

Разработка математической модели течения рабочего тела в зазорах щеточного уплотнения и прилегающих полостях двухконтурных турбореактивных двигателей

© С.А. Загородников, М.В. Силуянова, Е.А. Трунова

Московский авиационный институт (национальный исследовательский
университет), Москва, 125993, Российская Федерация

Утечки рабочего тела через зазоры между подвижными и неподвижными элементами газотурбинных двигателей снижают их эффективность на 0,5...1,5 %. Щеточные уплотнения обеспечивают более высокую герметичность, чем традиционные лабиринтные конструкции. Однако проектирование таких уплотнений осложняется непростым характером течения через пористую структуру пакета и влиянием прилегающих полостей на распределение параметров потока. В работе представлена математическая модель течения воздуха в зазорах щеточного уплотнения и примыкающих к нему полостях турбореактивного двухконтурного двигателя. Модель основана на представлении пакета щетинок как анизотропной пористой среды. Численная реализация выполнена методом конечных объемов с использованием $k - \varepsilon$ модели турбулентности. Проведен параметрический анализ влияния радиального зазора, толщины пакета, плотности упаковки щетинок и угла их наклона на расход утечки. Установлено, что уменьшение зазора с 0,10 до 0,05 мм снижает расход на 34,6 %, а увеличение плотности упаковки с 500 до 800 шт./мм² — на 42,0 %. Построены распределения давления и скорости вдоль уплотнения, выявлены зоны максимальных градиентов. Показано, что щеточные уплотнения обеспечивают снижение утечек на 30...40 % по сравнению с трехзубцовыми лабиринтными аналогами. Результаты применимы при проектировании уплотнительных узлов авиационных двигателей.

Ключевые слова: щеточное уплотнение, турбореактивный двухконтурный двигатель, математическое моделирование, пористая среда, расход утечки, газодинамика

Введение. Турбореактивные двухконтурные двигатели (ТРДД) составляют основу силовых установок современной гражданской и транспортной авиации [1]. Их эффективность определяется множеством конструктивных решений, направленных на минимизацию потерь энергии на различных этапах термодинамического цикла. Один из главных факторов, влияющих на экономичность двигателя, — герметичность газоздушного тракта: даже незначительные перетечки рабочего тела между зонами с разным давлением приводят к снижению тяги и увеличению удельного расхода топлива.

Проблема утечек особенно часто возникает в областях сопряжения подвижных и неподвижных элементов конструкции. Зазоры между ротором и статором, необходимые для обеспечения тепловых деформаций и технологических допусков, создают условия для нежелательного перемещения воздуха в обход основного тракта. Величина этих утечек

может достигать 2...5 % от общего расхода через двигатель, что приводит к потере КПД компрессора на 0,5...1,5 % и соответствующему снижению общей эффективности установки [2]. Поэтому конструкторы уделяют значительное внимание разработке уплотнительных устройств, способных минимизировать паразитные расходы при сохранении надежности и долговечности узла.

Исторически в газотурбинных двигателях применялись лабиринтные уплотнения, представляющие собой систему последовательных кольцевых зазоров и камер расширения. Их преимущества заключаются в простоте конструкции, отсутствии контакта между вращающимися и неподвижными деталями, а также в устойчивости к температурам от 700 до 850К. Однако лабиринтные уплотнения характеризуются относительно невысокой эффективностью: расход утечки через них остается в диапазоне от 0,8 до 1 кг/с даже при оптимизации геометрии зубцов и камер. Это обстоятельство стимулировало поиск альтернативных решений, способных обеспечить более надежную герметизацию газовоздушного тракта.

Одним из таких решений стали щеточные уплотнения, получившие распространение в авиационных двигателях начиная с 1980-х годов [3]. Их конструкция основана на использовании пакета тонких металлических щетинок (диаметром 0,05...0,15 мм), закрепленных под определенным углом к оси ротора и плотно прилегающих к вращающейся поверхности. По сравнению с лабиринтными аналогами щеточные уплотнения демонстрируют снижение утечек на 40...70 % при аналогичных перепадах давления [3, 4]. Дополнительным преимуществом выступает способность щетинок адаптироваться к радиальным смещениям ротора и износу контактирующих поверхностей, что увеличивает ресурс узла. Такие характеристики объясняют интерес производителей авиационной техники к внедрению разных щеточных уплотнений в узлах двигателя:

- уплотнения компрессора высокого давления;
- уплотнения турбины высокого давления;
- уплотнения подшипниковых опор;
- межвальные уплотнения.

Следует отметить, что проектирование щеточных уплотнений представляет собой нетривиальную задачу. В отличие от лабиринтных конструкций, где течение можно описать системой последовательных дросселирований в каналах с известной геометрией, течение в щеточном уплотнении носит характер фильтрации через пористую среду с переменными свойствами [5]. Пакет щетинок образует трехмерную структуру, в которой локальные параметры потока (скорость, давление, температура) зависят от плотности упаковки щетинок, их диаметра, угла наклона, жесткости материала и силы прижатия к ротору.

Помимо того, необходимо учитывать влияние прилегающих полостей, в которых происходит подвод и отвод рабочего тела: параметры потока на входе в зону щетинок и на выходе из нее определяются не только перепадом давления между удаленными сечениями, но и особенностями течения в камерах до и после уплотнения.

Экспериментальное исследование течения в щеточных уплотнениях связано со значительными трудностями [6]. Малые размеры элементов конструкции затрудняют установку измерительных датчиков, а высокие температуры и давления, характерные для условий эксплуатации, ограничивают применение традиционных методов диагностики. Поэтому математическое моделирование выступает необходимым инструментом для прогнозирования характеристик уплотнения на этапе проектирования. При построении адекватной модели требуется учитывать несколько взаимосвязанных процессов: течение вязкого сжимаемого газа через пористую среду, теплообмен между газом и щетинками, упругую деформацию пакета под действием аэродинамических нагрузок [5, 7].

Существующие подходы к моделированию щеточных уплотнений можно подразделить на две группы [7]. Первая группа базируется на применении методов вычислительной гидродинамики с детальным разрешением геометрии отдельных щетинок. Такой подход позволяет получить подробную картину течения, однако требует значительных вычислительных ресурсов и времени, что ограничивает его использование в инженерной практике. Вторая группа опирается на представление пакета щетинок как пористой среды с эффективными характеристиками сопротивления, что упрощает расчет и делает возможным проведение параметрических исследований [5, 7]. Однако определение этих эффективных характеристик само по себе составляет отдельную задачу, требующую либо экспериментальных данных, либо предварительного детального моделирования.

Дополнительную сложность создает необходимость учета прилегающих полостей. Течение в этих областях носит трехмерный характер, сопровождается формированием вихревых структур и неравномерным распределением параметров по окружности. Игнорирование этих эффектов приводит к некорректному заданию граничных условий на входе в зону щетинок и на выходе из нее, что искажает результаты расчета расхода утечки. Следовательно, математическая модель должна охватывать не только область щеточного уплотнения, но и достаточный объем прилегающих камер, обеспечивая естественное формирование полей скорости и давления.

Цель настоящей работы заключается в разработке математической модели течения рабочего тела в зазорах щеточного уплотнения и прилегающих полостях турбореактивного двухконтурного двигателя.

Модель должна обеспечивать расчет распределения параметров потока вдоль уплотнения, определение расхода утечки в зависимости от конструктивных характеристик и режимных параметров, а также анализ влияния геометрии прилегающих полостей на эффективность герметизации.

Материалы и методы. Объектом исследования выступает щеточное уплотнение, расположенное в области под камерой сгорания турбореактивного двухконтурного двигателя (рис. 1). Данный узел служит для минимизации перетечек воздуха между зонами с различным давлением и обеспечивает разделение полостей, примыкающих к компрессору высокого давления. Выбор указанной области обусловлен тем, что здесь перепады давления достигают значительных величин (до 0,5...1,5 МПа) [1, 8].

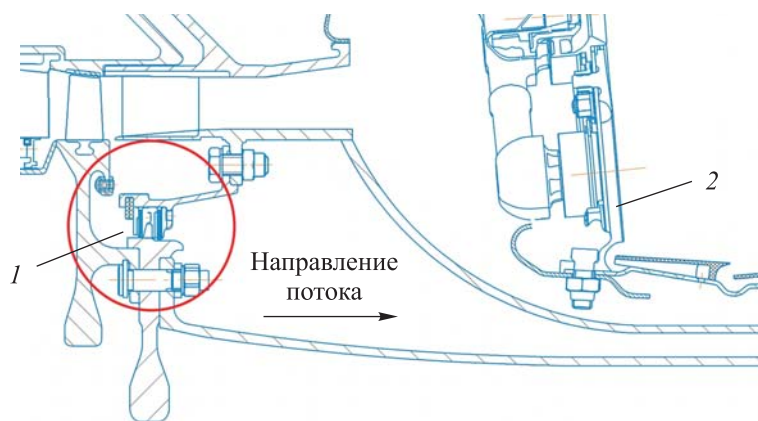


Рис. 1. Схема расположения щеточного уплотнения в области под камерой сгорания турбореактивного двухконтурного двигателя:

1 — щеточное уплотнение; 2 — камера сгорания

Расчетная область включает три последовательно расположенных зоны: полость перед щеточным уплотнением (область с повышенным давлением), зону щеточного уплотнения (узкий кольцевой зазор, заполненный пакетом металлических щетинок) и полость после щеточного уплотнения (область с пониженным давлением). Толщина пакета составляет 3...8 мм, диаметр отдельных щетинок — 0,07...0,12 мм, угол наклона к радиальному направлению — 30...50° [3].

Математическая модель течения базируется на осредненных уравнениях Навье — Стокса для сжимаемого вязкого газа [9, 10]. Рабочим телом выступает воздух, свойства которого описываются моделью идеального газа с переменными коэффициентами вязкости и теплопроводности, зависящими от температуры. Турбулентность учитывается посредством модели $k - \varepsilon$, обеспечивающей приемлемую точность расчета при умеренных вычислительных затратах [10].

Пакет щетинок моделируется как анизотропная пористая среда, характеризующаяся тензором проницаемости и тензором инерционно-го сопротивления. Компоненты этих тензоров определяются на основе геометрических параметров щетинок (диаметра, плотности упаковки, угла наклона) с использованием корреляционных зависимостей.

Граничные условия на входе в расчетную область задаются в виде полного давления $p_{0,in}$ и полной температуры $T_{0,in}$, соответствующих условиям за компрессором высокого давления. Полное давление варьируется в диапазоне 1,2...2,5 МПа в зависимости от режима работы двигателя. На выходе задается статическое давление p_{out} . На твердых стенках применяются условия прилипания и адиабатичности. На поверхности ротора задается условие вращения с угловой скоростью, соответствующей частоте вращения 10 000...15 000 об/мин.

Численная реализация осуществляется методом конечных объемов [11]. Расчетная область дискретизируется структурированной сеткой со сгущением в зоне щеточного уплотнения. Типичная сетка содержит 150 000–250 000 ячеек. Верификация численной модели проводится путем сравнения с экспериментальными данными по расходу утечки через щеточные уплотнения аналогичной конструкции [6]. Расхождение расчетных и экспериментальных значений не превышает 8...12 %, что приемлемо для инженерных расчетов.

Математическая модель течения в щеточном уплотнении. Построение математической модели течения требует определения базовых предположений, которые позволяют упростить задачу без существенной потери точности. Течение воздуха в расчетной области рассматривается как стационарное, осесимметричное и турбулентное. Осесимметричность обусловлена геометрией узла и равномерным распределением параметров по окружности в невозмущенных условиях. Стационарность справедлива для установившихся режимов работы двигателя, когда параметры потока не изменяются во времени. Турбулентный характер течения определяется высокими значениями числа Рейнольдса, типичными для рассматриваемых условий [9].

Основу математического описания составляют уравнения сохранения массы, импульса и энергии для сжимаемого вязкого газа. Уравнение неразрывности имеет следующий вид:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} + \frac{\rho v}{r} = 0,$$

где ρ — плотность газа; u и v — компоненты скорости в осевом и радиальном направлениях соответственно; x — осевая координата; r — радиальная координата.

Уравнения импульса в осевом и радиальном направлениях учитывают вязкие напряжения и сопротивление пористой среды:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial r} + \frac{\tau_{rx}}{r} - S_x,$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{xr}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\theta\theta}}{r} - S_r,$$

где p — статическое давление; τ — компоненты тензора напряжений; S_x и S_r — источниковые члены, описывающие сопротивление пористой среды [5].

Уравнение энергии записывается с учетом теплопроводности и диссипации энергии:

$$\rho \left(u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \Phi,$$

где h — удельная энтальпия; T — температура; λ — коэффициент теплопроводности; Φ — функция диссипации.

Замыкание системы уравнений обеспечивается уравнением состояния идеального газа $p = \rho RT$, где R — газовая постоянная воздуха. Зависимости энтальпии и внутренней энергии от температуры задаются с учетом переменной теплоемкости.

Для описания турбулентности используется стандартная k — ε модель, включающая два дополнительных уравнения переноса для кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ε [10]. Эффективная вязкость μ_{eff} определяется как сумма молекулярной и турбулентной составляющих:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t,$$

где μ_t — турбулентная вязкость; $\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$ (C_μ — константа, принимаемая равной 0,09 в соответствии со стандартной параметризацией модели).

Ключевая особенность рассматриваемой задачи заключается в необходимости учета сопротивления потоку, создаваемого пакетом щетинок. Детальное моделирование геометрии каждой щетинки нецелесообразно ввиду колоссальных вычислительных затрат. Поэтому пакет щетинок представляется как анизотропная пористая среда, характеризующаяся определенными эффективными свойствами [5, 7]. Данный подход основан на осреднении параметров течения по объему, содержащему множество отдельных щетинок, и замене реальной микроструктуры эквивалентной континуальной средой.

Сопротивление пористой среды описывается законом Дарси — Форхгеймера, учитывающим как вязкое, так и инерционное сопротивление [5]:

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{K_i}\right)v_i - (C_i \rho |v|)v_i,$$

где K_i — проницаемость в направлении i ; C_i — коэффициент инерционного сопротивления; v_i — компонента скорости.

Первый член описывает линейное сопротивление, доминирующее при малых скоростях течения, второй член — нелинейное сопротивление, возрастающее с увеличением скорости.

Проницаемость и коэффициент инерционного сопротивления определяются геометрическими параметрами пакета щетинок. Для осевого направления (вдоль щетинок) сопротивление минимально, для радиального направления (поперек щетинок) — максимально. Имеет смысл представить основные геометрические характеристики щеточного уплотнения, влияющие на его аэродинамические свойства [1, 3, 8], которые приведены ниже:

Диаметр щетинки d , мм	0,07–0,12
Толщина пакета L , мм	3–8
Радиальный зазор δ , мм	0,05–0,20
Угол наклона к радиусу α , град	30–50
Плотность упаковки n , шт./мм ²	300–800

Проницаемость в радиальном направлении определяется соотношением [5]

$$K_r = \frac{d^2}{150(1-\varepsilon)^2 \varepsilon^3},$$

где ε — пористость среды, $\varepsilon = 1 - \frac{\pi d^2 n}{4}$.

Инерционный коэффициент определяется по формуле

$$C_r = \frac{3,5(1-\varepsilon)}{d\varepsilon^3}.$$

Для осевого направления проницаемость принимается на два порядка выше, что отражает преимущественную ориентацию щетинок вдоль оси.

Результаты расчетов и анализ. Расчеты проведены для широкого диапазона режимных и конструктивных параметров. Основное внимание уделено зависимости расхода утечки от перепада давления и геометрических характеристик уплотнения. Расход утечки m определяется интегрированием поля скорости по сечению на выходе из расчетной области:

$$m = \int \rho u dA,$$

где интегрирование ведется по площади выходного сечения A .

Расчеты показывают, что расход утечки возрастает с увеличением перепада давления, однако зависимость носит нелинейный характер. Это объясняется сжимаемостью газа и изменением режима течения при разных перепадах. Выделим основные диапазоны перепадов давления и соответствующие им режимы течения:

$\Delta p < 0,5$ МПа — дозвуковой режим течения во всей области уплотнения, линейная зависимость расхода от перепада;

$\Delta p = 0,5 \dots 1,0$ МПа — переходный режим с локальными сверхзвуковыми зонами в наиболее узких сечениях, нелинейная зависимость;

$\Delta p > 1,0$ МПа — развитое сверхзвуковое течение на выходе из пакета щетинок, запирание расхода при критических перепадах.

Количественные результаты расчетов представлены в табл. 1, где приведены значения расхода утечки для базовой конфигурации уплотнения ($d = 0,10$ мм, $L = 5$ мм, $\delta = 0,10$ мм, $\alpha = 40^\circ$, $n = 500$ шт./мм²) при разных перепадах давления.

Таблица 1

Зависимость расхода утечки от перепада давления

Перепад давления Δp , МПа	Расход утечки m , г/с	Относительное изменение расхода утечки, %
0,3	18,5	—
0,5	29,2	+57,8
0,7	38,4	+31,5
1,0	49,1	+27,9
1,2	55,8	+13,6
1,5	61,2	+9,7

Из данных табл. 1 следует, что темп роста расхода снижается с увеличением перепада давления. При переходе от 0,3 до 0,5 МПа расход возрастает на 57,8 %, тогда как при переходе от 1,2 до 1,5 МПа прирост составляет лишь 9,7 %. Данное обстоятельство связано с приближением к критическому режиму течения, при котором расход определяется параметрами в критическом сечении и перестает зависеть от давления на выходе.

Влияние радиального зазора δ на расход утечки представляет интерес с точки зрения конструкторских решений. Увеличение зазора приводит к росту расхода, поскольку снижается сопротивление потоку. Однако зависимость нелинейна вследствие перераспределения течения между зазором и пакетом щетинок. Результаты расчетов для разных зазоров приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Влияние радиального зазора на расход утечки при $\Delta p = 1,0$ МПа
(остальные параметры базовые)**

Радиальный зазор δ , мм	Расход утечки m , г/с	Прирост расхода утечки относительно базового, %
0,05	32,1	-34,6
0,08	41,7	-15,1
0,10	49,1	0
0,15	68,4	+39,3
0,20	89,7	+82,7

Уменьшение зазора с 0,10 до 0,05 мм снижает расход на 34,6 %, тогда как увеличение до 0,20 мм повышает расход на 82,7 %. Таким образом, обеспечение минимального зазора выступает критичным требованием для достижения эффективной герметизации. Между тем слишком малый зазор увеличивает риск контакта щетинок с ротором при радиальных биениях и температурных деформациях, что может привести к ускоренному износу [3, 12]. Поэтому оптимальный зазор определяется компромиссом между требованиями герметичности и надежности.

Толщина пакета щетинок L также влияет на характеристики уплотнения. Увеличение толщины повышает сопротивление потоку и снижает расход утечки. Расчеты для различных толщин пакета обобщены в табл. 3.

Таблица 3

**Влияние толщины пакета щетинок на расход утечки
при $\Delta p = 1,0$ МПа (остальные параметры базовые)**

Толщина пакета L , мм	Расход утечки m , г/с	Снижение расхода утечки относительно базового, %
3	67,5	+37,5
4	58,2	+18,5
5	49,1	0
6	42,8	-12,8
8	34,1	-30,5

Увеличение толщины с 5 до 8 мм снижает расход на 30,5 %. Однако дальнейшее увеличение толщины ограничено требованиями к габаритным размерам и весу, а также технологическими сложностями изготовления и монтажа толстых пакетов.

Плотность упаковки щетинок n определяет пористость среды и, следовательно, ее проницаемость. Повышение плотности снижает пористость и увеличивает сопротивление потоку. Результаты расчетов показывают, как плотность упаковки щетинок влияет на расход утечки (табл. 4).

Таблица 4

**Влияние плотности упаковки щетинок на расход утечки
при $\Delta p = 1,0$ МПа (остальные параметры базовые)**

Плотность упаковки n , шт./мм ²	Пористость ε	Расход утечки m , г/с	Снижение расхода утечки относительно базового, %
300	0,765	71,4	+45,4
400	0,686	60,3	+22,8
500	0,608	49,1	0
600	0,529	40,2	-18,1
800	0,372	28,5	-42,0

Увеличение плотности с 500 до 800 шт./мм² уменьшает расход на 42,0 %. Однако высокая плотность усложняет изготовление пакета и повышает жесткость, что снижает способность щетинок адаптироваться к радиальным смещениям ротора [3].

Угол наклона щетинок α влияет на анизотропию проницаемости пакета. При его увеличении сопротивление в радиальном направлении возрастает, что снижает расход. Результаты приведены в табл. 5.

Таблица 5

**Влияние угла наклона щетинок на расход утечки
при $\Delta p = 1,0$ МПа (остальные параметры базовые)**

Угол наклона α , град	Расход утечки m , г/с	Снижение расхода утечки относительно базового, %
30	56,8	+15,7
35	52,4	+6,7
40	49,1	0
45	45,3	-7,7
50	42,1	-14,3

Увеличение угла с 40 до 50° снижает расход утечки на 14,3 %. Однако при больших углах возрастает изгибная нагрузка на щетинки, что может привести к их пластической деформации и потере эксплуатационных характеристик [12].

Помимо интегральных характеристик представляет интерес пространственное распределение параметров потока вдоль уплотнения. Анализ полей давления и скорости позволяет выявить зоны максимальных градиентов и оценить локальные нагрузки на элементы конструкции. Распределение давления вдоль осевой координаты x (от входа в полость перед уплотнением до выхода из полости после уплотнения) показывает характер дросселирования потока в разных режимах. Расчеты проведены для трех значений перепада давления (рис. 2).

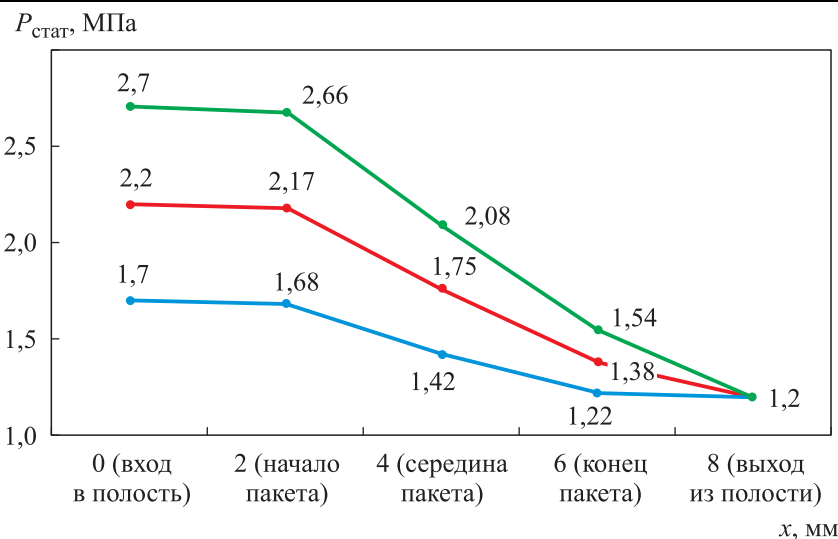


Рис. 2. Распределение статического давления $P_{\text{стат}}$ вдоль уплотнения (базовая конфигурация) при разных перепадах давления ΔP :
 — 0,5 МПа; — 1,0 МПа; — 1,5 МПа

Согласно графику, основное падение давления происходит в зоне пакета щетинок ($x = 2 \dots 6$ мм), где в зависимости от режима давление снижается на 0,46...1,12 МПа. В полостях до и после уплотнения изменение давления незначительно, что подтверждает доминирующую роль пакета в формировании гидравлического сопротивления.

Распределение скорости вдоль уплотнения демонстрирует интенсификацию течения в зоне щетинок. Расчеты выполнены для трех значений радиального зазора при фиксированном перепаде $\Delta p = 1,0$ МПа (рис. 3).

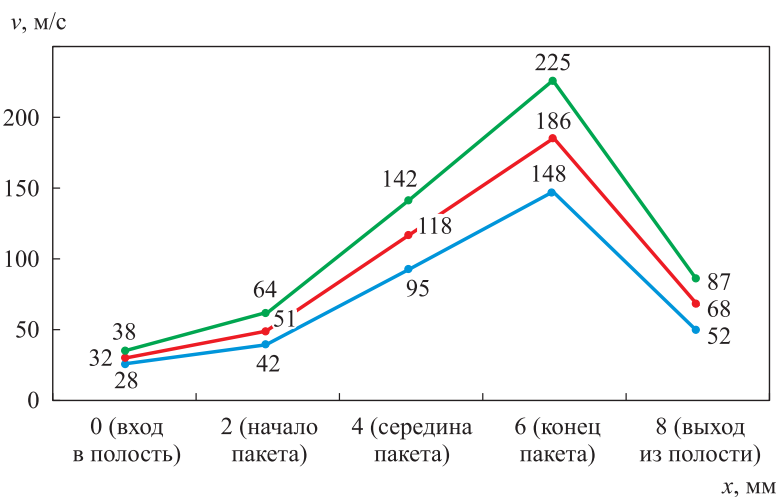


Рис. 3. Распределение осевой скорости v вдоль уплотнения ($\Delta p = 1,0$ МПа) при разных радиальных зазорах δ :
 — 0,05 мм; — 0,10 мм; — 0,15 мм

Данные показывают, что максимальная скорость достигается на выходе из пакета щетинок ($x = 6$ мм), где локальное ускорение потока наиболее выражено. Увеличение радиального зазора приводит к росту скорости во всех сечениях, что согласуется с повышением расхода утечки. После выхода из уплотнения поток расширяется в полости, скорость снижается вследствие увеличения площади сечения.

Температурное поле также неравномерно. Вследствие дросселирования в пакете щетинок происходит падение температуры, частично компенсируемое диссипацией энергии в пористой среде. Распределение полной температуры вдоль уплотнения при различных перепадах давления представлено на рис 4.

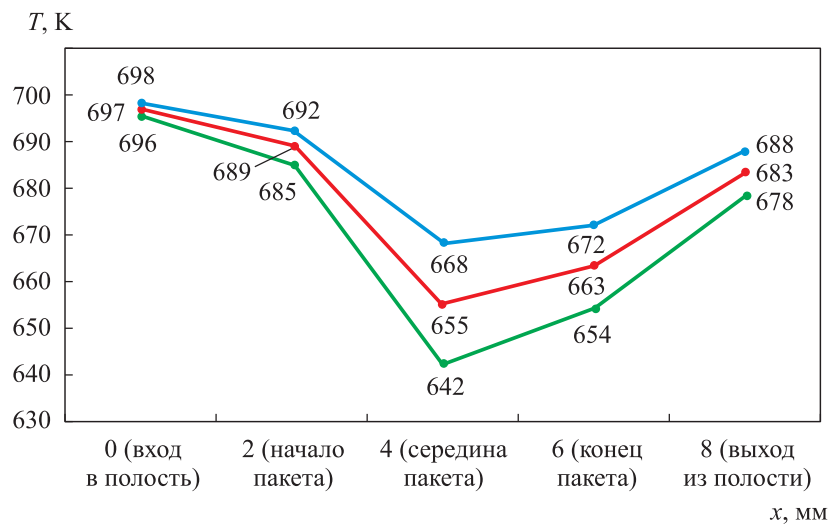


Рис. 4. Распределение полной температуры T вдоль уплотнения (базовая конфигурация, полная температура на входе в расчетную область $T_{0,in} = 700\text{K}$) при разных перепадах давления Δp :

— 0,5 МПа; — 1,0 МПа; — 1,5 МПа

Видно, что минимальная температура наблюдается в середине пакета щетинок ($x = 4$ мм), где падение достигает 32...58K в зависимости от перепада давления. На выходе из пакета температура частично восстанавливается за счет диссипации энергии в зоне интенсивного сдвига. В полости после уплотнения происходит дальнейшее выравнивание температурного поля. Данное обстоятельство важно для оценки тепловых нагрузок на конструкцию и прогнозирования температурных деформаций элементов уплотнения.

Итак, проведенный анализ позволяет сформулировать рекомендации по выбору конструктивных параметров щеточного уплотнения для различных условий эксплуатации. Оптимальные значения параметров определяются следующими соображениями:

- минимизация радиального зазора ($\delta = 0,05 \dots 0,08$ мм) обеспечивает наибольшее снижение утечек, однако требует высокой точности изготовления и сборки;
- увеличение толщины пакета ($L = 6 \dots 8$ мм) снижает расход, но ограничено габаритными требованиями;
- повышение плотности упаковки ($n = 600 \dots 800$ шт./мм²) эффективно снижает утечки при сохранении приемлемой гибкости пакета;
- выбор угла наклона ($\alpha = 40 \dots 45^\circ$) обеспечивает компромисс между герметичностью и механической прочностью щетинок.

Целесообразно отметить также влияние формы прилегающих полостей на эффективность уплотнения. Резкие расширения и сужения в полостях приводят к формированию застойных зон и вихревых структур, что искажает распределение параметров на входе в уплотнение. Плавные переходы сечений предпочтительны с точки зрения минимизации гидравлических потерь и обеспечения равномерного подвода рабочего тела к зоне щетинок.

Заключение. Разработанная математическая модель течения рабочего тела в зазорах щеточного уплотнения и прилегающих полостях турбореактивного двухконтурного двигателя позволяет прогнозировать расход утечки и распределение параметров потока в зависимости от конструктивных характеристик и режимных параметров. Параметрический анализ показал, что радиальный зазор, толщина пакета, плотность упаковки и угол наклона щетинок оказывают существенное влияние на эффективность герметизации.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании уплотнительных узлов перспективных авиационных двигателей. Дальнейшее развитие модели предполагает учет упругой деформации пакета щетинок под действием аэродинамических и температурных нагрузок, что позволит повысить точность расчета ресурсных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Загородников С.А., Самойлов А.В., Силуянова М.В. Разработка математической модели воздушного потока в области под камерой сгорания перспективного авиационного ТРДД классом тяги 70 кН. *III Научно-практическая конференция аспирантов: сборник тезисов, Жуковский, 03 декабря 2024 года*. Жуковский, Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского, 2024, с. 25–28. EDN RLJWYF
- [2] Шмаков А.Ф., Модорский В.Я. Исследование зазоров в лабиринтных уплотнениях при действии газодинамических и тепловых нагрузок в FSI постановке. *Научно-технический вестник Поволжья*, 2016, № 5, с. 216–218.
- [3] Пугачёв А.О. *Щёточные уплотнения в роторных системах авиационных двигателей: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05* Москва, Московский государственный авиационный институт, 2015, 48 с.
- [4] Темис Ю.М., Селиванов А.В. Перспективные уплотнения для газотурбинных двигателей. *Авиационные двигатели*, 2021, № 2 (11), с. 43–60.

- [5] Фалалеев С.В., Зрелов В.В. Математическая модель щеточного уплотнения. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 2009, т. 11, № 3, с. 192–196.
- [6] Бондарь В.С., Родин Е.В. Расчетное моделирование испытаний щеточных уплотнений. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика*, 2022, № 1, с. 14–22.
DOI: 10.15593/perm.mech/2022.1.02
- [7] Пугачев А.О. Подходы к упрощенному расчету расхода щеточных уплотнений. *Вестник Московского авиационного института*, 2015, т. 22, № 2, с. 85–93.
- [8] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*, Пермь, ОАО «Авиадвигатель», 2006, 1204 с.
- [9] Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. *Вычислительная гидромеханика и теплообмен*. В 2 т. Москва, Мир, 1990, т. 1, 384 с.
- [10] Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd Edition. DCW Industries, 2006, 522 p.
- [11] Патанкар С. *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости*. Москва, Энергоатомиздат, 1984, 152 с.
- [12] Родин Е.В., Селиванов А.В. Модель контактного щеточного уплотнения. *Насосы. Турбины. Системы*, 2020, № 2 (35), с. 76–84.

Статья поступила в редакцию 11.03.2026

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Загородников С.А., Силуянова М.В., Трунова Е.А. Разработка математической модели течения рабочего тела в зазорах щеточного уплотнения и прилегающих полостях двухконтурных турбореактивных двигателей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2026, вып. 6. EDN WUIYVO

Загородников Сергей Анатольевич — аспирант, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет).
e-mail: zagorodnikovsergey@yandex.ru

Силуянова Марина Владимировна — д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Технология производства и эксплуатации двигателей летательных аппаратов», Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). e-mail: dc2mati@yandex.ru

Трунова Елена Анатольевна — старший преподаватель, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет).
e-mail: lew1967@mail.ru

Development of a Mathematical Model for the Flow of the Working Fluid in the Gaps of a Brush Seal and Adjacent Cavities of Bypass Turbojet Engines

© S.A. Zagorodnikov, M.V. Siluyanova, E.A. Trunova

Moscow Aviation Institute (National Research University),
Moscow, 125993, Russian Federation

Leaks of the working fluid through the gaps between the movable and fixed elements of gas turbine engines reduce their efficiency by 0.5–1.5%. Brush seals provide higher airtightness compared to traditional labyrinth structures. However, the design of such seals is complicated by the complex nature of the flow through the porous structure of the package and the influence of adjacent cavities on the distribution of flow parameters. The paper presents a mathematical model of the air flow in the gaps of a brush seal and adjacent cavities of a turbojet two-circuit engine. The model is based on the representation of a package of bristles as an anisotropic porous medium. The numerical implementation is performed by the finite volume method using the k - ϵ turbulence model. A parametric analysis of the effect of the radial gap, the thickness of the package, the packing density of the bristles and their angle of inclination on the leakage rate is carried out. It was found that reducing the gap from 0.10 to 0.05 mm reduces consumption by 34.6%, and increasing the packing density from 500 to 800 pcs/mm² by 42.0%. Pressure and velocity distributions along the seal are constructed, and zones of maximum gradients are identified. It has been shown that brush seals provide a 30–40% reduction in leakage compared to three-prong labyrinth analogues. The results are applicable in the design of sealing assemblies of aircraft engines.

Keywords: brush seal, turbojet dual-circuit engine, mathematical modeling, porous medium, leakage rate, gas dynamics

REFERENCES

- [1] Zagorodnikov S.A., Samoylov A.V., Siluyanova M.V. Razrabotka matematicheskoy modeli vozdušnogo potoka v oblasti pod kameroy sgoraniya perspektivnogo aviatsionnogo TRDD klassom tyagi 70 kN [Development of a mathematical model of airflow in the region under the combustion chamber of an advanced turbofan engine with a thrust class of 70 kN]. In: *III Nauchno-prakticheskaya konferentsiya aspirantov: sbornik tezisev, Zhukovsky, December 3, 2024*. Zhukovsky, Central Aerohydrodynamic Institute named after Prof. N.E. Zhukovsky, 2024, pp. 25–28. EDN RLJWYF.
- [2] Shmakov A.F., Modorskiy V.Ya. Issledovanie zazorov v labirintnykh uplotnennykh pri deystvii gazodinamicheskikh i teplovykh nagruzok v FSI postanovke [Investigation of clearances in labyrinth seals under gas-dynamic and thermal loads in an FSI formulation]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Povolzh'ya — Scientific and Technical Volga Region Bulletin*, 2016, no. 5, pp. 216–218.
- [3] Pugachyov A.O. *Schetochnye uplotneniya v rotornykh sistemakh aviatsionnykh dvigateley: avtoreferat dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.07.05* [Brush seals in rotor systems of aircraft engines: abstract of Doctor of Engineering Sciences dissertation]. Moscow, Moscow Aviation Institute, 2015, 48 p.
- [4] Temis Yu.M., Selivanov A.V. Perspektivnye uplotneniya dlya gazoturbinnnykh dvigateley [Advanced seals for gas turbine engines]. *Aviatsionnye dvigateli — Aviation Engines*, 2021, no. 2 (11), pp. 43–60.

- [5] Falaleev S.V., Zrellov V.V. Matematicheskaya model schetochного uplotneniya [Mathematical model of a brush seal]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk — Izvestiya of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2009, vol. 11, no. 3, pp. 192–196.
- [6] Bondar V.S., Rodin E.V. Raschetnoe modelirovanie ispytaniy schetochnykh uplotneniy [Computational simulation of brush seal tests]. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mekhanika — PNRPU Mechanics Bulletin*, 2022, no. 1, pp. 14–22.
DOI: 10.15593/perm.mech/2022.1.02
- [7] Pugachev A.O. Podkhody k uproschennomu raschetu raskhoda schetochnykh uplotneniy [Approaches to simplified calculation of brush seal mass flow]. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta — Aerospace MAI Journal*, 2015, vol. 22, no. 2, pp. 85–93.
- [8] Inozemtsev A.A., Sandratskiy V.L. *Gazoturbinnye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm, UEC Aviadvigatel Publ., 2006, 1204 p.
- [9] Anderson D.A., Tannehill J.C., Pletcher R.H. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*. New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1984 [In Russ.: Anderson D., Tannehill Dzh., Pletcher R. Vychislitel'naya gidromekhanika i teploobmen. V 2 t. Moscow, Mir Publ., 1990, vol. 1, 384 p.].
- [10] Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd Edition. DCW Industries, 2006, 522 p.
- [11] Patankar S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1980 [In Russ.: Patankar S. Chislennyye metody resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkosti. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1984, 152 p.].
- [12] Rodin E.V., Selivanov A.V. Model kontaktnogo schetochного uplotneniya [Contact brush seal model]. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, 2020, no. 2 (35), pp. 76–84.

Zagorodnikov S.A., Postgraduate student, Moscow Aviation Institute (National Research University). e-mail: zagorodnikovsergey@yandex.ru

Siluyanova M.V., Professor, Dr. Sc. (Engineering), Professor of the Department “Technology of Production and Operation of Aircraft Engines”, Moscow Aviation Institute (National Research University). e-mail: dc2mati@yandex.ru

Trunova E.A., Senior Lecturer, Moscow Aviation Institute (National Research University). e-mail: lew1967@mail.ru