

УДК 62-762.001

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЩЕТОЧНОГО УПЛОТНЕНИЯ

© 2009 С.В. Фалалеев, В.В. Зрелов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 05.03.2009

В данной статье рассмотрена математическая модель щеточного уплотнения, проведен анализ его теплового состояния.

Ключевые слова: математическая модель, щеточное уплотнение, тепловое состояние.

При создании уплотнений роторов высокооборотных турбомашин альтернативой широко используемым лабиринтным уплотнениям являются щеточные уплотнения (рис. 1). Они обладают на порядок меньшими утечками, чем лабиринтные уплотнения [1], работают при окружных скоростях до 500 м/с, при перепаде давления до 2 МПа и температурах до 973 К [2]. Рассматриваемые уплотнения могут выполнять функции дополнительных опор и работают с микрозазорами в контакте, возникающими от действия газодинамических сил (как у лепестковых подшипников). При этом щеточные уплотнения оказывают благоприятное влияние на динамические характеристики ротора, уменьшая прогиб вала, без значительного влияния на утечку уплотняемой среды. Щеточные уплотнения фактически являются контактными расходными уплотнениями с пористой волокнистой анизотропной структурой и обладают сложной технологией изготовления.

Особенностью щеточных уплотнений является разогрев зоны контакта. Поэтому через пористую структуру пропускается некоторый рас-

ход уплотняемой среды, достаточный для отвода тепла. Щеточные уплотнения через короткое время приработки имеют глянцевую рабочую поверхность, работающую как самогенерируемый подшипник. При этом утечки через пористую среду значительно выше, чем через зону контакта. Допустимая величина контактной силы с точки зрения ресурса (изнашивания) подбирается опытным путем. К сожалению, практически полностью отсутствуют публикации о методах расчета щеточных уплотнений.

При создании щеточных уплотнений ротора требуется решение следующих задач: отработка конструкции и технологии изготовления щетки; исследование газодинамических свойств уплотнений; исследование теплового состояния и фрикционных свойств упругого элемента; исследование упругодемпфирующих свойств элементов уплотнений.

Для создания методики проектирования щеточных уплотнений ротора необходима методика их теплового расчетов. При решении некоторых из вышеперечисленных задач можно воспользоваться результатами исследований, представленных в работах [3, 4]. Гидравлические характеристики щеточных уплотнений можно определить, используя гидродинамическую модель материала МР, предложенную А.И. Белосусовым [5]. В этом случае расход газа через щеточное уплотнение можно определять по следующим формулам:

$$\dot{m} = \frac{2d_{np}^2 \Pi^3 F_n \rho \Delta p}{153 \mu \delta_{ЩЕТ} (1 - \Pi)^2} \quad \text{— ламинарный}$$

режим течения;

$$\dot{m} = F_n \sqrt{\frac{0,71(1 - \Pi) \rho \Delta p}{\Pi^3 d_{np}}} \quad \text{— турбулент-}$$

ный режим течения,

где Π — пористость; d_{np} — диаметр проволоки; $\delta_{ЩЕТ}$ — ширина щетки; F_n — площадь выход-

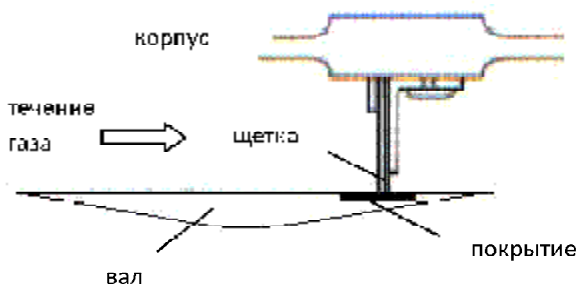


Рис. 1. Щеточное уплотнение

Фалалеев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов. E-mail: kipdla@ssau.ru.

Зрелов Вадим Владимирович, аспирант. E-mail: kipdla@ssau.ru.

ного сечения щетки; ρ – плотность газа; μ – динамическая вязкость газа; Δp – перепад давления газа.

Приведенные зависимости были экспериментально подтверждены для различных типов уплотнений [6].

Величину плотности (пористости) щетки при конструировании щеточного уплотнения приходится выбирать исходя из компромисса между герметичностью и надежностью. Щетка должна быть достаточно плотной, чтобы утечки были как можно меньше. Однако в этом случае возрастает выделяющееся в зоне трения тепло и ухудшается теплоотвод. Т.е., проволоочки могут расплавиться или сгореть. Поэтому необходимо проведение теплового расчета щеточного уплотнения. При этом могут быть использованы известные методики для расчета различных устройств [7, 8]. В частности, отвод тепла через проволоочки из зоны трения и теплоотдача протекающему через уплотнение воздуху аналогичны эффекту оребрения камер сгорания жидкостных ракетных двигателей или интенсификации охлаждения лопаток турбин газотурбинных двигателей путем применения штырьков.

Усиление теплоотдачи в охлаждающий газ учитывается коэффициентом эффективности оребрения η_p , определяемым из соотношения [8]

$$q_{Г.Р.} = q_G \eta_p,$$

где $q_{Г.Р.}$, q_G – тепловые потоки, воспринимаемые газом при наличии теплоотводящих проволоочек и при их отсутствии.

$$\eta_p = \frac{F'}{F} + \frac{n_{ПП} Q_{ПП}}{F q_G}, \quad (1)$$

где $F = \pi d_{ВАЛ} \delta_{ЩЕТ}$ – общая площадь контакта; $d_{ВАЛ}$ – диаметр вала; $\delta_{ЩЕТ}$ – ширина щетки; F' – площадь контакта за вычетом площади контакта проволоочек; $n_{ПП}$ – количество проволоочек; $Q_{ПП}$ – количество теплоты, отдаваемое в газ проволоочкой.

Для определения количества теплоты, отдаваемого в газ проволоочкой, воспользуемся известным в теплотехнике решением [8]

$$Q_{ПП} = \alpha_{II} F_{ПП} (T_K - T_G), \quad (2)$$

где $\alpha_{II} = \lambda \beta_{ПП} th(\beta_{ПП} l)$ – условный коэффициент теплоотдачи, приведенный к корневому сечению (месту контакта проволоочки с валом); λ – коэффициент теплопроводности материала;

$$\beta_{ПП} = \sqrt{\frac{2\alpha_{ПП} k_1}{\lambda r_{ПП}}}; \quad \alpha_{ПП} - \text{коэффициент}$$

теплоотдачи от проволоочки к газу;

$$k_1 = \frac{4}{4 + Bi} - \text{коэффициент, учитывающий}$$

неравномерность температуры по площади профиля проволоочки;

$$Bi = \frac{\alpha_{ПП} r_{ПП}}{\lambda} - \text{число Био;}$$

$r_{ПП}$, l – радиус и длина проволоочки; $F_{ПП}$ – площадь сечения проволоочки; T_K – температура в зоне контакта; T_G – температура газа.

Подставляя (2) в (1), получаем с учетом угла установки проволоочек, принимаемым равным $45^\circ / 2$

$$\eta_p = 1 - \frac{n_{ПП} F_{ПП}}{F} \left(\sqrt{2} - \frac{2lk_1 th(\beta_{ПП} l) \alpha_{ПП}}{\beta_{ПП} r_{ПП} l \alpha_G} \right).$$

Учет теплоотвода в корпус щеточного уплотнения можно оценить подобно учету теплоотвода наружной стенки в камерах ЖРД /8/. Он оценивается через коэффициент ζ_p .

$$\zeta_p = \frac{1 + \frac{\beta_p th(\beta h_3)}{\beta_3 th(\beta l)}}{1 + \frac{\beta_p}{\beta_3} th(\beta h_3) th(\beta l)}$$

$$\text{где } \beta_p = \sqrt{\frac{2\alpha_{ПП}}{\lambda_{ПП} r_{ПП}}}; \quad \beta_3 = \sqrt{\frac{2\alpha_K}{\alpha_K \delta_3}};$$

$\delta_3 = 2\delta_K$; δ_K – толщина корпуса; h_3 – половина среднего расстояния между соседними проволоочками.

И выражение для n_p принимает вид

$$n_p^* = 1 - \frac{n_{ПП} F_{ПП}}{F} \left(\sqrt{2} - \frac{2lk_1 th(\beta_{ПП} l) \alpha_{ПП}}{\beta_{ПП} r_{ПП} l \alpha_G} \zeta_p \right),$$

где α_G – коэффициент теплоотдачи от вращающегося вала к омывающему его газу.

Однако для длинных, тонких и слаботеплопроводящих проволоочек, а также при высоких значениях коэффициента $\alpha_{ПП}$ влияние наружной оболочки на усиление эффекта оребрения практически исчезает [8]. При величине $\beta l > 3$ погрешность составит не более 5%.

Таким образом, выражение для количества тепла, отводящегося от зоны контакта в газ через щетку

$$Q_{ЩЕТ} = \alpha_G F \eta_p^* (T_K - T_G). \quad (3)$$

На рис. 2 изображена расчетная схема уплотнения. Его уравнение теплового баланса следующее

$$Q_{ТР} = Q_{ЩЕТ} + Q_1 + Q_2. \quad (4)$$

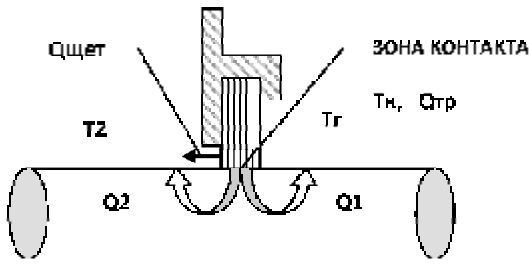


Рис. 2. Расчетная тепловая модель щеточного уплотнения

Количество теплоты $Q_{ЩЕТ}$ определяется выражением (3). Мощность трения вследствие малой утечки через контактную зону уплотнения практически равна тепловыделению $Q_{ТР}$ в зоне контакта

$$Q_{ТР} = W_{ПОДЖ} f_{ТР} V, \quad (5)$$

где $W_{ПОДЖ}$ – сила поджатия щетки к валу; $f_{ТР}$ – коэффициент трения; V – скорость скольжения.

Теплоотвод через вал можно определить аналогично теплоотводу от манжетного уплотнения [9].

$Q_1 + Q_2 = F_{ВАЛ} \lambda_{ВАЛ} [\beta_1 (T_K - T_Г) + \beta_2 (T_K - T_2)]$, где $F_{ВАЛ}$ – площадь сечения вала; $\lambda_{ВАЛ}$ – коэффициент теплопроводности вала;

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_{ВАЛ} r_{ВАЛ}}}; \quad \beta_2 = \sqrt{\frac{2\alpha_2}{\lambda_{ВАЛ} r_{ВАЛ}}};$$

α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от вала к газу и наружной среде.

Учет неоднородности прогрева вала может быть учтен через замену α на $\alpha_{ЭКВ}$.

$$\alpha_{ЭКВ} = \alpha \frac{4}{4 + Bi}, \quad Bi = \frac{\alpha r_{ВАЛ}}{\lambda_{ВАЛ}}.$$

Обычно $T_Г \approx T_2$ и $\beta_1 = \beta_2$. Если на вал нанесено теплоизолирующее покрытие толщиной $\delta_{ПОКР}$ и с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ПОКР}$, то

$$Q_1 + Q_2 = F \gamma_T (T_K - T_Г), \quad (6)$$

$$\text{где } \gamma_T = \frac{1}{\frac{\delta_{ПОКР}}{\lambda_{ПОКР}} + \frac{F}{2\lambda_{ВАЛ} F_{ВАЛ} \beta_1}}.$$

Подставляя (3), (5) и (6) в уравнение (4), получаем выражение для температуры в зоне контакта

$$T_K = T_Г + \frac{Q_{ТР}}{\alpha_Г F \eta^*_{П} + F \gamma_T}.$$

Для нахождения коэффициентов теплоотдачи пользуются известными интегральными соотношениями пограничных слоев [7]:

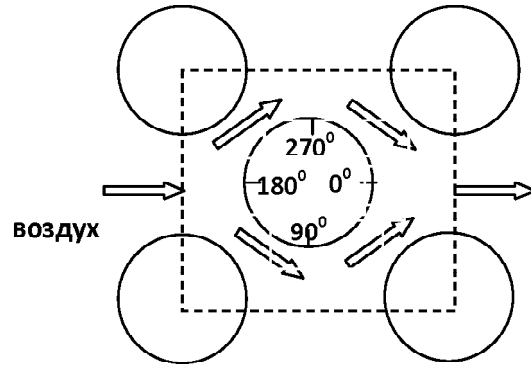


Рис. 3. Схема обтекания проволоочки

$$Nu = C Re^n Pr^m,$$

где Nu – число Нуссельта; Pr – число Прандтля; C, m, n – коэффициенты, зависящие от режима течения газа.

$$Nu = \frac{\alpha_Г \chi}{\lambda_Г}; \quad Re = \frac{\rho v_0 d}{\mu}; \quad Pr = \frac{\mu c_P}{\lambda_Г},$$

где χ – характерная длина; $\lambda_Г$ – коэффициент теплопроводности газа; v_0 – скорость течения среды; $d = 4F_K / \Pi_K$ – характерный размер; F_K – площадь поперечного сечения канала; Π_K – полный смоченный периметр; c_P – теплоемкость газа.

В работе [6] были получены выражения для щетки

$$\alpha_Г = 0,023 (\rho v_0)^{0,8} \frac{c_P^{0,4} \lambda^{0,6}}{\mu^{0,4} d^{0,2}}$$

и для щеточного уплотнения

$$\alpha_Г = 0,023 (\rho v_0)^{0,8} \frac{c_P^{0,4} \lambda^{0,6} \delta_{РАД.З}^{0,8}}{\mu^{0,4} d^{0,2} \delta_{РАД.Щ}},$$

где $\delta_{РАД.З}$ и $\delta_{РАД.Щ}$ – радиальные размеры выходного зазора и щетки.

Для определения коэффициента теплоотдачи от поверхности проволоочек $\alpha_{ПП}$ можно воспользоваться выражениями для сеток /10/ или для материала МР, полученными в СГАУ Изжеруровым Е.А.:

$$Nu = 0,05 Re^{0,85} \text{ (сетка);}$$

$$Nu = 0,0452 Re^{1,28} \text{ (МР).}$$

Приведенные выше формулы позволяют определить усредненное значение коэффициента теплоотдачи от поверхности проволоочек $\alpha_{ПП}$. На самом деле, из-за особенностей обтекания проволоочек охлаждающим газом его значение может значительно отличаться на разных участках проволоочки. Так, проведенное численное моделирование обтекания проволоочки воздухом (рис. 3) с помощью пакета FLOTTRAN позволило получить

распределение коэффициента конвективной теплоотдачи по периметру проволоочки. При моделировании учитывались реальные расстояния между соседними проволоочками. Пример распределения α_{PP} приведен на рис. 4 (отсчет угловой координаты начинается с тыльной стороны проволоочки). Проведенные исследования показали, что функция распределения α_{PP} в окружном направлении существенно зависит от величины расхода воздуха, но практически не изменяется по радиусу щеточного уплотнения в пределах величины, равной радиальному размеру выходного зазора щеточного уплотнения.

Распределение температуры по длине проволоки

$$T = T_r + (T_k - T_r) \frac{ch \left[\frac{l}{r_{PP}} \left(1 - \frac{z}{l} \right) \sqrt{2Bik_1} \right]}{ch \left[\frac{l}{r_{PP}} \sqrt{2Bik_1} \right]}$$

Подогрев воздуха, протекающего через уплотнение

$$\Delta T = \frac{Q_{ЩЕТ}}{c_p \dot{m}}$$

Проведенные расчеты показали, что за счет изменения плотности щетки можно изменять утечки и температуру в зоне контакта в широких пределах. Нагрев проволоочек наиболее существенно происходит на расстоянии $0,2l$ от корневого сечения, что согласуется с экспериментальными результатами [11]. При этом получено, что при более высокой пористости температура зоны контакта выше, так как ухудшается тепловод из зоны контакта (при одинаковой мощности трения, т.е. учитывается только теплосъем). Однако из-за более высокого расхода охлаждающего газа проволоочки охлаждаются лучше, температура по их длине интенсивно падает, сравниваясь с температурой газа. Аналогичная картина наблюдается при малых значениях коэффициента теплопроводности материала щетки. Наибольшую трудность представляет определение мощности трения, особенно при вибрации вала. Здесь требуется проведение дополнительных исследований.

На рис. 5 приведено сравнение расчетных данных, полученных по предлагаемой теории, с экспериментальной зависимостью относительного подогрева волокон щеточного уплотнения в зоне контакта от приведенного расхода воздуха, полученной Гореловым Г.М. и др. [11]. Пара-

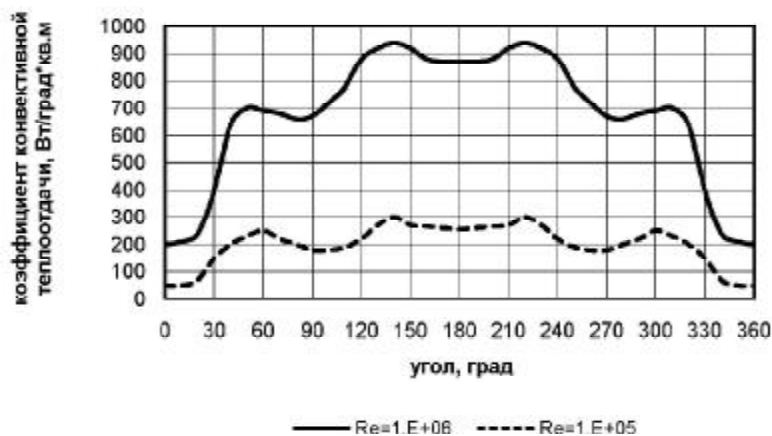


Рис. 4. Распределение коэффициента конвективной теплоотдачи от проволоки к газу в окружном направлении

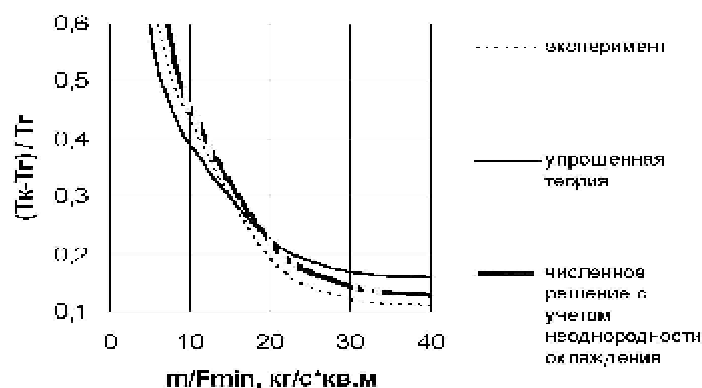


Рис. 5. Сравнение аналитических, численных и экспериментальных данных

метры исследованного щеточного уплотнения следующие: нихромовая проволока $d = 0,1$ мм; плотность – 90 шт/кв.мм; входной зазор – 5 мм; выходной зазор – 1 мм; толщина щетки – 1,5 мм; окружная скорость – 200 м/с. Анализ результатов на рис. 5 показывает удовлетворительное согласование аналитических и экспериментальных данных в зоне малых относительных расходов воздуха. В остальном диапазоне предлагаемая теория дает завышенный результат (погрешность до 50%). Несовпадение результатов можно объяснить как погрешностью эксперимента, так и тем, что при расчете некоторые исходные параметры брались осредненными, так как при проведении эксперимента не фиксировались. Учет распределения коэффициента конвективной теплоотдачи по поверхности проволочек, полученного численным моделированием в пакете FLOTTRAN, позволил существенно снизить погрешность (до 10% в зоне малых расходов и до 20% в зоне повышенных расходов). Однако трудоемкость вычислений вырастает на несколько порядков.

Изложенная выше теория является аналитической, что существенно повышает ее значимость, так как можно провести оптимизацию параметров уплотнения. Поверочные расчеты рекомендуется проводить с использованием численного решения. Также на этапе проектирования появилась возможность определить температуру в зоне контакта и оценить надежность уплотнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Weiler W. *Et.al.* Wellendichtungen fuer Gasturbinen: Bericht MTU M/B90 EKF 0002. – BMFT, 1990.
2. Buerstendichtungen. Praezision und Know-how fuer hoechste Anforderungen. Bericht MTU GER10/07/MUC/01000/UN/EB/D. www.mtu.de/buerstendichtungen.
3. Белоусов А.И., Зрелов В.А., Попов А.И. Конструкция и технология щеточных уплотнений // Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин: Труды VI научно-техн. конф. Сумы: СФ ХПИ, 1991.
4. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В.Крагельского, В.В.Алишина. – М.: Машиностроение, 1978.
5. Белоусов А.И., Изжеуров В.А., Сетин А.Д. Исследование гидродинамических, фильгровальных характеристик пористого материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. научн. тр. Куйбышев: КуАИ, 1975.
6. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов. Основы теории и проектирования. – М.: Изд-во МАИ, 1998.
7. Газовые турбины. Термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях / Я.И.Шнеэ, В.М.Капинос, И.В.Котляр. – Киев: Вища школа, 1976.
8. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей: Учебник / А.П.Васильев, В.М.Кудряцев, В.А.-Кузнецов и др. – М.: Высшая школа, 1983.
9. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общей ред. А.И.Голубева и Л.А.Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986.
10. Микулин Е.И., Шевич Ю.А. Матричные теплообменные аппараты. – М.: Машиностроение, 1983.
11. Горелов Г.М., Резник В.К., Цибизов В.И. Экспериментальное исследование расходных характеристик щеточного уплотнения и сравнение с лабиринтным уплотнением // Изв. вузов. Сер. Авиационная техника, 1988, №4.

MATHEMATIC MODEL OF BRUSH SEAL

© 2009 S.V. Falaleev, V.V. Zrelov

Samara State Aerospace University

In this article we described mathematic model of brush seal and made an analysis of its heat condition

Key words: mathematic model, brush seal, heat condition.

Sergey Falaleev, Doctor of Technics, Professor, Head of Aircraft Engines Design Department.

E-mail: kipdla@ssau.ru.

Vadim Zrelov, Graduate Student. E-mail: kipdla@ssau.ru.