоте канала, а наибольшие изменения наблюдаются в верхней его половине и соответствуют диапазону 2.14–15.6%.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

По результатам моделирования эрозии в трансзвуковой ступени все основные интегральные характеристики работы оказались меньше по сравнению со значениями для исходной формы лопаток. Линии постоянных частот вращения сместились относительно исходного положения вниз и влево. Аналогичным образом изменились и распределения локальных параметров потока в

контрольном сечении: при наличии эрозионного износа эффективность взаимодействия потока с поверхностью лопатки в ее верхней половине снижалась, что обусловило уменьшение значений всех параметров в этой области канала. Важно отметить, что влияние эрозионного износа на интегральные параметры работы ступени оказывалось тем меньше, чем меньше была частота вращения (рис. 11).

Представленные результаты хорошо согласуются с теоретическими данными об изменении характеристик и данными, полученными другими исследователями. Поэтому выявленные зависимости могут использоваться для оценки влияния эрозионного износа на характеристики компрессора. При этом стоит учитывать, что при рассмотрении многоступенчатых машин отмеченное в работе влияние эрозионного износа, вероятнее всего, будет сильнее по сравнению с износом единичной ступени, что связано с нарушением согласования ступеней: изменение условий течения в первой ступени будет вызывать изменение угла набегания потока на лопатки второй. В свою очередь, появление нерасчетных углов атаки будет способствовать

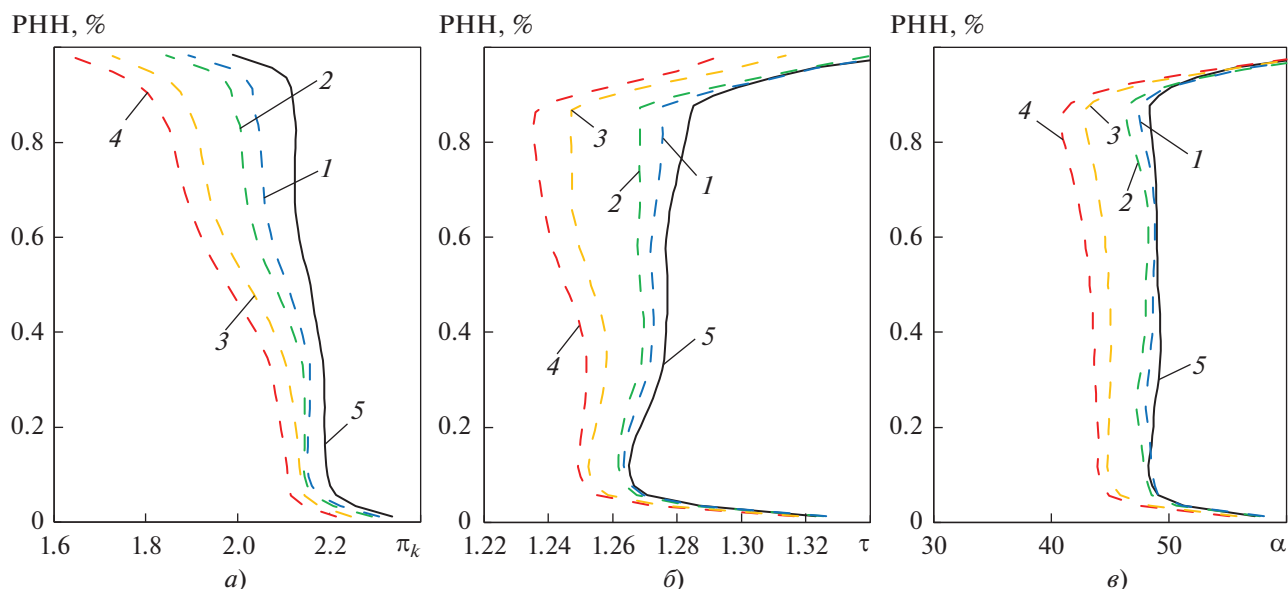


Рис. 10. Зависимость относительной высоты канала РНН от степени повышения давления π_k (а), отношения температур τ (б) и абсолютного угла потока α (в). Обозначения см. рис. 9

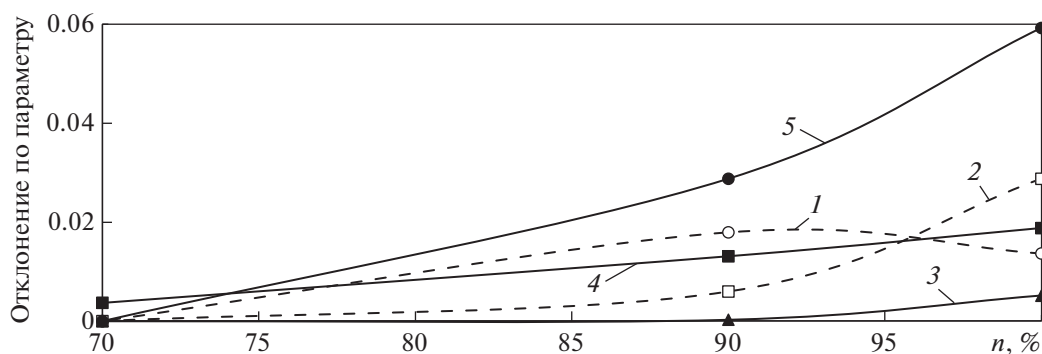


Рис. 11. Изменение интегральных параметров работы ступени, определенное для точек с максимальным адиабатическим КПД. 1 – массовый расход; 2 – степень повышения давления; 3 – отношение температур; 4 – адиабатический КПД; 5 – потребляемая мощность

возникновению срывов потока воздуха с поверхности лопаток и, как следствие, загромождению межлопаточного канала и уменьшению эффективности преобразования энергии в ступени. Данный эффект будет иметь нарастающий лавинообразный характер при переходе от ступени к ступени, что приведет к значительному снижению параметров работы всего осевого компрессора.

ВЫВОДЫ

1. Предложено дополнить геометрические модели компрессорных лопаток заданием эрозионного износа для последующего исследования его влияния на характеристики ОК численными методами.

2. Допущения, принятые при построении геометрических моделей изношенных лопаток, будут оказывать несущественное влияние на конечную точность расчетов при значительном упрощении процесса построения лопаток. Так, при исследовании разница между действительной и симметричной моделями износа находилась в пределах погрешности верификации модели и при определении интегральных характеристик составила 0.15% по массовому расходу и степени повышения давления, а по отношению температур – 0.07%. При сравнении распределений локальных параметров за рабочим колесом разница по степени повышения давления и абсолютному числу Маха между симметричной и действительной моделями износа составляла не более 0.30%.

3. Для оценки применимости аппроксимирующей функции для описания распределения износа хорды по высоте лопатки дополнительно были рассмотрены альтернативные варианты: малое и интенсивное изнашивание лопатки. В результате моделирования было установлено, что разница по интегральным характеристикам между всеми тремя вариантами также оказывалась в пределах погрешности верификации модели, а наиболее значительным расхождением было положение границы помпажа ступени: по сравнению с исходной геометрией отклонение по массовому расходу в данной точке составило 3.00 и 1.80% для малого и интенсивного изнашивания соответственно при предельном эрозионном износе. При уменьшении степени эрозии эти расхождения также снижались: для степени износа хорды 11.2% разница между вариантами износа по всем параметрам не превысила 0.50%.

4. При исследовании различных степеней эрозионного износа было получено существенное изменение всех интегральных характеристик ОК. Так, наличие эрозионного износа приводило к снижению степени повышения давления (до 3.31%), отношения температур (до 1.55%), адиабатического КПД [до 1.15% (абс.)] и массового расхода по границе запираания ступени (до 1.26%). При снижении частоты вращения ротора влияние износа уменьшалось: на изодроме 70% изменения интегральных характеристик были минимальными и не превышали 0.10%. Полученные результаты хорошо соотносятся с теоретическими данными и результатами работ других авторов.

5. Полученные в работе зависимости могут быть выбраны в качестве отправной точки при создании прогностической модели для оценки эрозионного износа по изменению основных рабочих характеристик компрессора. При этом одним из перспективных методов создания такой модели будет машинное обучение, которое при постепенном накоплении экспериментальных и расчетных данных позволит в значительной степени повысить точность прогнозов, а также выявить неочевидные зависимости между рабочими параметрами и степенью износа.

6. Следующим этапом исследования могут стать проведение аналогичных расчетов для многоступенчатых компрессоров и оценка применимости выводов, сформулированных для единичной ступени, к многоступенчатым машинам при различных параметрах (как конструктивных, так и эксплуатационных).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Burnes D., Kurz R.** Performance degradation effects in modern industrial gas turbines // Proc. of the Global Power and Propulsion Society Forum (GPPS-18). Zurich, Switzerland, 10–12 Jan. 2018.
2. **Brandes T., Koch C., Staudacher S.** Estimation of aircraft engine flight mission severity caused by erosion // J. Turbomach. 2021. V. 143. Is. 11. P. 111001. <https://doi.org/10.1115/1.4051000>
3. **Sallee G.P.** Performance deterioration based on existing (historical) data: JT9D jet engine diagnostics program. NASA Lewis Research Center, 1978.
4. **Кривошеев И.А., Камаева Р.Ф., Струговец С.А.** Особенности движения частиц пыли в проточной части и изменения геометрии лопаток компрессоров в процессе эксплуатации газотурбинных установок // Вестник УГАТУ. 2011. № 3 (43). С. 18–24.
5. **Исследование эрозионного износа лопаточного аппарата осевых турбокомпрессоров (обзор)** / В.Л. Блинов, И.С. Зубков, С.В. Богданец, О.В. Комаров, Г.А. Дерябин // Теплоэнергетика. 2023. № 6. С. 41–55. <https://doi.org/10.56304/S0040363623060024>
6. **Computational fluid dynamics (CFD) based erosion prediction model in elbows** / H. Hadzhahmetovic, N. Hodzic, D. Kahrmanovic, E. Dzaferovic // Tehnicki Vjesnik – Technical Gazette. 2014. V. 21. No. 2. P. 275–282.
7. **De Pratti G.M.** Aerodynamical performance decay due to fouling and erosion in axial compressor for GT aero-engines // Proc. of the 75th National ATI Congress – #7 Clean Energy for All (ATI 2020) (E3S Web of Conferences). Rome, Italy, 15–16 Sept. 2020. V. 197. P. 11002. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202019711002>
8. **High velocity measurements of particle rebound characteristics under erosive conditions of high-pressure compressors** / H. Sommerfeld, C. Koch, A. Schwarz, A. Beck // Wear. 2021. V. 470–471. P. 203626. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203626>
9. **Ghenaiet A., Tan S.C., Eder R.L.** Experimental investigation of axial fan erosion and performance degradation // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A: J. Power Energy. 2004. V. 218. Is. 6. P. 437–450. <https://doi.org/10.1243/0957650041761900>
10. **Experimental and numerical study of particle ingestion in aircraft engine** / M.G. de Giorgi, S. Campilongo, A. Ficarella, M. Coltelli, V. Pfister, F. Sepe // Proc. of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conf. and Exposition. San Antonio, Texas, USA, 3–7 June 2013. <https://doi.org/10.1115/GT2013-95662>
11. **Блинов В.Л., Дерябин Г.А., Зубков И.С.** Классификация уровня эрозии проточной части изолированной ступени осевого компрессора: Докл. на VI Междунар. науч.-техн. конф. “Энергетические системы” (ICES-2022). Белгород, Россия, БГТУ им. В.Г. Шухова, 22 дек. 2022 г. // Энергетические системы. 2022. Т. 7. № 1. С. 8–18. <https://doi.org/10.34031/es.2022.1.001>
12. **Reid L., Moore R.D.** Design and overall performance of four highly loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor. NASA Lewis Research Center, 1978.
13. **Зубков И.С., Блинов В.Л.** Разработка цифровой модели лопаточного аппарата для оценки влияния дефектов на характеристики работы осевого компрессора газотурбинной установки // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 1. С. 18–25.

14. **Denton J.D.** Lessons from rotor 37 // *J. Therm. Sci.* 1997. V. 6. P 1–13.
<https://doi.org/10.1007/s11630-997-0010-9>
15. **Cumpsty N.A.** Some lessons learned // *J. Turbomach.* 2010. V. 132. Is. 4. P. 041018.
<https://doi.org/10.1115/1.4001222>
16. **Блинов В.Л., Зубков И.С.** Верификация расчетной модели трансзвуковой ступени для решения задач учета влияния эрозионного износа на работу осевого компрессора // *Вестник Самар. ун-та. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение.* 2023. Т. 22. № 1. С. 51–62.
<https://doi.org/10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62>
17. **CFD validation for propulsion system components** / Ed. by J. Dunham // *AGARD Advisory Report No. 355.* AGARD, 1998. ISSN 0549-7221
18. **Tabakoff W., Lakshminarasimha A.N., Pasin M.** Simulation of compressor performance deterioration due to erosion // *J. Turbomach.* 1990. V. 112. Is. 1. P. 78–83.
<https://doi.org/10.1115/1.2927424>
19. **Dvirnyk Ya., Pavlenko D., Przysowa R.** Determination of serviceability limits of a turboshaft engine by criterion of blade natural frequency and stall margin // *Aerospace.* 2019. V. 6. Is. 12. P. 132.
<https://doi.org/10.3390/aerospace6120132>
20. **Гумеров А.В., Акмалетдинов Р.Г.** Моделирование эрозионного износа лопатки компрессора // *Авиационная и ракетно-космическая техника.* 2011. № 3 (27). С. 233–239.
21. **Расчетное исследование влияния эрозионного износа на высотно-скоростные характеристики ТРДДФ** / М.Б. Абдельвахид, А.Н. Черкасов, Р.М. Федоров, К.С. Федечкин // *Вестник УГАТУ.* 2014. № 3 (64). С. 16–22.
22. **Compressor airfoil protective coating for turbine engine fuel efficiency** / G. Kilchenstein, F.M. Juarez, M. Moseley, J. Cheverie, M. Duffles, J. Acker // *Proc. of the SAE 2013 AeroTech Congress & Exhibition.* Montreal, Canada, 24–26 Sept. 2013.
<https://doi.org/10.4271/2013-01-2187>
23. **Przedpelski Z.J.** The T700-GE-700 engine experience in sand environment // *J. Am. Helicopter Soc.* 1984. V. 29. No. 4. P. 63–69.
<https://doi.org/10.4050/JAHS.29.63>
24. **Performance deterioration of a turbofan and a turbojet engine upon exposure to a dust environment** / M.G. Dunn, C. Padova, J.E. Moller, R.M. Adams // *J. Eng. Gas Turbines Power.* 1987. V. 109. Is. 3. P. 336–343.
<https://doi.org/10.1115/1.3240045>

Estimating the Influence of Compressor Blade Erosion Wear on the Compressor's Integral and Local Characteristics

V. L. Blinov^{a, *}, I. S. Zubkov^a, and G. A. Deryabin^a

^a Ural Power Engineering Institute, Ural Federal University, Yekaterinburg, 620002 Russia

*e-mail: v.l.blinov@urfu.ru

Abstract—Assessment, monitoring, and prediction of the technical condition of gas turbine unit (GTU) assemblies and components are among the key matters that have to be dealt with during the operation of GTUs. In this connection, various prediction systems that use statistical, experimental, and calculated data on the change in the axial compressor (AC) characteristics resulting from the occurring erosion are becoming of great demand. The article describes an approach to the development of models of erosively worn blades on the basis of freely accessible statistical data on the failures of units as a consequence of a blade compressor's erosion. The article also proposes a body of mathematics for specifying the blade wear degree, introducing the change in the eroded profile chord, and considering the wear nonuniformity along the blade height. The statement of the problem of numerically studying how the erosion degree and pattern affect the compressor stage performance parameters is described. The outcomes from intermediate studies on comparing different geometrical models of erosion are presented along with assessment of their applicability for flow computations in elaborating a prediction model. The results of computations of a transonic compressor stage have been obtained for different erosion wear degrees of its blading in a wide range of operation modes, and the revealed degradation pattern of the stage integral and local characteristics is analyzed. It has been found from analyzing various erosion wear degrees for the stage considered that, if there is an erosion wear, the compressor pressure ratio may drop by up to 3.31%, the ratio of temperatures by up to 1.55%, the adiabatic efficiency by up to 1.15% (abs.), and mass flowrate at the stage choke line up to 1.26%. With decreasing the rotor rotation frequency, the wear influence decreases, and 70% of the change in integral characteristics do not exceed 0.10% for the isodrome (a constant rotation frequency line). The article briefly outlines possible methods for analyzing the results for constructing the correlations between the erosion wear degree and the change in the compressor integral characteristics and also promising lines for development of studies.

Keywords: gas turbine unit, axial compressor, stage, blading, erosion wear, integral and local characteristics, computational gas dynamics