

УДК 621.45.02

**А.Ю. ТИСАРЕВ, Н.М. ВАСИЛЕВИЧ***Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева  
(национальный исследовательский университет), Россия***РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ  
ТРАКТОВОГО УПЛОТНЕНИЯ ТУРБИНЫ**

*В статье рассматривается трактовое уплотнение турбины и процессы, протекающие в нем. Описаны основные механизмы втекания горячего газа во внутренние полости двигателя. Показаны особенности проведения расчета трактовых уплотнений в программных средствах вычислительной газодинамики. Создан алгоритм расчета трактового уплотнения в нестационарной постановке. Проведен нестационарный расчет полной модели полости совместно с межлопаточными каналами ступени турбины. Проводится сравнение результатов, полученных в стационарной (интерфейс Frozen Rotor) и нестационарной постановках.*

**Ключевые слова:** трактовое уплотнение, окружная несимметричность давления, насосный эффект, турбина.

**Введение**

В газотурбинном двигателе воздух служит не только для создания тяги (мощности), но также используется для внутренних нужд: охлаждения деталей горячей части двигателя, наддува уплотнений, разгрузки радиально-упорного подшипника и др. Отбор воздуха на охлаждение турбины на некоторых современных двигателях может достигать 10...15% [1]. Общий КПД двигателя напрямую зависит от количества отбираемого воздуха, расход которого должен быть сведен к своему минимальному значению. Один из вариантов достижения этого связан с совершенствованием уплотнительных узлов.

Уплотнения двигателя можно разделить по признаку разделяемых полостей:

- уплотнения масляных полостей;
- уплотнения воздушных полостей;
- трактовые уплотнения.

Данная работа посвящена расчетному исследованию трактовых уплотнений (рис. 1).

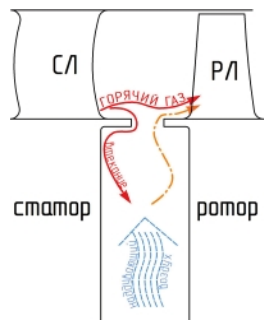


Рис. 1. Трактовое уплотнение турбины

**1. Трактовое уплотнение**

Трактовое уплотнение служит для уменьшения утечек горячего газа из проточной части двигателя во внутренние полости. Данное уплотнение расположено, как правило, в полости между вращающимся диском и стенкой опоры или соплового аппарата.

Первые расчетные исследования данного типа уплотнения были направлены на систему «ротор-статор» без учета основного потока [2], т.е. втекание газа только от насосного эффекта. В 1970 г. Бейли и Оуэн [3] установили соотношение для минимального безразмерного расхода охлаждающего воздуха  $C_{w\min}$ , необходимого для предотвращения втекания газа во внутренние полости.

Влияние внешнего потока на втекание через трактовое уплотнение было отмечено Кэмбэллом в 1978 г. [4] и было экспериментально подтверждено в 1978 г. Абэ [5]. В 1988 г. Фадже и Оуэн [6] исследовали влияние асимметрии давления в основном потоке на эффективность уплотнения. Они доказали, что величина  $C_{w\min}$  увеличивается с увеличением окружной асимметрии давления в тракте.

В 1994 г. Джонсон, Мак, Паолилло и Дэниэлс [7] дают подробный обзор основных механизмов втекания газа через трактовое уплотнение турбины. Двумя наиболее важными параметрами они считают:

— Насосный эффект ротора: центробежные силы в пограничном слое на поверхности диска выталкивают газ в полости наружу. Если

этот радиальный массовый расход больше, чем массовый расход поставляемого воздуха, то оставшаяся разница компенсируется за счет втекания горячих газов из тракта. Радиальный градиент давления вынуждает горячий газ идти вниз вдоль стенок статора. Затем он циркулирует в полости;

— Давление в тракте: втекание вызвано окружным распределением давления в тракте двигателя. Взаимодействие лопаток соплового аппарата и вращающихся лопаток порождает районы высокого давления, где статическое давление горячего газа превышает давление в полости (рис. 2). Горячий газ нагнетается в полость диска в этих зонах высокого давления.

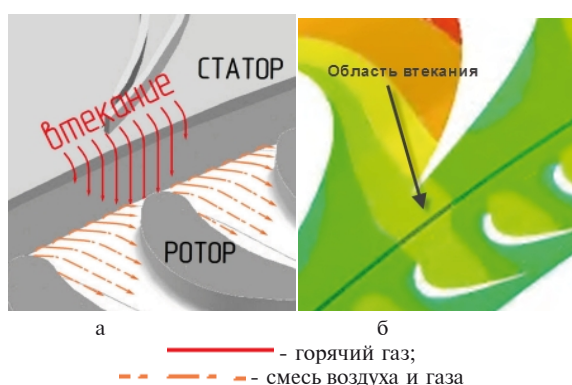


Рис. 2. Втекание газа из-за несимметричности давления  
а – схема втекания; б – поля статического давления

Из рис. 2б видно, что втекание усиливается, когда лопатки ротора проходят через закомочные следы сопловых аппаратов, и уменьшается, когда рабочие лопатки проходят через поток из межлопаточных каналов сопловых аппаратов.

Далее Хью в 1994 г. [8] подтвердил экспериментальными измерениями, что насосный эффект является только вторичным фактором, влияющим на втекание, тогда как несимметричность полей давления является основным фактором.

Таким образом, можно сделать вывод, что расчетная модель должна состоять не только из полости и уплотнения, но также должна включать межлопаточные каналы лопаток ротора и статора для учета окружной асимметрии давления.

## 2. CFD анализ

В 2000–2001 гг. проводились два независимых исследования, в ходе которых Рой [9] и Хиллс [10] пришли к выводу, что методы прогнозирования втекания через трактовое уплотнение должны учитывать нестационарный характер течения, поскольку стационарные модели завышают эффективность уплотнения.

В результате была построена 360°-ая трехмерная модель полости и тракта.

Проводилась проверка качества сетки. Для расчета использовалась модель с 18.15 млн. элементов в тракте и 15 млн. элементов в полости.

Воздух рассматривается как идеальный газ, вязкость рассчитывается по формулам Сазерленда.

Схема приложения граничных условий представлена на рис. 3.

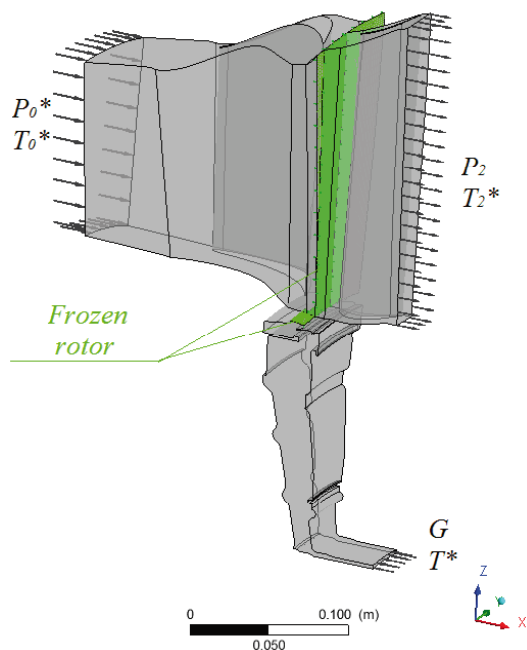


Рис. 3. Граничные условия для модели

В работе Смита [11] приводится анализ существующих моделей турбулентности, которые могут использоваться в CFD моделях полостей между ротором и статором. Были сравнены и проанализированы модели турбулентности  $k-\epsilon$  и  $k-\omega$  (SST, BSL Reynolds stress, SSG Reynolds stress), в результате чего установлено, что модели, основанные на  $k-\omega$ , дают более близкие к экспериментальным данным результаты. Следует также заметить, что ни одна из моделей Reynolds stress, которая включает в себя 7 уравнений, не дала лучших результатов, чем модель SST, которая содержит всего лишь 4 уравнения. Таким образом, модель турбулентности SST является самой оптимальной для подобного рода задач.

Расчет проводился на 256 ядрах при помощи ресурсов суперкомпьютерного центра СГАУ [12]. Общее время расчета составило 102 ч.

## 3. Алгоритм расчета

Для проведения нестационарного CFD анализа подобных полостей был составлен алгоритм (рис. 4).

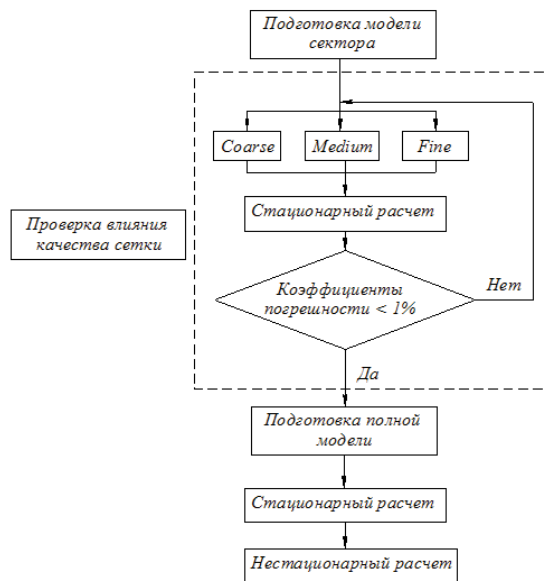


Рис. 4. Алгоритм проведения нестационарного анализа

1. Подготовка модели сектора.

На данном этапе определяются с размерами модели и граничными условиями. Строится модель сектора в программном комплексе NX или в приложении Turbogrid (для межлопаточных каналов CA и РК). Построенные модели загружаются в раздел Geometry в программном комплексе Ansys Workbench или в Meshing Turbogrid.

2. Проверка влияния качества сетки [13].

Строятся 3 конечно-элементные модели: coarse, medium, fine, различающиеся количеством конечных элементов в интересующей нас области. Наложение сетки осуществляется либо в Meshing Workbench, либо в Meshing Turbogrid. Для каждой сетки проводится стационарный расчет в CFD пакете, на основе которого определяются коэффициенты погрешности по выбранному параметру. Если коэффициенты между грубой сеткой и нормальной или нормальной и мелкой меньше 1%, то выбирается нормальная или мелкая сетка соответственно. Если все коэффициенты больше 1%, то строятся 3 новые модели с увеличенным количеством элементов, и проводится вторая итерация.

3. Подготовка полной модели.

Если задача нестационарная, то строится полная модель с выбранным качеством сетки.

4. Стационарный расчет.

Проводится стационарный расчет с выбранным типом интерфейса (Frozen Rotor или Stage).

5. Нестационарный расчет.

Проводится нестационарный расчет на основе результатов стационарного расчета.

4. Результаты

В результате расчета полости и проточной части двигателя были получены поля давлений, температур, позволяющие оценить втекание горячего газа в полость (рис.5)

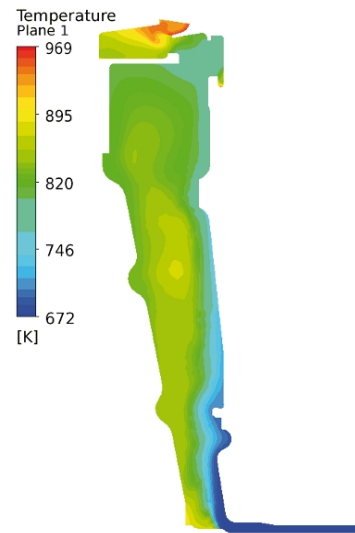


Рис. 5. Поля температур в полости

Сравнивались результаты статического давления по окружности, полученные расчетами в стационарной и нестационарной постановках (рис. 6). Можно сделать вывод, что нестационарный расчет позволяет более полно оценить неравномерность полей давления в тракте.

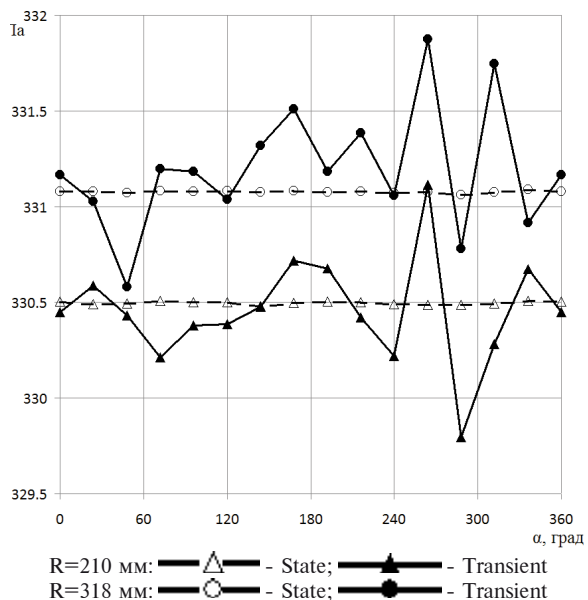


Рис. 6. Сравнение статического давления по окружности для стационарного и нестационарного расчетов на разных радиусах

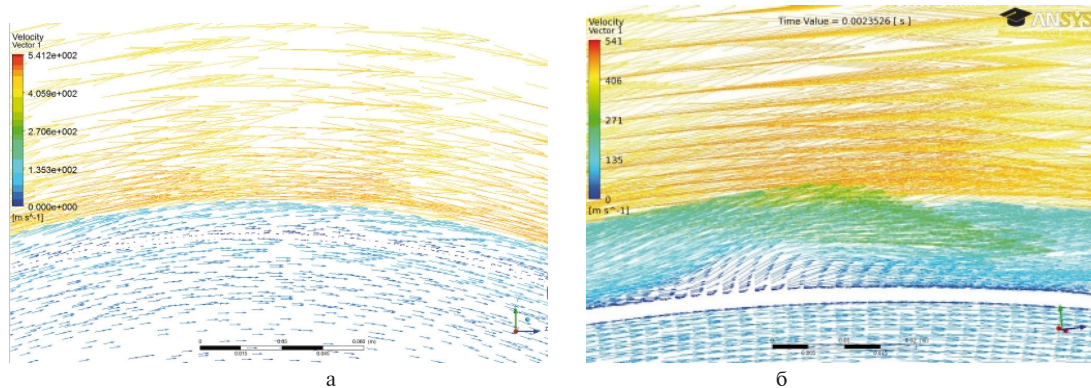


Рис. 7. Вектора скоростей  
а – расчет в стационарной постановке; б – расчет в нестационарной постановке

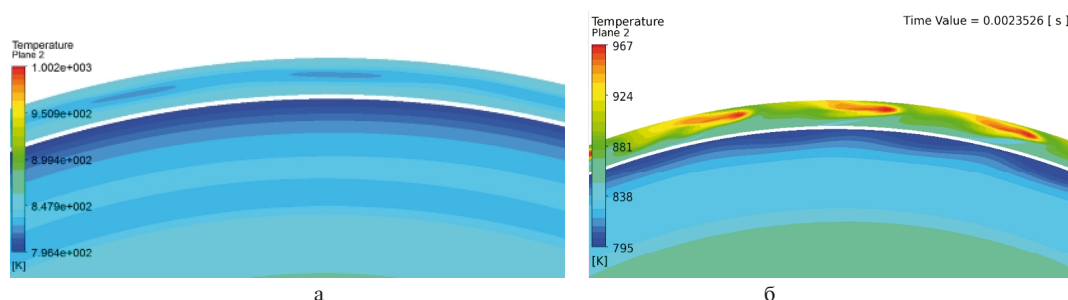


Рис. 8. Поля температур в районе трактового уплотнения  
а – расчет в стационарной постановке; б – расчет в нестационарной постановке

На рис. 7 показаны вектора скоростей в поперечном сечении для стационарного (рис. 7а) и для нестационарного (рис. 7б) расчетов. Видно, что в случае Transient (рис. 7 б) поток из тракта под действием асимметрии давления входит в полость над трактовым уплотнением под некоторым углом, в отличие от стационарного решения, где два потока текут параллельно друг другу.

На рис. 8 изображены поля температуры потока в области трактового уплотнения. На рис. 8б отчетливо видны области повышенной температуры, по которым можно оценить процесс втекания горячего газа в полость.

На рис. 9 отображены вектора скоростей в момент, когда рабочая лопатка проходит закрывающий след соплового аппарата, что приводит к втеканию газа.

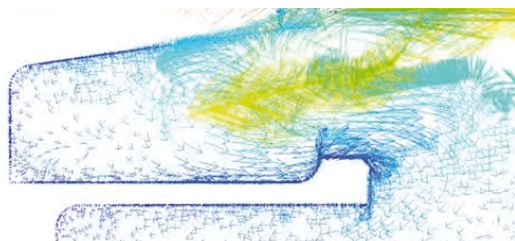


Рис. 9. Вектора скоростей

### Заключение

Расчет в CFD пакете показал, что вычисления подобного рода задач должны проводиться в нестационарной постановке с использованием модели в 360°. Данный вывод является следствием того, что только такая постановка расчета способна учесть влияние окружающей асимметрии давления на величину втекания горячего газа. В итоге был создан алгоритм расчета трактового уплотнения, включающий в себя модуль проверки качества сетки.

Дальнейшие исследования направлены на оценку влияния расхода воздуха наддува на процессы, протекающие в области трактового уплотнения, а также полости, расположенной под ним. Помимо этого будут проводиться работы, связанные с совершенствованием конструкции трактового уплотнения.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010*

### Литература

1. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. 2-е изд.



- Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. (Кн. 1). Основы теории ГТД. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики (Кн. 2). [Текст] / В. В. Кулагин, В.С. Кузьмичев. – М.: Машиностроение, 2003. – 615 с.
2. Швец И. Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И. Т. Швец, Е.П.Дыбан. – К.: Наукова думка, 1974. – 488 с.
  3. Bayley F.J. The Fluid Dynamics of a Shrouded Disc with a Radial Outflow of Coolant [text] / F. J. Bayley, J. M. Owen // J. of Eng. Power, Vol.92, P.35.
  4. Campbell D.A. Gas turbine disc sealing system design [text] / D.A.Campbell // Proc. AGARD conf. On Seal technology in Gas Turbine Engines, AGARD-CP-237, 1978
  5. Abe T. An investigation of turbine disc cooling [text] / T. Abe, J. Kikuchi, H. Takeuchi // Paper GT30, 3rd CIMAC Congress. – Vienna., 1979.
  6. Phadke U.P. Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas Turbine Rotor-Stator Systems, Part 3: The Effect of Nonaxisymmetric External Flow on Seal Performance [text] / U.P. Phadke, J.M. Owen // International Journal of Heat and Fluid Flow, 1988. - Vol.9(2). – P.113-117.
  7. Johnson B.V. Turbine Rim Seal Gas Path Flow Ingestion Mechanisms [text] / B. V. Johnson, G.J. Mack, R.E. Paolillo, W.A. Daniels // AIAA Paper. – 1994. -2703.
  8. Chew J.W. Rim Sealing of Rotor-Stator Wheel-spaces in the Presence of External Flow [text] / J.W. Chew, T. Green, A. B. Turner // ASME Paper. -1994.-GT-126.
  9. Roy R. P. Study of main-stream gas ingestion in a rotor-stator disk cavity [text] / R. P Roy, G. Xu, J. Feng, // AIAA paper, AIAA-2000-3372.
  10. Hills N. J. Computational and mathematical modeling of turbine rim seal ingestion [text] / N.J. Hills, J.W. Chew, A. B. Turner // ASME Turbo Expo paper 2001-GT-204.
  11. Peter E.J. Smith, Conjugate heat transfer cfd analysis in turbine disc cavities [text] / Peter E.J. Smith, Christopher A. Long, Daniel D. Coren // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69597 .
  12. <http://hpc.ssau.ru>
  13. Ismail B. Celik. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications [text] / Ismail B. Celik, Urmila Ghia, Patrick J. Roache // Journal of Fluids Engineering 2008.

Поступила в редакцию 31.05.2013

**А.Ю. Тисарев, Н.М. Василевич. Розрахункове дослідження герметичності трактового ущільнення турбіни**

*У статті розглядається трактове ущільнення турбіни і процеси, що протікають в ньому. Описано основні механізми втікання гарячого газу у внутрішні порожнини двигуна. Показано особливості проведення розрахунку трактових ущільнень у програмних засобах обчислювальної газодинаміки. Створено алгоритм розрахунку трактового ущільнення в нестационарній постановці. Проведено нестационарний розрахунок повної моделі порожнини спільно з міжлопатевими каналами ступеня турбіни. Проводиться порівняння результатів, отриманих в стаціонарній (інтерфейс Frozen Rotor) і нестационарній постановках.*

**Ключові слова:** трактове ущільнення, колова несиметричність тиску, насосний ефект, турбіна.

**A.Yu. Tisarev, N.M. Vasilevich. Study of the turbine rim seal leakage**

*The article discusses the turbine rim seal and the processes occurring in it. The basic mechanisms of the hot gas inflow into the internal cavity are described. Features of the rim seal calculate in CFD software are shown. The algorithm of the rim seal calculating in unsteady calculation is created. Transient calculation of the total cavity model with inter-blade channels turbine stage is conducted. A comparison of the results obtained in the stationary interface (Frozen Rotor) and unsteady formulations is conducted*

**Key words:** Rim seal, circumferential non-symmetry of pressure, pumping effect, the turbine.