

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КАЧЕСТВА РАСЧЁТНОЙ СЕТКИ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет):
Ирина Вячеславовна Андросович, аспирант
Марина Владимировна Силуянова, д.т.н., профессор кафедры ТПЭДЛА

Одним из путей повышения эффективности газотурбинного двигателя является улучшение герметичности его газо-воздушных полостей и сокращение утечек воздуха за счёт применения новых малорасходных уплотнений. Установка новых эффективных типов уплотнений уменьшает утечки воздуха и газа из проточной части двигателя, что приводит к повышению параметров его термодинамического цикла и сокращению удельного расхода топлива.
One of the ways to increase the efficiency of a gas turbine engine is to improve the tightness of its gas-air cavities and reduce air leaks through the use of new low-flow seals. The installation of new efficient types of seals reduces air and gas leaks from the engine flow, which leads to an increase in the parameters of its thermodynamic cycle and a reduction in specific fuel consumption.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, лабиринтные уплотнения, математическое моделирование, вычислительная газовая динамика, поверхность отклика, оптимизация.

Keywords: gas turbine engine, labyrinth seals, mathematical modeling, computational fluid dynamics, response surface, optimization.

Работа посвящена необходимости совершенствования турбомашин летательных аппаратов с целью повышения их эффективности за счет оптимизации характеристик лабиринтных уплотнений для уменьшения утечек воздуха [1-3]. В условиях высоких окружных скоростей и больших перепадов давления, обычно используются лабиринтные уплотнения. Эффективность лабиринтных уплотнений зависит от размера радиального зазора, количества гребешков и их конфигурации. Однако минимальное значение радиального зазора определяется технологией изготовления, радиальным перемещением ротора, а также зависит от нагрева узлов статора и ротора. Эффект лабиринтных уплотнений основан на торможении (закручивании) газа в узком кольцевом зазоре с последующим расширением в соседнем кольцевом зазоре, где давление преобразуется в высокоскоростной напор на выходе [1-5].

В работе [4] приведен способ расчёта расхода воздуха через лабиринтное уплотнение с использованием математического выражения для расчета скорости утечки через уплотнение. Большой вклад в теорию лабиринтных уплотнений внесло обзорное исследование [5]. Показано, что аналитические модели для прогнозирования удовлетворительных эксплуатационных характеристик уплотнений по-прежнему трудно регулировать. Таким образом, стендовые испытания на герметичность все еще используются в исследовательских целях.

В последние годы наряду с развитием методов вычислительной гидродинамики было проведено множество вычислительных исследований и разработаны модели для анализа потоков внутри лабиринтных уплотнений [6-10]. В исследовательской работе [10] авторы предлагают способ разработки новых конфигураций уплотнений лабиринтного типа. Характеристики лабиринтных уплотнений были исследованы в работе [11], по полученным результатам авторы делают вывод, что хорошая конфигурация уплотнения должна обеспечивать высокую скорость рассеивания кинетической энергии.

Новейшие исследования влияния геометрии лабиринтных уплотнений и оптимизации геометрии уплотнений выполнены в [12], в исследовании проведён анализ влияния геометрических параметров лабиринтных уплотнений, включая размер зазора и длину гребня. Оптимизация уплотнения методами CFD изучена в [13]. Таким образом, эти работы близки к текущему исследованию и к предыдущей его части [14-15].

Основываясь на обзоре литературы и опыта, становится ясно, что усилия по повышению производительности лабиринтного уплотнения должны быть направлены либо на разработку новой конфигурации, либо на совершенствование существующих конструкций.

В ходе текущей работы проводится параметрическое исследование, оптимизация и анализ влияния условий работы лабиринтного уплотнения обобщенной конфигурации для турбомашин и роторов газотурбинных двигателей. По результатам серии расче-

тов оценивается влияние размера элементов сетки и конфигурации призматического подслоя на результаты расчетов, определяется влияние граничных условий на устойчивость расчета и точность результатов математического моделирования.

Многие из этих задач уже рассмотрены в той или иной степени, например, с меньшим количеством параметров [7-8].

Для обобщенной конфигурации лабиринтного уплотнения выбрано шесть непрерывных геометрических параметров: углы наклона сторон гребня, радиус скругления у основания гребня, высота гребня, ширина гребня и ширина вершины гребня (рисунок 1).

Постановка задачи и проведение оптимизации лабиринтного уплотнения

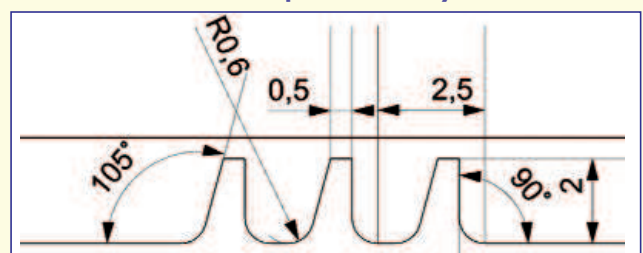


Рис. 1 Вид обобщенной конфигурации лабиринтного уплотнения ГТД

В ходе оптимизации ищется оптимальное сочетание геометрических параметров.

В качестве критерия оптимальности выбран массовый расход через лабиринтное уплотнение.

Задача оптимизации лабиринтного уплотнения сформулирована следующим образом:

$$\mathbb{S} = \{\vec{S}_i | P_{il} \leq P_i \leq P_{ih}\} \quad (1)$$

$$(\vec{S}_i^*) \in \mathbb{S}: G_B(\vec{S}_i^*) = \min_{(\vec{S}_i) \in \mathbb{S}} \{G_B(\vec{S}_i)\} \quad (2)$$

Или в случае выбранного лабиринтного уплотнения обобщенной конфигурации, как:

$$S = \{ \overline{S}_i | 0.1 \leq P_1 \leq 0.6, 90 \leq P_2 \leq 120, 90 \leq P_3 \leq 120, 0.1 \leq P_4 \leq 0.8, 0.2 \leq P_5 \leq 1.6, 2 \leq P_6 \leq 3 \} \quad (3)$$

Граничные условия и сходимость по сетке

В качестве граничных условий было использовано условие opening pressure с заданными давлениями и температурами (рисунок 2). При использовании граничного условия RotationPeriodicity 3 % расчётов завершалось ошибкой (из 200 расчётов), при использовании граничного условия free slipwall - 0,1 % расчётов завершалось ошибкой (из 300 расчётов). Разница результатов составила менее 2 %. Для проведения расчёта была выбрана сетка типа hexadominantmultyzone. В ходе серии расчётов была проведена оценка влияния размеров элементов сетки и конфигурации призматического подслоя на результаты расчётов, результаты приведены в таблице 1 (прошу добавить это предложение). Результат анализа показал, что следует использовать сетку с размером элемента менее 60 мкм, которая обеспечивает не менее 4 элементов в канале в дополнение к призматическому подслою. Анализ также показал значительное влияние использования функции стенки на результат расчёта, что требует использовать призматический подслой с высотой первого элемента 1 мкм и 20 слоями и позволяет иметь коэффициент роста до размера основных элементов менее 1,25 (таблица 1).

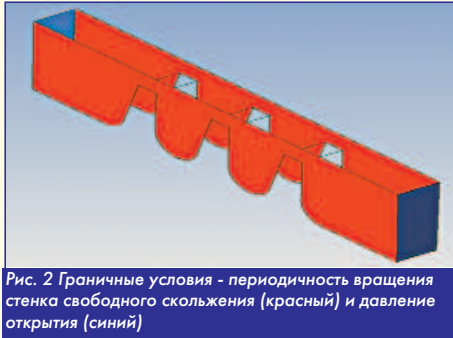


Рис. 2 Граничные условия - периодичность вращения стенка свободного скольжения (красный) и давление открытия (синий)

Таблица 1- Результаты анализа сходимости по сетки

Средний размер элемента, мм	Количество элементов	Относительное количество элементов	Расход воздуха, г/с	Относительный расход воздуха	Yplus max
0,1	88230	0,165908	9,81	1,008222	<50
0,06	205050	0,385577	9,89	1,016444	<50
0,05	280470	0,527398	9,89	1,018499	<50
0,04	417920	0,785859	9,97	1,024666	<50
0,07	221600	0,416698	9,58	0,984584	<1
0,06	283680	0,533434	9,63	0,989723	<1
0,05	370320	0,696352	9,59	0,985612	<1
0,04	531800	<1	9,73	<1	<1

По результатам анализа влияния граничных условий для проведения оптимизации выбрано более стабильное условие free slipwall.

Выбрана многозонная сетка с гексадоминантным типом и призматическим подслоем. В ходе серии расчетов была проведена оценка влияния размеров элементов сетки и конфигурации призматического подслоя на результаты расчетов, результаты приведены в таблице 2.

Был проведен анализ влияния окружной скорости на работу лабиринтного уплотнения влияние составило 3,01 %. Минимальный массовый расход составил 0,0479, максимальный массовый расход составил 0,0484. Влияние окружной скорости на расход воздуха через уплотнение на 8000 оборотов слабое, до 1,13 %, при 16000 оборотов до 3,01 %. При оптимизации учёт влияния оборотов опционален, так как они слабо влияют на массовый расход воздуха через уплотнение (таблица 2, рисунок 3).

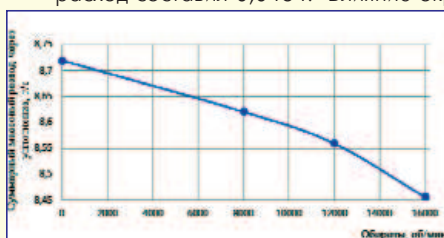


Рис. 3 Зависимость массового расхода воздуха от оборотов

Таблица 2 - Зависимость массового расхода воздуха от оборотов

Обороты, об/мин	Массовый расход через сектор, г/с	Суммарный массовый расход через уплотнение, г/с	Процент влияния массового расхода воздуха через уплотнение
0	0,0484	8,720	
8000	0,0479	8,621	1,13
12000	0,0476	08,560	1,83
16000	0,0470	8,457	3,01

На рисунках 4 - 9 представлены поле давления и векторное поле скоростей. При увеличении окружной скорости абсолютное значение скорости в зазоре уплотнения увеличивается, а осевая составляющая уменьшается, что в результате приводит к уменьшению расхода воздуха через уплотнение.



Рис. 4 Поле давления на 8000 оборотов

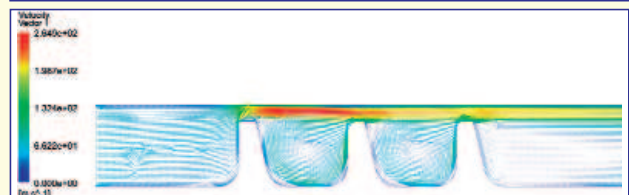


Рис. 5 Векторное поле скоростей на 8000 оборотов

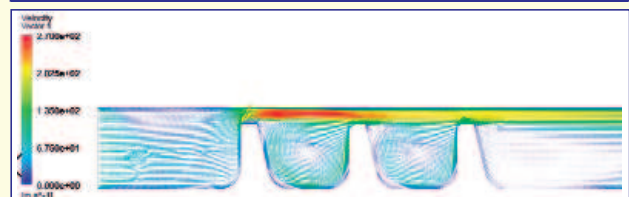


Рис. 6 Векторное поле скоростей на 12000 оборотов



Рис. 7 Поле давления на 12000 оборотов

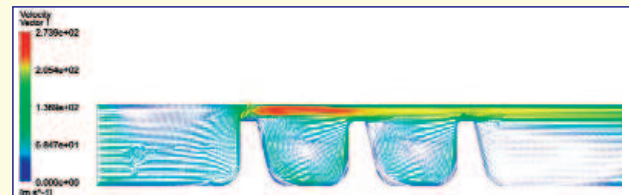


Рис. 8 Векторное поле скоростей на 16000 оборотов



Рис. 9 Поле давления на 16000 оборотов

Оптимизация и анализ чувствительности

В результате оптимизации получен следующий облик лабиринтного уплотнения.

Сравнение исходного (рисунки 10-11) и оптимизированного

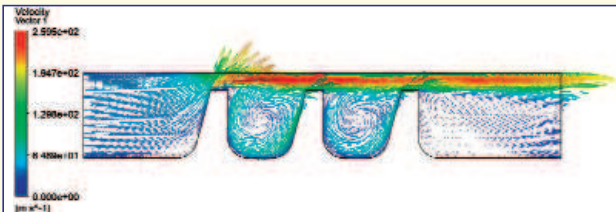


Рис. 10 Векторное поле скоростей в исходной конструкции уплотнения

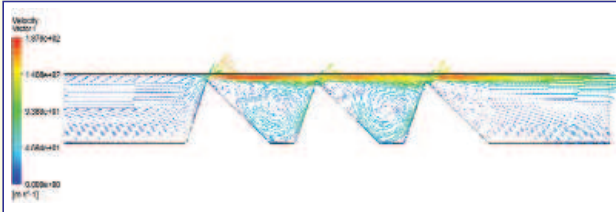


Рис. 12 Векторное поле скоростей в оптимизированной конструкции уплотнения



Рис. 11 Поле давления в исходной конструкции уплотнения

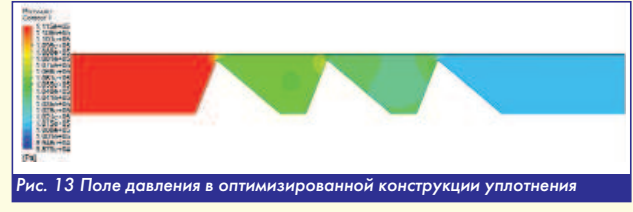


Рис. 13 Поле давления в оптимизированной конструкции уплотнения

(рисунки 12-13) уплотнения показало, что в оптимизированном уплотнении поток тормозится на вершине каждого гребня, а также увеличивается интенсивность вихревых структур между каждой парой гребней, что привело к увеличению рассеивания энергии, значительному снижению скорости потока в зазоре и, как следствие, к снижению массового расхода через уплотнение до 28 %.

Увеличенное расстояние между вершинами гребней обеспечивает большее пространство для вихревых структур и позволяет увеличить их интенсивность за счет действия вязких сил между ядром потока и газом между гребнями; угол наклона поверхности гребня и, в меньшей степени, расстояние между гребнями сыграли ключевую роль в увеличении расстояния между верхними гранями гребней. Увеличенная высота гребня также обеспечила больше пространства для формирования более интенсивной вихревой структуры. Острая вершина и определенный угол наклона гребня со стороны высокого давления способствовали появлению в зазоре значительной составляющей радиальной скорости, что также способствовало замедлению потока.

На рисунке 14 приведены результаты анализа отклика расхода воздуха через уплотнение при варьировании геометрическими параметрами в рассматриваемом диапазоне. Влияние на рисунок приведено к 100 %. Влияние наклона боковых граней гребня составило 2 % и 10 % со стороны низкого и высокого давления соответственно.

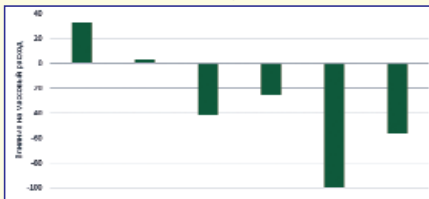


Рис. 14 Влияние геометрических параметров на массовый расход уплотнения

Влияние высоты гребня составило 6 %, расстояния между гребнями до 5 %, ширины площадки на вершине гребня до 2,5 %. Радиус скругления у основания не оказывает существенного влияния.

В дальнейшем проведено сравнение исходных и оптимизированных уплотнений с различными соотношениями давлений для анализа влияния оптимизации на снижение массового расхода

в оптимизированном уплотнении в широком диапазоне рабочих режимов (рисунок 15).

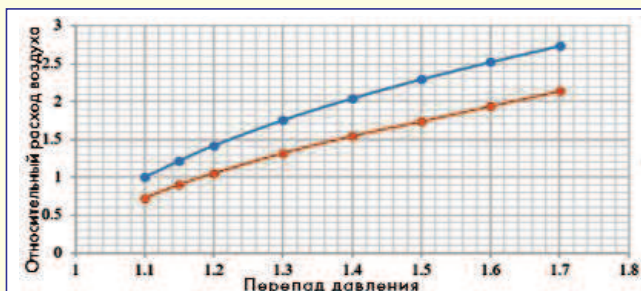


Рис. 15 Относительный массовый расход исходного (синего) и оптимизированного (оранжевого) уплотнения в зависимости от соотношения давлений

Выводы

Анализ сходимости сетки и влияния сетки показал, что при моделировании работы лабиринтного уплотнения необходимо использовать сетку, которая не допускает использования логарифмической функции стенки и обеспечивает значения $Y^+ \approx 1$, а также имеет достаточное количество элементов в зазоре.

Оптимизация лабиринтного уплотнения позволяет значительно снизить расход через него. Сравнение характеристик потока исходного и оптимизированного уплотнений показало, что оптимальное уплотнение обеспечивает меньший массовый расход в широком диапазоне соотношений давлений.

Сравнение уплотнений при различных условиях эксплуатации показало, что высокое качество оптимизированного уплотнения сохраняется в широком диапазоне условий эксплуатации и обеспечивает снижение расхода более, чем на 20 % по сравнению с исходной конфигурацией.

Высококачественное прямоточное лабиринтное уплотнение снижает потери течения воздуха до 50%.

Литература

- 1 Tong S K and Kyu S C 2009 Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behaviour. J. Mech. Sci. Technol.23 2830 <https://doi.org/10.1007/s12206-009-0733-5>
- 2 Vasiliev V S, Levochkin P S, Chvanov V K and Timushev 2019 Proposals for improving the efficiency and durability of the turbines of turbo-pump assemblies in liquid-propellant rocket engines by using double-sided crest-type radial labyrinth seals. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 491 012018 <https://doi.org/10.1088/1757-899X/491/1/012018>
- 3 Фалалеев С.В. Проблемы и перспективы использования торцовых уплотнений с газовой смазкой в современных ГТД // В сборнике: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Сер. "Вестник СГАУ" Самара. ? 2000. ? С. 91 ? 98.
- 4 Tong S K and Kyu S C 2009 Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behaviour. J. Mech. Sci. Technol.23 2830 <https://doi.org/10.1007/s12206-009-0733-5>
- 5 Morrison G and Chi D 1985 Incompressible flow in stepped labyrinth seals. ASME/ACSE Applied Mechanics, Bioengineering and Fluids Engineering Conf. (June 24-26, Albuquerque, New Mexico) ASME Paper-85-FE-4
- 6 Schram V, Willenborg K, Kim S and Wittig S 2002 Influence of a honeycomb facing on the flow through a stepped labyrinth seal. J. Eng. Gas Turb. Power124 140 ASME-Paper 2000-GT-291
- 7 Bidkar R, Edip S, Jifeng W, Azam T, Andrew M, Maxwell P, Grant M, Timothy A and Jeffrey M. 2016 Low-leakage shaft-end seals for utility-scale supercritical CO2 turboexpanders. J. Eng. Gas Turb. Power139 022503 <https://doi.org/10.1115/1.4034258>
- 8 Soemarwoto B, Kok J C, Cock K M J, Kloosterman A B and Kool G A 2007 Performance evaluation of gas turbine labyrinth seals using computational fluid dynamics. Proc. GT2007 ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air (14-17 May, Montreal, Canada): p 1553
- 9 Wang W, Liu, Y, Jiang P and Chen H 2007 Numerical analysis of leakage flow through two labyrinth seals. J. Hydrodyn.19(1) 107 [https://doi.org/10.1016/s1001-6058\(07\)60035-3](https://doi.org/10.1016/s1001-6058(07)60035-3)
- 10 Vakili A D, Meganathan A J, Michaud M A and Radhakrishnan S 2005 An experimental and numerical study of labyrinth seal flow. Proc. GT2005-68224 ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air (June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA) p 1347
- 11 Vakili A D, Meganathan A J, Ayyalasomayajula S and Stephen H 2006 Advanced labyrinth seals for steam turbine generators. Proc. Of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air (May 8-11, Barcelona, Spain) p 1599
- 12 Zhigang L, Jun L and Zhenping F 2016 Labyrinth seal rotordynamic characteristics part i: geometrical parameter effects. Journal of Propulsion and Power32(5) 1 <https://doi.org/10.2514/1.B35817>
- 13 Tyacke J C, Dai Y, Watson R and Tucker P G 2021 Design optimisation of labyrinth seals using LES. Math. Model. Nat. Pheno. 16 1 <https://doi.org/10.1051/mmnp/2020056>
- 14 Androsovich I V and Siluyanov M V 2021 Optimization of labyrinth seals in gas turbine engines. Russian Engineering Research41(4) 360 <https://doi.org/10.3103/S1068798X21040043>
- 15 Analysis of the geometric parameters influence on the labyrinth seals performance I Androsovich, D Borovikov and M Siluyanov 2021 J. Phys.: Conf. Ser. 1925 012075 <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1925/1/012075>

Связь с автором: irishapd-35@mail.ru, dc2mati@yandex.ru