



Влияние наличия врезания на расходные характеристики лабиринтных уплотнений авиационных двигателей

- А. А. Матвеев** инженер;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
vut.13@mail.ru
- А. Ю. Тисарев** кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
ay.tisarev@uec-kuznetsov.ru
- С. В. Фалалеев** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
falaleev.sv@ssau.ru
- К. А. Миронова** аспирант;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
ka.bedenko@uec-kuznetsov.ru

Лабиринтные уплотнения в настоящее время являются наиболее распространённым типом герметизаторов в авиационных двигателях. В статье предложен подход для учёта величины их врезания в статорную деталь при определении расхода воздуха. Проведено сравнение результатов расчёта характеристик лабиринтных уплотнений с учётом врезания гребешков уплотнения в статорную деталь с использованием полуэмпирических и численной моделей. Выявлен характер изменения расхода воздуха через уплотнение при изменении геометрических параметров канавок в статорной детали в результате изнашивания срабатываемого покрытия при врезании гребешка лабиринтного уплотнения. Предложены наиболее эффективные полуэмпирические модели для расчёта характеристик таких уплотнений при различных картинах износа и величинах зазора, а также рекомендации по их модернизации для повышения точности расчётов.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение; зазор; расход воздуха; врезание; износ

Цитирование: Матвеев, А. А. Влияние наличия врезания на расходные характеристики лабиринтных уплотнений авиационных двигателей / А. А. Матвеев, А. Ю. Тисарев, С. В. Фалалеев, К. А. Миронова // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 7–20. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-7-20

Введение

Лабиринтные уплотнения (ЛУ) имеют широкое применение в авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) [1]. Они являются бесконтактными и обеспечивают герметизацию полостей между вращающимися и неподвижными деталями. Отличительной особенностью

таких уплотнений является простота конструкции и отсутствие ограничений по температуре и давлению уплотняемой среды, частоте вращения ротора.

Лабиринтные уплотнения являются важнейшими элементами системы внутренних воздушных потоков воздуха в ГТД, определяют во многом эффективность узлов и двигателя в целом [2]. При проектировании уплотнений необходимо обеспечить требуемые значения расходов отбираемого или подводимого воздуха. Их характеристики влияют на эффективность охлаждения турбины, тепловое состояние двигателя, величину действующей на радиально-упорный подшипник осевой силы.

При работе двигателя на напряжённых и переходных режимах возможно врезание гребешков лабиринта в срабатываемое покрытие на статорной детали. Наличие врезания влияет на характеристики уплотнения, так как увеличивается величина зазора и изменяется характер течения воздуха в нём. Учёт врезания необходим при расчёте воздушных систем ГТД для корректных оценок расходов воздуха в уплотнениях, давлений и температур воздуха во внутренних полостях двигателя. Имеется огромное количество работ, посвящённых исследованию процессов течения в лабиринтных уплотнениях (наиболее распространено уравнение Стодолы [1,3,4] с применением поправочных коэффициентов), однако не так много работ, посвящённых исследованию течения газа в таких уплотнениях при наличии износа [5–7]. В открытой литературе нет сведений об учёте врезания при использовании известных аналитических и полуэмпирических моделей для расчёта лабиринтных уплотнений во всём спектре возможных зазоров, особенно при наличии отрицательных зазоров. Использование таких моделей, в отличие от численных, существенно ускоряет процесс расчёта, что особенно важно при проектировании системы внутренних воздушных потоков воздуха в ГТД. Целью настоящей статьи является исследование процессов в лабиринтном уплотнении с учётом врезания, выявление наиболее достоверных полуэмпирических моделей для его расчёта и разработка рекомендаций по их использованию.

1 Анализ методов определения утечек через лабиринтное уплотнение

Существуют экспериментальные, аналитические и численные методы определения характеристик лабиринтных уплотнений. Особенно популярными являются полуэмпирические модели для расчёта утечек через такие уплотнения. В статье [8] рассматриваются основные такие модели, которые разделяются на два типа: прямые и косвенные. Прямые модели предполагают рассмотрение уплотнения единым компонентом, вычисление выполняется в одну итерацию. Косвенные методы требуют итерационного вычисления давления в полостях между гребешками и расхода через каждую щель в отдельности. Некоторые из косвенных моделей учитывают геометрию полости, что увеличивает точность расчётов. В этой статье отмечается, что среди открытых источников нет моделей, учитывающих наличие сотовой структуры, величину угла наклона рёбер, величину частоты вращения ротора.

Авторы многих статей отмечают невысокую точность модели Стодолы. Одной из основных используемых аналитических моделей для расчёта характеристик ЛУ является модель Мартина [9], которая позволяет определить количество полостей в лабиринте для заданных расхода газа и перепада давления. Формула предполагает, что рабочее тело – несжимаемый идеальный газ. При учёте геометрии берётся только количество гребешков. Уравнение Мартина имеет следующий вид:

$$G_B = A \cdot \frac{p_{BX}^*}{\sqrt{RT_{BX}^*}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{ВЫХ}}{p_{BX}^*}\right)^2}{\left(z + \ln \frac{p_{ВЫХ}}{p_{BX}^*}\right)}}, \quad (1)$$

где A – площадь зазора лабиринтного уплотнения, m^2 ; $p_{вх}^*$, $p_{вых}$ – полное давление на входе и статическое давление на выходе, Па; z – количество гребешков, шт; R – газовая постоянная, Дж/(кг·град); $T_{вх}^*$ – полная температура на входе в уплотнение, К.

Уравнения Ходкинсона, Эгли и Вермеса [10,11] основаны на модели Мартина и отличаются подходом к определению коэффициента переноса μ (поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение гидравлического сопротивления для гладкого уплотнения) [7]. Коэффициент переноса показывает, какая часть динамического напора переносится (сохраняется) при протекании через каждый гребешок уплотнения [12]. Его величина обратно пропорциональна корню квадратному из гидравлического сопротивления. Эгли принимает его величину постоянной и равной 0,85, у остальных авторов это полуэмпирическая величина. Так, авторы статьи [8] приводят иное определение коэффициента переноса. Поток, поступающий в лабиринтное уплотнение, расширяется в каждой полости. После каждого дросселирования небольшая часть кинетической энергии струи потока будет вновь преобразована в энергию давления, большая часть будет преобразована в тепловую энергию, а оставшаяся часть попадёт в следующее сечение уплотнения. Сам коэффициент переноса представляет собой долю энергии, переносимую из одной полости в следующую.

Помимо моделей, в которых вычисление происходит за одну итерацию, существуют косвенные модели, требующие итерационных вычислений. Такие модели, как правило, более точные, но при этом и требуют больше временных затрат для вычисления утечек.

Также представляет интерес формула Циммермана и Вольфа [13], которая является доработанной формулой Ходкинсона, в ней уточнён коэффициент переноса, также введён коэффициент расхода, зависимость для которого приведена для различных отношений величины зазора к толщине кончика гребешка.

В руководящем техническом материале (РТМ) [14] по расчёту лабиринтных уплотнений представлена методика их расчёта с учётом отрыва потока от кромок гребешков. В этой работе берётся за основу формула Мартина и вводится в неё коэффициент сужения струи μ_0 , который зависит от угла наклона гребешка и относительного радиального зазора.

При расчёте внутренних воздушных потоков в ГТД используется также методика расчёта расходов через лабиринтные уплотнения, приведённая в отчёте Харьковского политехнического института (ХПИ) [15]. Используемая методика основана на уравнении Бернулли, записанном для двух сечений на входе и выходе из рассматриваемого участка. Используются коэффициенты расхода, полученные для ступенчатых уплотнений, и поправочный множитель для корректировки расхода для гладкого уплотнения (в иностранной литературе коэффициент переноса).

Следует отметить, что ни одна из упомянутых выше аналитических и полуэмпирических моделей не может учитывать износ в уплотнении, форму канавки износа и её глубину.

Для расчётов утечек через лабиринтные уплотнения используют также численные методы. CFD-методы позволяют моделировать пространственные эффекты в потоке с использованием уравнений Навье-Стокса. Данный метод требует значительно больших вычислительных мощностей и временных затрат на расчёты. При этом многие авторы подтверждают, что результаты численных исследований имеют лучшую сходимость с экспериментом [16,17]. Однако при совместном гидравлическом и термомеханическом расчёте конструкции ГТД более удобными являются аналитические и полуэмпирические модели для элементов системы внутренних воздушных потоков. Поэтому в данной статье CFD-анализ используется для выявления наиболее достоверной полуэмпирической модели для расчёта лабиринтных уплотнений с учётом изнашивания.

2 Картины изнашивания статора в лабиринтных уплотнениях

В процессе работы двигателя радиальные зазоры изменяются, на некоторых переходных режимах возможно врезание гребешков лабиринтов в статорные втулки, что приводит к их износу.

При врезании изнашивается гребешок, он может принимать закруглённую или грибовидную форму. Помимо гребешка значительно изнашивается и статор (особенно при наличии изнашиваемого покрытия). В статье Догу и др. [5] приводятся фотографии картин износа статора (рисунок 1).

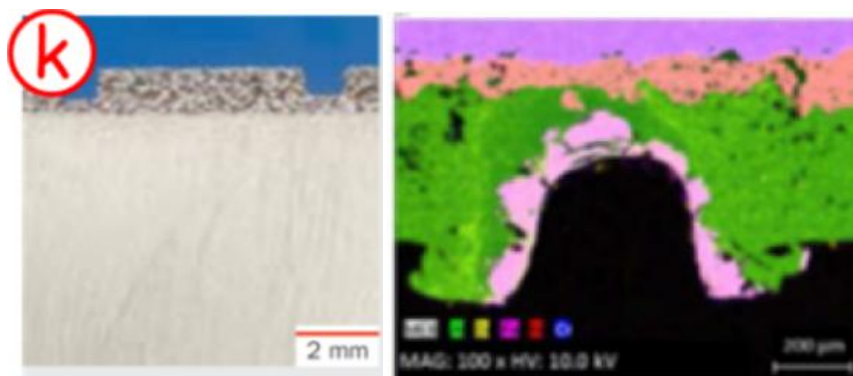


Рисунок 1 – Фотографии картин износа статора лабиринта [5]

Исходя из приведённых выше картин износа статора видно, что в зависимости от осевого перемещения ротора поверхность износа может повторять профиль гребешка или же иметь форму канавки. В статье [5] рассмотрено влияние различных форм канавок (прямоугольная, равнобедренная трапециевидальная, острая трапециевидальная, треугольная, эллиптическая) на характеристики лабиринтных уплотнений с применением CFD-моделирования, при этом отмечено удовлетворительное совпадение расчётных и имеющихся для некоторых вариантов геометрии экспериментальных данных.

3 Геометрические параметры и параметры CFD-модели лабиринтного уплотнения

В настоящей статье проведено сравнение результатов CFD-расчёта лабиринтного уплотнения с результатами расчётов по известным методикам. Для проведения анализа создана CFD-модель уплотнения, проверено её соответствие модели, приведённой в работе [5], по имеющимся в этой статье данным.

При исследовании расходной характеристики лабиринтного уплотнения рассмотрена трапециевидальная форма канавки изношенной части статора, как наиболее распространённая (рисунок 2).

При расчёте уплотнения варьировались геометрические параметры канавок износа для выявления их влияния на его расходные характеристики. Значения параметров представлены в таблице 1. При исследовании влияния любого параметра на расходную характеристику для других параметров взяты базовые значения (отмечены жирным шрифтом). Не приведённые в таблице 1 геометрические параметры и граничные условия одинаковы. Также было принято, что изнашивается только статор.

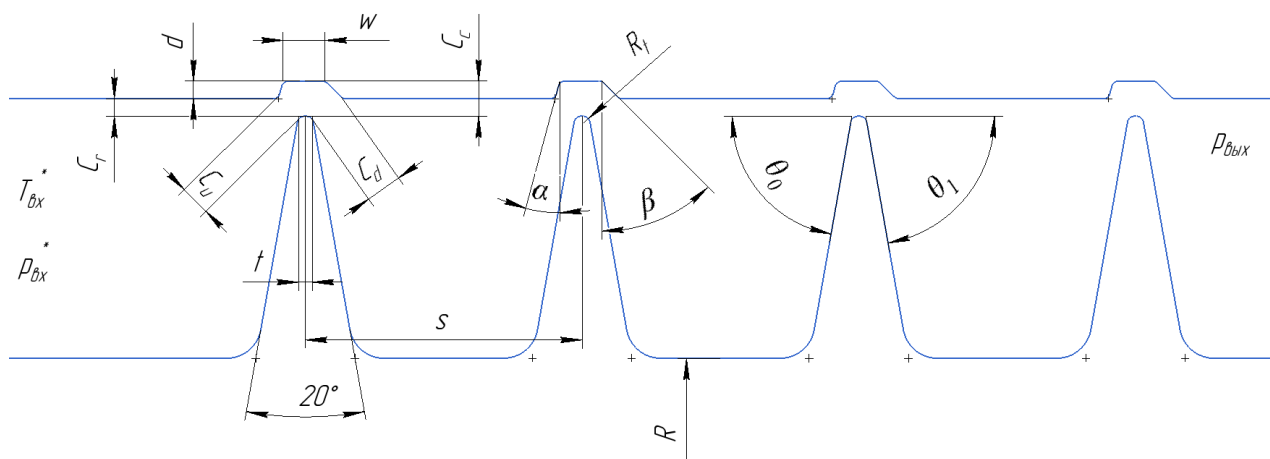


Рисунок 2 – Геометрические параметры лабиринтного уплотнения с износом статора:
 c_r – номинальный радиальный зазор; c_w, c_d – минимальный зазор до и за гребешком; t – толщина гребешка;
 R_t – радиус скругления гребешка; w – ширина канавки; d – глубина канавки; α, β – углы стенок канавки;
 c_c – абсолютный радиальный зазор; θ_0, θ_1 – углы наклона входной и выходной кромок гребешков; R – радиус ротора; T_{bx}^* – полная температура на входе; p_{bx}^*, p_{byx} – полное и статическое давление на входе и выходе из ЛУ

Таблица 1 – Значения геометрических параметров

Параметр	Обозначение, размерность	Значение
Ширина канавки	w , мм	0,405; 0,608 ; 0,81
Глубина канавки	d , мм	0,127; 0,254 ; 0,508
Номинальный зазор	c_r , мм	0,254 ; 0,127; 0; -0,127
Угол наклона гребешков	θ_0, θ_1 , °	80,80 ; 120,50; 110,60; 90,80

После получения геометрической модели построена конечно-элементная модель (рисунок 3). В канавке и около гребешка сетка дополнительно загущалась для корректного расчёта течения через зазор. Общее количество элементов 156000. Для моделирования пристеночного слоя задавалось сгущение на стенках.

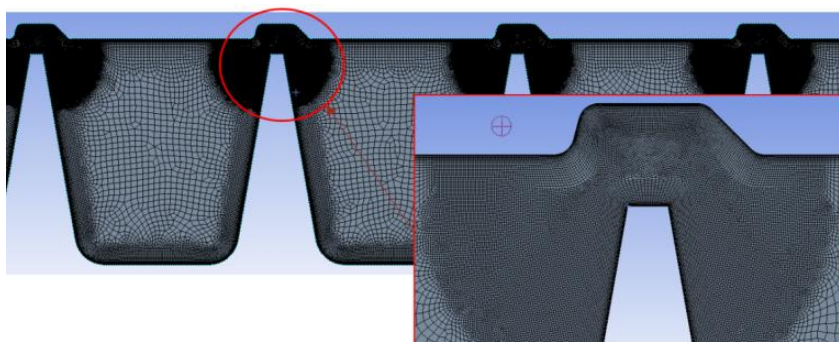


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель ЛУ с износом

Параметры CFD-модели и параметры решателя:

- на inlet и outlet задаётся интенсивность турбулентности и гидравлический диаметр;
- в качестве рабочего тела берётся воздух с изменяемой по закону идеального газа плотностью и вязкостью, определяемой по закону Сазерленда;
- модель турбулентности $k - \epsilon$ «realizable» с расширенными функциями стенок, уравнение энергии включено;
- алгоритм решателя pressure-based, axisymmetric;

– метод решения по схеме coupled, метод дискретизации leasts quares cell based для градиента, presto для давления, second-orderupwind для плотности и энергии, firstorderupwind для кинетической энергии и скорости диссипации;

– для определения сходимости контролировался расход воздуха на выходе из ЛУ.

Граничные условия:

– $p_{вх}^* = 151987,5$ Па;

– $p_{вых} = 101325$ Па;

– $T_{вх}^* = 298$ К;

– радиус ротора лабиринтного уплотнения $R = 80$ мм;

– частота вращения $n = 0$ об/мин.

4 Исследование влияния величины номинального зазора в уплотнении на расход воздуха

Результаты CFD-расчета уплотнения с базовыми значениями геометрических параметров (см. таблицу 1) приведены на рисунке 4.

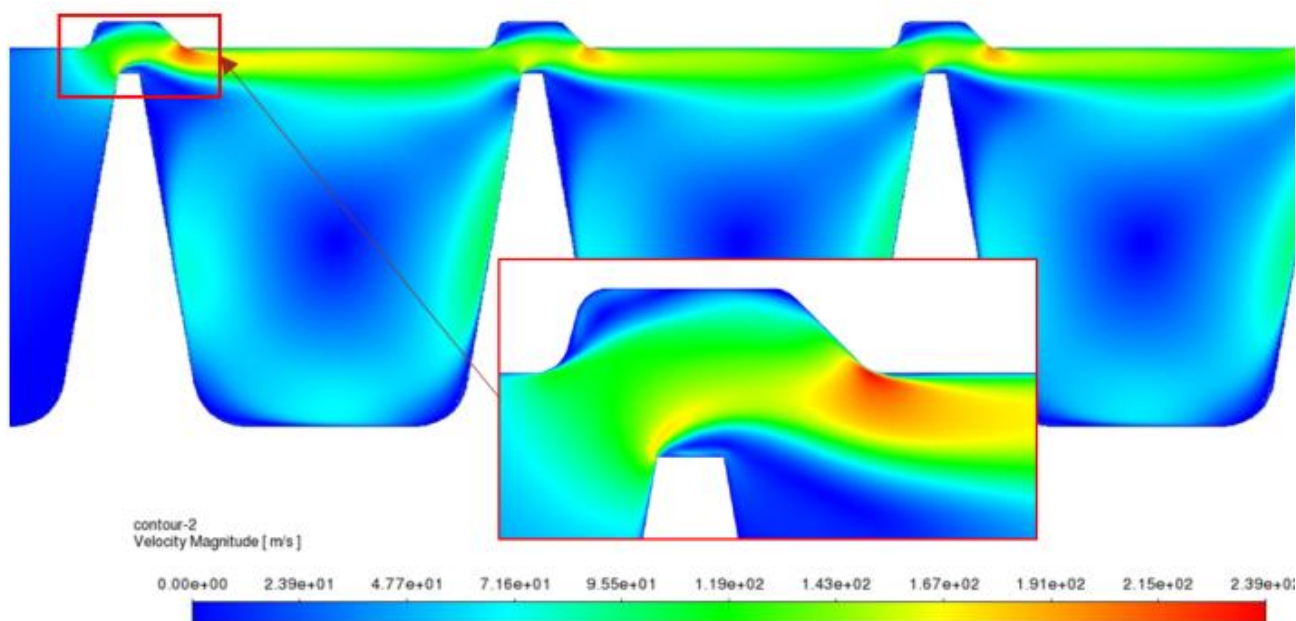


Рисунок 4 – Поле скоростей в уплотнении с канавками от износа при величине зазора $C_r = 0,254$ мм

Из рисунка 4 видно, что наличие канавки влияет на поле скоростей в зазоре. Поток проходит через наиболее узкое сечение (C_u), ударяется о стенку канавки и поворачивается. У выходной кромки канавки поток имеет наибольшую скорость, при этом наблюдается отрыв за входной кромкой гребешка. Износ влияет на проходное сечение и расход через лабиринт увеличивается. По сравнению с уплотнением без наличия канавки расход воздуха вырос на 30 % и составил 30,5 г/с.

Варьировалась величина номинального зазора в соответствии с таблицей 1. Результаты CFD-расчётов приведены на рисунке 5.

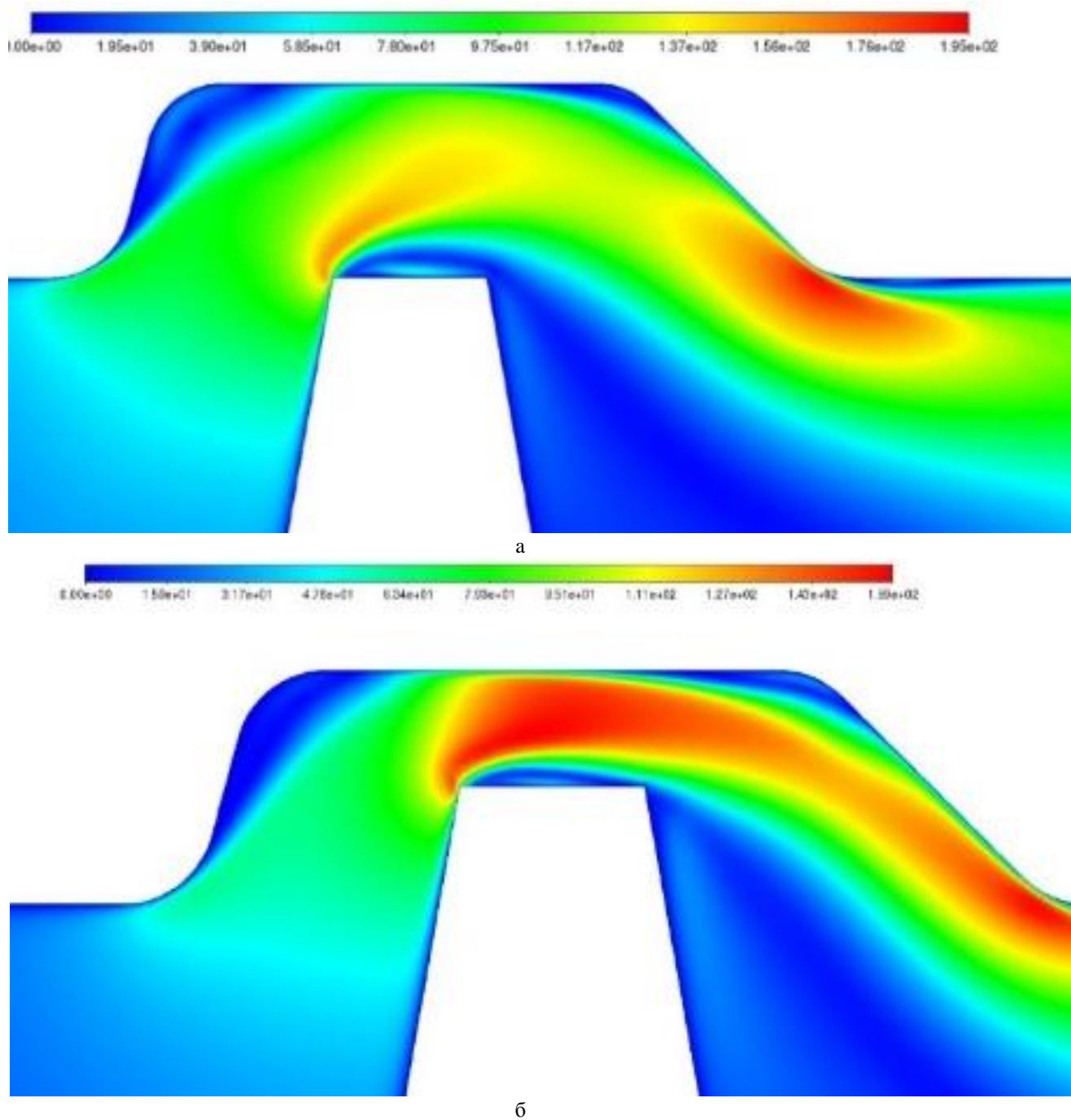


Рисунок 5 – Поле скоростей в уплотнении с износом
 а – $C_r = 0$ мм; б – $C_r = -0,127$ мм

При уменьшении номинального зазора величина эффективного зазора также уменьшается, снижается и расход воздуха. При отрицательном зазоре максимальная скорость достигается над гребешком. Можно принять, что величина эффективного зазора в этом случае равна C_c .

Была проведена серия расчётов лабиринтных уплотнений с различными геометрическими параметрами с использованием CFD-модели и моделей Циммермана, Ходкинсона, из РТМ и ХПИ в рассмотренном диапазоне зазоров. На рисунке 6 показаны величины расхождений результатов расчёта расхода воздуха по различным методикам и при CFD-моделировании.

При уменьшении величины зазора расхождение результатов CFD-расчёта с моделью Циммермана возрастает и достигает 30 % при нулевом номинальном зазоре. Модель Ходкинсона при этом зазоре имеет заметно меньшее отклонение. Стоит отметить, что расход для этих двух моделей вычислялся по минимальной величине зазора, однако, как можно видеть из поля скоростей при $C_r = 0$ мм (рисунок 5а), над гребешком наблюдается отрыв потока и струя сужается, то есть реальный расход воздуха должен быть меньше. При зазоре $C_r \geq 0,254$ мм сужения потока не происходит, поскольку струя заходит в канавку и поворачивается там, отклонения по расходу будут меньше. При отрицательном же зазоре отрыв потока меньше, и расход будет определяться величиной абсолютного зазора. Лучший результат показал метод РТМ, ошибка по сравнению с CFD-расчётом при нулевом зазоре в пределах 10% (1,5 г/сек), при зазоре 0,254 мм – 2,5 %, при зазоре -0,127 мм – 7,8 %. Методика из ХПИ показала наихудшие результаты, так как при нулевом зазоре ошибка составила 57%.

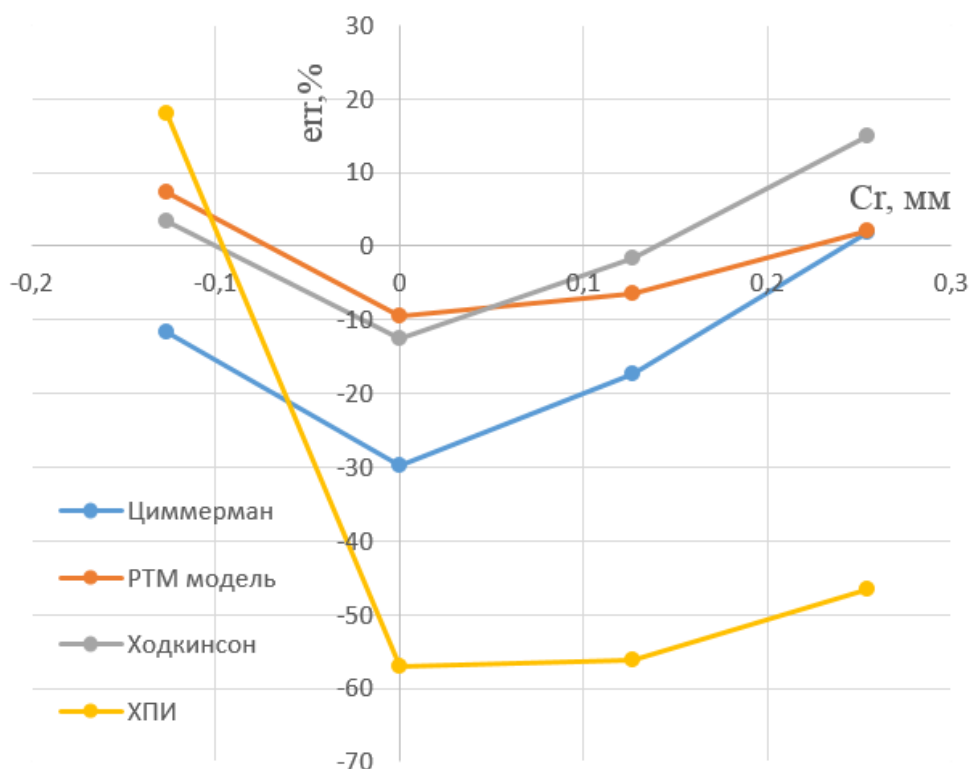


Рисунок 6 – Зависимость расхождения результатов расчёта расхода воздуха по аналитическим методикам и CFD-расчёту от величины номинального зазора

5 Исследование влияния ширины и глубины канавки износа на расход воздуха

В соответствии с таблицей 1 варьировались значения ширины и глубины канавки при $C_r = 0,254$ мм, результирующие расходы приведены на рисунке 7, а и б. Максимальное отклонение расхода при изменении ширины канавки по модели Циммермана – 3,4%, по РТМ – 13%, а по модели Мартина – 32%. Максимальное отклонение расхода при изменении глубины канавки по модели Циммермана – 2,3%, по РТМ – 7,8%, по модели Мартина – 33,6%.

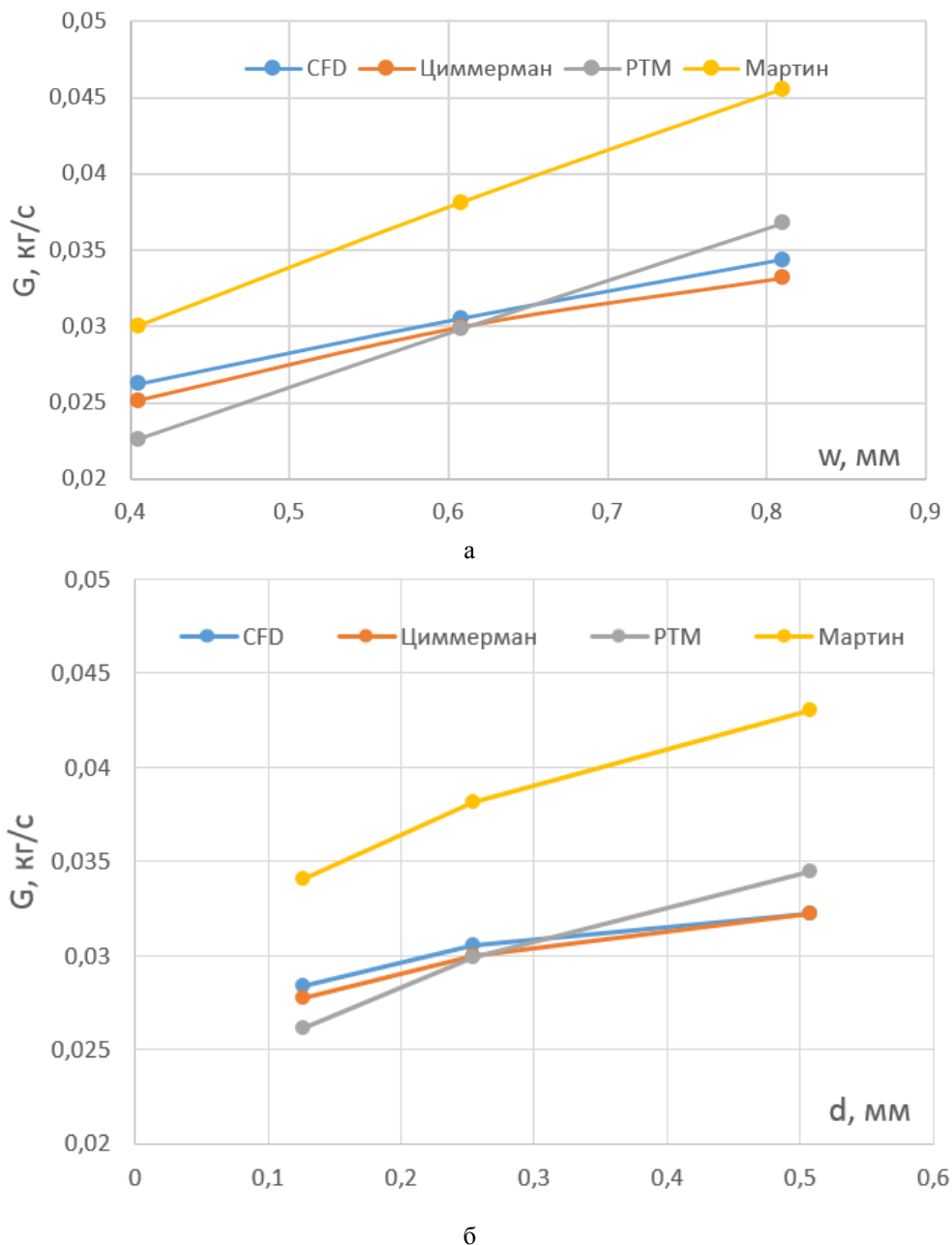


Рисунок 7 – Зависимость расхода воздуха через лабиринтное уплотнение от параметров а – ширина канавки; б – глубина канавки

Из двух рассмотренных случаев видно, что модель Циммермана показывает минимальную ошибку, однако такая точность имеется только при положительной величине зазора C_7 . При отрицательном зазоре (когда гребешок лабиринта входит в канавку) ошибка значительно увеличивается. Расчёт по модели РТМ показывает противоположные результаты, при малых зазорах точность удовлетворительная, а при большом зазоре расхождение становится более значительными. Расхождение РТМ с CFD-расчётом обусловлено тем, что при большой глубине канавки сужения потока как такового не наблюдается (рисунок 8). Также можно видеть, что поток не заходит практически в большую часть канавки, это также подтверждает предположение о том, что расход воздуха необходимо рассчитывать по минимальному сечению.

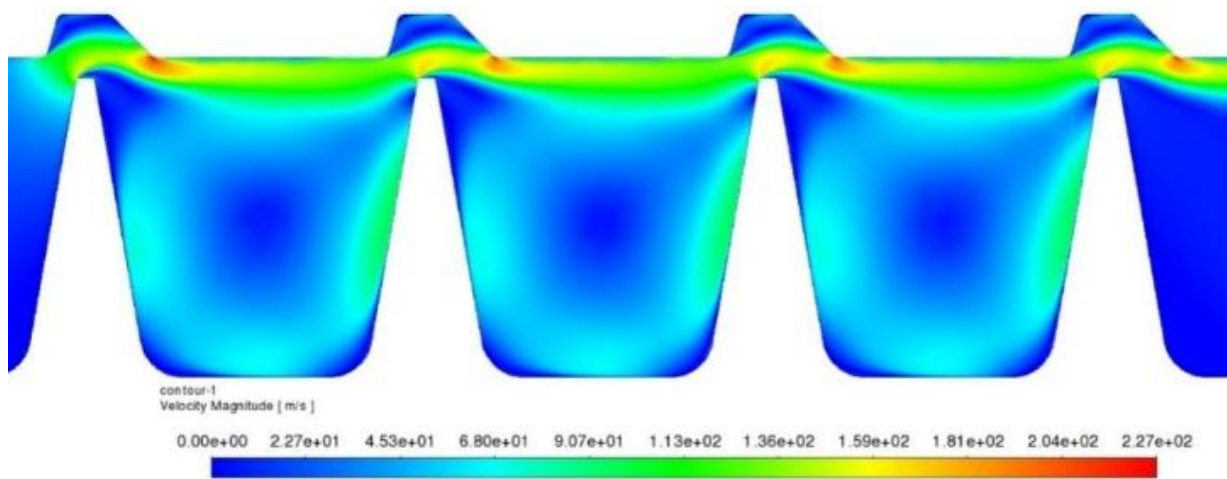


Рисунок 8 – Поле скоростей в уплотнении с износом ($d = 0,508$ мм)

6 Исследование влияния угла наклона гребешков уплотнения на расход воздуха

Помимо положения гребешка варьировался также угол наклона стенок гребешка θ_1 и θ_0 в соответствии с таблицей 1. Расчёты проводились для двух номинальных зазоров ($C_r = 0$ мм и $C_r = 0,254$ мм). Приведено сравнение результатов расчётов при использовании CFD-модели и полуэмпирических моделей, на рисунке 9 приведены результаты расчётов расхода воздуха при изменении угла наклона входной стенки гребешка.

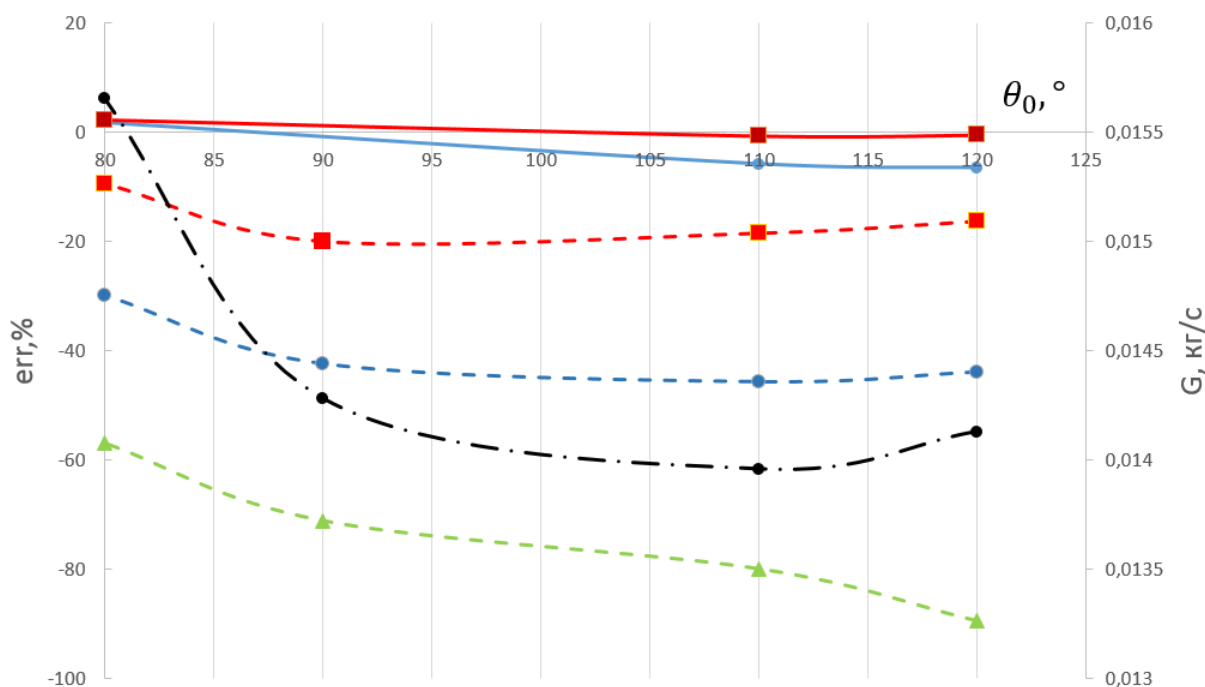


Рисунок 9 – Зависимость величин ошибки и расхода воздуха от угла наклона входной стенки гребешка:
 —●— результаты расчёта расхода воздуха (CFD-модель); —●— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели Циммермана при $C_r = 0,254$ мм; —■— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели РТМ при $C_r = 0,254$ мм; —▲— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели ХПИ при $C_r = 0$ мм; —■— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели РТМ при $C_r = 0$ мм; —●— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели Циммермана при $C_r = 0$ мм

Как и для предыдущих конфигураций, при величине зазора 0,254 мм погрешность для двух моделей минимальна (для Циммермана – 7%, для РТМ – 2,1%). При уменьшении зазора погрешность значительно увеличивается и находится для модели Циммермана в пределах 30–45%, а для РТМ – 10–20%. ХПИ имеет гораздо большую погрешность – 60–90%. Однако следует заметить, что при изменении угла входной стенки гребешка в приведённом диапазоне изменение расхода воздуха происходит в пределах 1,5 г/сек (10 % от базовой компоновки). Можно сделать вывод о том, что влияние угла наклона гребешков на характеристики уплотнения незначительно.

7 Рекомендации по использованию расчётных моделей

Для уменьшения погрешности расчётов при использовании модели Циммермана для нулевых и отрицательных номинальных зазоров предлагается модернизация модели. В исходной версии расход определяется по площади минимального зазора между ротором и статором. В изменённой версии зазор берётся с учётом сужения струи (как в РТМ-модели), то есть вводится коэффициент μ_0 . Таким образом, берётся так называемый эффективный зазор. При такой модификации модели Циммермана погрешность для $C_r = 0$ мм меньше 11% при различной конфигурации гребешков. Для других расчётных вариантов при изменении величины зазора модель работает лучше РТМ-модели. Однако при положительном номинальном зазоре сужение струи не следует учитывать, так как ошибка возрастает на 20–30%, в этом случае влияние отрыва потока над гребешком на расход воздуха незначительное.

Заключение

Наличие канавок в изнашиваемом покрытии корпуса, возникающих от врезания гребешков лабиринтных уплотнений, значительно влияет на их расходные характеристики. Проведённые исследования позволили выявить степень расхождения расчётных результатов с использованием ряда применяемых полуэмпирических моделей и CFD-модели, имеющей наилучшую сходимость с экспериментальными данными. Анализ результатов расчёта расхода воздуха через уплотнение при изменении геометрических параметров уплотнения и канавки износа от врезания гребешка позволил выявить наиболее достоверную модель для каждого расчётного случая и разработать рекомендации для выбора величины эффективного зазора. Для повышения достоверности расчётов предложено модернизировать модель Циммермана с учётом подхода, применённого в работе [14].

Исходя из перечисленного выше, можно сделать вывод о том, что для корректного расчёта уплотнений с учётом износа необходимо использовать 3 модели, которые берут за основу подход Мартина. Для положительных зазоров следует применять модель Циммермана, для нулевых и отрицательных зазоров – модифицированную модель Циммермана или РТМ.

Далее эти модели необходимо интегрировать в комплекс программ для совместного гидравлического и термомеханического расчёта авиационного двигателя. При каждом шаге расчёта для конкретного взаимного положения гребешков лабиринта и статора, а также геометрических параметров канавок от врезания гребешков (при их наличии) будет использоваться рекомендуемая модель и выбираться величина эффективного зазора.

Список использованных источников

1. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS-технологий. Кн.1: Конструкция и прочность ГТД и ЭУ/ Н. Н. Сиротин, А. С. Новиков, А. Г. Пайкин, А. Н. Сиротин. – Москва : Наука, 2011. – 1087 с.

2. Tisarev, A. Calculation of Labyrinth Seals in the Secondary Air System of Aircraft Engine / A. Tisarev, S. Falaleev, A. Vinogradov // *The Open Mechanical Engineering Journal*. – 2014, 8. – С. 482-488.
3. Stodola, A. Steam and Gas Turbines (translated by Loewenstein, L. C.) / A. Stodola, P. Smith. – New York, 1945. – vol. 1. – 592p.
4. Голубев, А. И. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер, В. В. Гордеев, Б. А. Фурманов, Б. В. Кармугин; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – Москва : Машиностроение, 1994. – 448 с.
5. Dogu, Y. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear [Text] / Y. Dogu, M. C. Sertçakan, K. Gezer, M. Kocagül, E. Arican, M. S. Ozmusul // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*. Seoul, South Korea. – June 13-17, 2016. – GT2016-57944, V05AT15A033.
6. Gamal, A. J. M. Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects / A. J. M. Gamal, J. M. Vance // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2008. – vol. 130, no. 1, article 012510.
7. Rhode, D. L. Measurement and visualization of leakage effects of rounded teeth tips and rub-grooves on stepped labyrinths [Text] / D. L. Rhode, B. F. Allen // *Proceedings of the ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*. – June 7–10, 1999. – 99-GT-377, V003T01A092.
8. Szymanski, A. Evaluation of leakage through labyrinth seals with analytical models [Text] / A. Szymanski, S. Dykas // *Task quarterly*. – 2019. – vol. 23, №1. – pp. 61-73.
9. Martin, H. M. Labyrinth Packings / H. M. Martin // *Engineering*. – 1908. – vol. 85. – pp. 35-36.
10. Hodkinson, B. Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland / B. Hodkinson // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. – 1939. – vol.141. – pp. 283-288.
11. Egli, A. The Leakage of Steam through Labyrinth Seals / A. Egli // *Transactions of the ASME* – 1935. – pp. 115-122.
12. Zimmerman, H. Performance of Worn Labyrinth Seals [Text] / H. Zimmerman, A. Kammerer, K. H. Wolff // *Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery*. – June 13–16, 1994. – 94-GT-131, V001T01A042.
13. Zimmerman, H. Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals [Text] / H. Zimmerman, K. H. Wolff // *Proceedings of the ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*. – June 2–5, 1998. – 98-GT-206, V004T09A048.
14. РТМ 108.020.33-86. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров [текст] : издание официальное : утверждён указанием Министерства энергетического машиностроения от 17.12.86 № СЧ-002/9407 : взамен РТМ 24.020.33—75 : введён как рекомендуемый : дата введения 87-07-01/ разработан и внесён НПО ЦКТИ. – 1988. – 73 с.
15. Капинос, В. М. Тепловые процессы в высокотемпературных аппаратах и конструкциях. Метод и программа расчета систем охлаждения: отчет о научно-исследовательской работе / В. М. Капинос, А. Ф. Слитенко. – Харьков : ХПИ им В.И. Ленина, 1983. – 75 с.
16. Vakili, A. D. An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow / A. D. Vakili, A. J. Meganathan, M. Michaud, S. Radhakrishnan // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. Volume 3: Turbo Expo 2005, Parts A and B*. – June 6–9, 2005. – GT2005-68224. – pp. 1121-1128.
17. Soemarwoto, B. I. Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics / B. I. Soemarwoto, J. C. Kok, K. M. J. de Cock, A. B. Kloosterman, G. A. Kool, J. F. A. Versluis // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B*. – May 14–17, 2007. – GT2007-27905. – pp. 1207-1217

Influence of worn on flow characteristics of aircraft engine labyrinth seals

A. A. Matveev	Engineer; Samara National Research University, Samara; vut.13@mail.ru
A. Yu. Tisarev	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara; ay.tisarev@uec-kuznetsov.ru
S. V. Falaleev	Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara; falaleev.sv@ssau.ru
K. A. Mironova	Postgraduate Student; Samara National Research University, Samara; ka.bedenko@uec-kuznetsov.ru

Labyrinth seals are currently the most common type of sealant in aircraft engines. The article proposes an approach to take into account the value of their cutting into the stator part when determining the air flow rate. The comparison of the results of calculation of characteristics of labyrinth seals taking into account cutting of seal combs into the stator part with the use of semi-empirical and numerical models is carried out. The nature of the change in air flow through the seal is revealed when the geometric parameters of the grooves in the stator part change as a result of wear of the actuated coating when the ridge of the labyrinth seal is inserted. The most effective semi-empirical models for calculating the characteristics of such seals for various wear patterns and gap sizes are proposed, as well as recommendations for their modernization to improve the accuracy of calculations.

Keywords: labyrinth seal; clearance; air flow; cutting-in; wear

Citation: Matveev, A. A., Tisarev, A. Yu., Falaleev, S. V. and Mironova K. A. (2024), "Influence of worn on flow characteristics of aircraft engine labyrinth seals", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 7-20. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-7-20. (In Russian; abstract in English).

References

1. Sirotin, N. N., Novikov, A. S., Paikin, A. G. and Sirotin, A. N. (2011), *Osnovy konstruirovaniya, proizvodstva i ekspluatatsii aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok v sisteme CALS-tehnologiy. Kn.1: Konstruktsiya i prochnost' GTD i EU* [Fundamentals of Design, Production and Operation of Aviation Gas Turbine Engines and Power Plants in the System of CALS-technologies. Book 1: Design and Strength of Gas-Turbine Engines and Power Plants], Moscow, Russia. (In Russian).
2. Tisarev, A., Falaleev, S. and Vinogradov, A. (2014), "Calculation of Labyrinth Seals in the Secondary Air System of Aircraft Engine", *The Open Mechanical Engineering Journal*, vol. 8, pp. 482-488.
3. Stodola, A and Smith, P. (1945), *Steam and Gas Turbines* (translated by Loewenstein, L. C.), New York, vol. 1, 592 p.
4. Golubev, A. I., Kondakov, L. A., Ovander, V. B., Gordeev, V. V., Furmanov, B. A. and Karmugin, B. V. (1994), *Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik* [Seals and sealing technology : Reference book], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
5. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arican, E. and Ozmusul, M. S. (2016), "Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear", *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*, Seoul, South Korea, June 13–17, GT2016-57944, V05AT15A033.

6. Gamal, A. J. M. and Vance, J. M. (2008), "Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 1, article 012510.
7. Rhode, D. L. and Allen, B. F. (1999), "Measurement and visualization of leakage effects of rounded teeth tips and rub-grooves on stepped labyrinths", *Proceedings of the ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, Indianapolis, Indiana, USA, June 7–10, 99-GT-377, V003T01A092.
8. Szymanski, A. and Dykas, S. (2019), "Evaluation of leakage through labyrinth seals with analytical models", *Task quarterly*, vol. 23, no.1, pp. 61-73.
9. Martin, H. M. (1908), "Labyrinth Packings", *Engineering*, vol. 85, pp. 35-36.
10. Hodkinson, B. (1939), "Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol.141, pp. 283–288.
11. Egli, A. (1935), "The Leakage of Steam through Labyrinth Seals", *Transactions of the ASME*, pp. 115-122.
12. Zimmerman, H., Kammerer, A. and Wolff, K. H. (1994), "Performance of Worn Labyrinth Seals", *Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery*, The Hague, Netherlands, June 13–16, 94-GT-131, V001T01A042.
13. Zimmerman, H., Wolff, K. H. (1998), "Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals", *Proceedings of the ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, Stockholm, Sweden, June 2–5, 98-GT-206, V004T09A048.
14. Technical guidance material 108.020.33-86 (1988), *Uplotneniya labirintnye statsionarnykh parovykh i gazovykh turbin i kompressorov* [Labyrinth seals for stationary steam and gas turbines and compressors], NPO TsKTI [Polzunov Research and Production Association for Research and Design of Power Equipment], 73 p.
15. Kapinos, V. M. and Slitenko, A. F. (1983), *Teplovye protsessy v vysokotemperaturnykh apparatakh i konstruktsiyakh. Metod i programma rascheta sistem okhlazhdeniya: otchet o nauchno-issledovatel'skoy rabote* [Thermal processes in high-temperature apparatuses and structures. Method and program for calculation of cooling systems: report on research work], V. I. Lenin Kharkiv Polytechnic Institute of the Order of Lenin, Kharkov, Russia, 75 p. (In Russian).
16. Vakili, A.D., Meganathan, A.J., Michaud and Radhakrishnan M. (2005), "An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air*, Nevada, USA, June 6–9, GT2005–68224, pp. 1121–1128.
17. Soemarwoto, B. I., Kok, J. C., de Cock, K. M. J, Kloosterman, A. B., Kool, G. A. and Versluis, J. F. A. (2007), "Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics", *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B*, Montreal, Canada, May 14–17, GT2007-27905, pp. 1207-1217.