

## Simulation of Coupled Heat Transfer in Rotor/Stator Cavity of the Microturbine

**Volkov K.N.<sup>1</sup>, Levihin A.A.<sup>2</sup>, Volobuev I.A.<sup>3</sup>, Melnikova A.I.<sup>2,3</sup>**

<sup>1</sup> Kingston University, London, United Kingdom

<sup>2</sup> Baltic State Technical University VOENMEH, Saint-Petersburg, Russian Federation

<sup>3</sup> Saint-Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics (ITMO University), Saint-Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The work is d to improving methods for calculating the cooling system of a microturbine with a rotor on air bearings. When designing gas turbines, it is important to integrate gas-dynamic calculations with thermal finite-element calculations. In practice, the conjugation of temperature fields in solids and liquids, as well as the transfer of thermal loads between the media are carried out using several approaches: direct, non-conjugate and sequential coupled. Numerical simulation of the coupled heat transfer in a cavity formed by the gap between the rotor and stator is carried out. To calculate the flow characteristics of a viscous compressible fluid and heat transfer. The degree of influence on the results of the type of turbulence model used, the influence of taking into account the conjugate heat transfer, is studied. The effect of the mass flow rate of the cooler on the flow structure and the cooling efficiency of the walls of the rotor and stator is investigated. A comparison is made with experimental data. Numerical experiments have shown that in typical cases the flow in the cavity is turbulent. The cooling efficiency has a limit on the flow rate of the cooler. The temperature distribution along the length of the rotor has a noticeable minimum in the region of the middle of the length of the rotor. The significance of the obtained results lies in the fact that the choice of the turbulence model weakly affects the calculation results and taking into account the conjugate nature of heat transfer is necessary.

**Keywords:** turbine, compressor, rotor, stator, heat transfer, numerical simulation.

**DOI:** 10.5281/zenodo.3562185

### Simularea transferului de căldură cuplat într-o cavitate rotativă a unei microturbine

**Volkov K.N.<sup>1</sup>, Levikhin A.A.<sup>2</sup>, Volobuev I.A.<sup>3</sup>, Melnikova A. I.<sup>2,3</sup>**

<sup>1</sup> Universitatea Kingston, Londra, Marea Britanie

<sup>2</sup> Universitatea Baltică Tehnică de Stat „VOENMEH” D. F. Ustinova, Sankt Petersburg, Federația Rusă

<sup>3</sup> Universitatea Națională de Cercetare a Tehnologiei Informației, Mecanică și Optică din Sankt Petersburg (Universitatea ITMO), Sankt Petersburg, Federația Rusă

**Rezumat.** Lucrarea este dedicată îmbunătățirii metodelor de calcul al sistemului de răcire a unei microturbine cu rotor pe lagărele de aer. Scopul constă în dezvoltarea unei metode numerice îmbunătățite care să țină seama de transferul de căldură conjugat. Obiectivul este atins folosind metoda dezvoltată pentru calcularea debitului într-o cavitate a unei turbine cu gaz, timp în care se studiază efectul asupra rezultatelor de calcul ale modelului de turbulență selectat și modelul de transfer de căldură. O turbină cu rotor cu rulmenți de aer este un model convenabil pentru testarea metodei numerice. Furnizarea de aer sub presiune excesivă în stratul de ungere a rulmenților asigură sporirea capacității lor de rulment. Este rațional de utilizat aerul furnizat pentru a răci statorul și rotorul turbinei. Pătrunderea gazelor reci și fierbinți duce la anumite pierderi. Gazul fierbinte care intră în cavitate duce la pierderea eficienței de răcire. Din aceste considerente, la proiectarea turbinei cu gaz, se prezintă important integrarea calculelor dinamice a mediului gazos cu calcule termice cu element finitS-a efectuat o comparația rezultatelor experimentale și cu rezultatele obținute prin calculele numerice standard prin metoda directă. Experimentele numerice au arătat că, în cazuri tipice, debitul în cavitate este turbulent, eficiența de răcire are o limită a debitului răcitorului, iar distribuția temperaturii rotorului pe lungimea cavității are un pronunțat minim în zona de mijloc al lungimii. Rezultatele cele mai semnificative ale lucrării constau în faptul, că alegerea modelului de turbulență afectează relativ slab rezultatele calculului, dar este strict necesară de ținut cont de natura conjugată a transferului de căldură.

**Cuvinte-cheie:** turbină, compresor, rotor, stator, transfer de căldură, simulare numerică.

© Волков К.Н., Левихин А.А.,

Волобуев И.А., Мельникова А.И., 2019

**Моделирование сопряженного теплообмена во вращающейся каверне микротурбины****Волков К.Н.<sup>1</sup>, Левихин А.А.<sup>2</sup>, Волобуев И. А.<sup>3</sup>, Мельникова А. И.<sup>2,3</sup>**<sup>1</sup>Университет Кингстона, Лондон, Великобритания<sup>2</sup>Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Российская Федерация<sup>3</sup>Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО), Санкт-Петербург, Российская Федерация

**Аннотация.** Работа посвящена совершенствованию методов расчета системы охлаждения микротурбины с ротором на воздушных подшипниках. Целью является разработка усовершенствованного численного метода, учитывающего сопряженный теплообмен. Поставленная цель достигается выполнением с помощью разработанного метода расчетов течения в каверне газовой турбины, в процессе которых изучается влияние на результаты расчета выбранной модели турбулентности и модели теплообмена. Турбина с ротором на воздушных подшипниках является удобной моделью для отработки численного метода. Подача воздуха под избыточным давлением в смазочный слой подшипников увеличивает их несущую способность. Рационально использовать подаваемый воздух для охлаждения статора и ротора турбины. Проникновение холодного и горячего газов приводит к определенным потерям. Холодный газ, попадая из каверны в основной поток, приводит к понижению температуры рабочей среды в межлопаточном канале, что ведёт к потерям показателей эффективности турбины. Горячий газ, попадая в каверну, приводит к потерям эффективности охлаждения. При проектировании газовых турбин важным является интеграция газодинамических расчетов с тепловыми конечно-элементными расчетами. Существует несколько методов сопряжения температурных полей в жидкости и твердом теле, и передачи тепловых нагрузок между средами, которые и рассмотрены в данной статье: прямой, несопряженный и последовательно сопряженный. Выполнено сравнение с экспериментальными данными и данными эталонных численных расчетов прямым методом. Численные эксперименты показали, что в типичных случаях течение в каверне носит турбулентный характер, эффективность охлаждения имеет предел по расходу охладителя, а распределение температуры ротора по длине каверны имеет выраженный минимум в районе середины длины. Наиболее значимыми результатами работы являются выводы о том, что выбор модели турбулентности сравнительно слабо влияет на результаты расчета, а учет сопряженного характера теплообмена наоборот строго необходим.

**Ключевые слова:** турбина, компрессор, ротор, статор, теплообмен, численное моделирование.

**ВВЕДЕНИЕ**

Одним из магистральных методов улучшения удельных характеристик газотурбинных энергетических установок является увеличение частоты вращения ротора. Проблема малой несущей способности может решаться внедрением газостатических и гибридных подшипников с принудительной подачей воздуха в смазочный зазор под избыточным давлением. Воздушный подшипник турбины находится в области высоких температур и, как правило, требует охлаждения. Рационально использовать для охлаждения воздух, подаваемый в смазочный зазор.

Поверхность ротора подвергается тепловому воздействию, вследствие проникновения в каверну горячего газа из межлопаточного канала (через осевой зазор между ротором и статором). Во избежание перегрева осуществляется отбор холодного газа и дальнейший его перенос в каверну, где происходит смешение этого и горячего (из межлопаточного канала) газов. Горячий газ, попадая в каверну, уменьшает расход рабочей среды в межлопаточном канале. Холодный газ из каверны понижает температуру рабочей среды в

межлопаточном канале, что приводит к снижению показателей эффективности. Ввиду этого, для достаточной тепловой защиты конструктивных элементов газовой турбины и сохранения эффективности, важно определить расход охладителя и оптимальное значение расхода холодного воздуха, отбираемого от компрессора на поддув подшипников и охлаждение.

Интересным становится изучение течения теплообмена взаимодействия потока жидкости с ограниченным объемом, так как в газовых турбинах широко применяются полости различных типов, в качестве теплоизолирующих, теплопередающих и технологических элементов. При проектировании современных высокотехнологических изделий, к которым относятся газовые турбины, важным является интеграция газодинамических расчетов с тепловыми конечно-элементными расчетами. Существует несколько методов сопряжения температурных полей в жидкости и твердом теле, и передачи тепловых нагрузок между средами, которые и рассмотрены в данной статье: прямой, несопряженный и последовательно сопряженный. Численное моделирование течения в полостях и кавернах мик-

ротурбин сопровождается серьезными методическими сложностями, связанными с малыми числами Рейнольдса  $Re$ , характерными для переходных от ламинарных к турбулентным режимам течения.

Рассмотрению перечисленных выше проблем посвящена настоящая работа.

## I. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В КАВЕРНЕ

Понижение давления в каверне, за счет вращения ротора, несимметричность распределения статического давления в окружном направлении в межлопаточном канале [2, 3], возникающая со следами за направляющими лопатками, нестационарные эффекты взаимодействия направляющих и роторных лопаток [4], все эти факторы приводят к проникновению газа из межлопаточного канала в каверну.

В работах [1-7] по итогам обработки данных эксперимента приведены эмпирические зависимости, учитывающие поступление газа в каверну из межлопаточного пространства. Результаты расчетов и экспериментальных исследований потока и теплообмена в двухступенчатой турбине представлены в работах [8] и [9] (учитывалось влияние направляющих и роторных лопаток).

Результаты моделирования в сравнении с результатами эксперимента демонстрируют слабую чувствительность к выбору модели турбулентности [10,11] для условия  $Re > 5 \cdot 10^4$ . При меньших числах Рейнольдса выбор модели турбулентности носит определяющий характер. Как правило, требуется применение модифицированных моделей турбулентности. Возможны два варианта: использование метода пристеночных функций и слабых граничных условий или специальных моделей турбулентности, предназначенных для расчета течений с низкими числами Рейнольдса  $Re < 10^4$ .

Течения в кавернах и каналах с внезапным расширением, а также потери полного давления обсуждаются в работе [12]. Исследования таких течений имеют важное значение для оптимизации работы газостатических подшипников [13], у которых такие течения встречаются в системах подачи и дросселирования рабочего тела.

Среди методов решения сопряженной задачи можно выделить три основных: несопряженный (non-coupled method), прямой

(conjugate method) и последовательный (coupled method).

Реализация прямого метода описана в [14,15]. Он позволяет выполнять расчеты в стационарной постановке и в нестационарных случаях при относительно простой геометрии. Постановка полностью нестационарных расчетов затратна с точки зрения вычислительных ресурсов. В прямом методе используется специальный сопряженный тип элемента, в котором нагрузки на твердое тело задаются с использованием тензоров напряжений и давления, а распределение температуры рассчитывается путем решения задачи теплопроводности в пределах элемента.

Противоположностью прямого метода является несопряженный метод (non-coupled method), применяемый преимущественно для решения стационарных задач. Для экономии вычислительных ресурсов контроль напряжений осуществляется только в отдельных точках. Тепловые граничные условия на поверхности раздела сред устанавливаются на основе построенных полуэмпирических корреляционных соотношений (в том числе, находит применение метод аналогии Рейнольдса). Данный подход не накладывает ограничений на постановку задачи и демонстрирует хорошие показатели производительности [16, 17]. К недостаткам применения такого метода можно отнести качество полученных корреляционных соотношений и его зависимость от опыта пользователя. Также, проблематичным является распространение метода на широкий спектр условий из-за ограниченной области применимости критериальных соотношений.

В последовательном методе (coupled method) задачи расчета течения газа (жидкости), теплового состояния твердого тела, нагрузок, действующих на тело, его деформация и влияние этой деформации на течение решаются последовательно. На каждом шаге данные расчетов с предыдущего шага передаются между расчетными областями через сетку. Строятся конечно-элементная и конечно-объемная сетки. Когда сетки на границе сред не совпадают, применяется интерполяция граничных значений. Расчеты ведутся итерационно до сходимости.

Моделирование тепловых нагрузок в твердом теле решается с помощью конечно-элементного анализа (FEA-модуль, Finite Element Analysis). Расчет характеристик течения жидкости выполняется в модуле вычислительной гидродинамики (CFD-модуль,

Computational Fluid Dynamics). Соответствующая подпрограмма осуществляет обмен граничными условиями между модулями (передается тепловой поток и температура на границе твердого тела [18]). В типичных случаях, когда явления нестационарности не являются критичными, такой подход отличается достаточно быстрой сходимостью. Время расчетов можно дополнительно сократить, если использовать тот факт, что изменение температуры в газе (жидкости) на порядок меньше, чем в твердом теле. Это позволяет выполнять расчет температурного поля в газе в стационарной постановке. Таким образом, последовательный метод позволяет выполнять анализ течения в газе и состояния твердого тела фактически независимо, что упрощает задачу учета всех типов теплообмена, конвекцией, излучением и т. п.

**II. МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ**

При проектировании и оптимизации технических устройств важным этапом может служить исследование температурного воздействия, которое решается при помощи сопряженного теплового анализа. Проведение такого расчета позволяет обнаружить возможные проблемные зоны и продумать варианты по усовершенствованию узлов конструкции и обеспечению их надежности на этапе проектирования.

Рассмотрим каверну, образованную зазором между ротором и статором (рис. 1). Засечки и стрелки указывают границу контакта металла и жидкости. Различные геометрические модели ступени газовой турбины рассматриваются в работах [2, 3]. Геометрия осевого зазора между ротором и статором выбирается исходя из рекомендаций работы [1] и используемой для численных расчетов в работе [9]. Материал ротора - титан, материал статора - сталь. Внутренний радиус каверны -  $r_i = 0.112m$ , внешний радиусы каверны  $r_k = 0.142m$ . Линейное число  $Re$  составляет  $8,89 \cdot 10^4$ , вращательное число  $Re$  равно  $9,85 \cdot 10^5$  (турбулентное течение). Рабочая среда - воздух. С точки зрения эффективности, наилучшим вариантом зазора между ротором и статором является тот, в котором верхний край статора находится немного выше верхнего края ротора (рис.1). Твердое тело рассчитывается в осесимметричной постановке, а газ – в трехмерной.

<sup>1,2</sup>Appendix 1

Система отсчета – неинерциальная (учитываются кориолисова и центробежная сила).

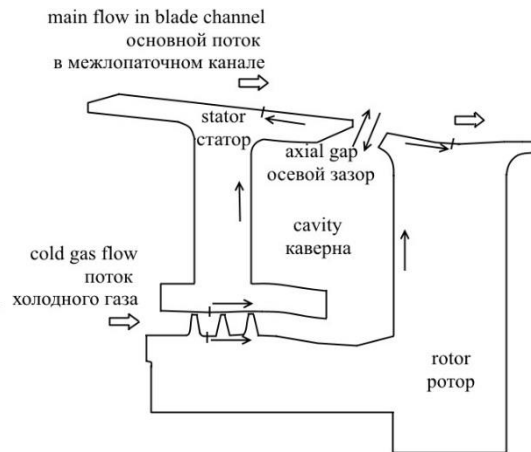


Рис.1. Геометрическая модель каверны.<sup>1</sup>

Расчётная область и граничные условия показаны рис. 2.

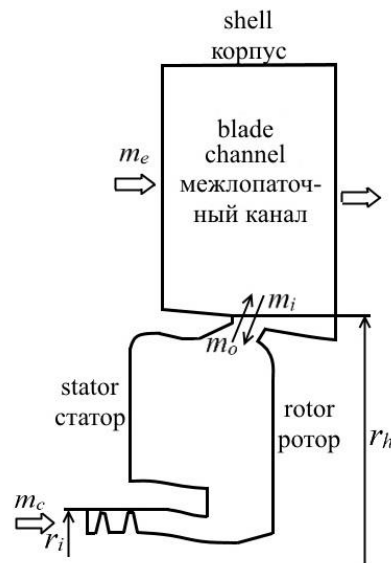


Рис.2. Область, занятая жидкостью, и граничные условия.<sup>2</sup>

К каверне, чтобы учитывать неравномерность потока в межлопаточном канале, присоединяется дополнительный блок с неподвижной верхней стенкой (корпус), имеющий трапецевидную форму в меридиональном сечении (рис.2).

Граничные условия – периодические. Коэффициент теплоотдачи  $400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и распределения температуры (на внешних границах ротора и статора), полученные в результате теплового расчета других компонент

газовой турбины. Распределение температуры металла следует из решения нестационарного уравнения теплопроводности.

При выполнении расчета теплового баланса используется закон сохранения энергии.

При расчете газа используется сетка с треугольными ячейками, 11258 узлов, 4948 ячеек, уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу и модель турбулентности  $k-\epsilon$ .

Расчет твердого тела выполняется методом конечных элементов. Сетка – блочно-структурированная, 312876 ячеек. Границы сетки образуют грани модели твердого тела, всего 8830 граней у ротора, 7570 у статора.

Расчеты выполняются для сектора, составляющего примерно 1/10 полной модели.

Для выполнения расчетов выставляются граничные условия на входной и выходной границе. На выходной границе задается условие свободного вытекания.

Граничными условиями на входной границе каверны являются массовый расход (типичный -  $m_e = 4,89$  кг/с), который является независимой переменной, по которой производится параметрическая оптимизация, полная температура 300 К, направление потока, гидравлический диаметр 0,0072 м и степень турбулентности 3%. Направление потока задается тангенциальной  $\omega r_i / 2$  ( $\omega = 1110$  1/с) и осевой скоростью. Последняя определяется по массовому расходу. Направляющие лопатки не учитываются в геометрии расчетной области, а их влияние на поток рассчитывается при помощи эмпирических коэффициентов, приведенных в работах [2,3].

При этом возможны несколько условий: когда теплообмен с поступающим в каверну холодным газом произойти не успевает, такое условие соответствует нижней границе расхода  $m_e = 3,06 \cdot 10^{-6}$  кг/с (вариант 1), или отсутствует перетекание газа из межлопаточного канала ко входному сечению каверны, которое реализуется при расходе  $m_e = 7,34 \cdot 10^{-3}$  кг/с (вариант 2). В первом варианте осевая скорость равна нулю, во втором – 5,61 м/с.

При разработке и реализации программного обеспечения, предназначенного для численного решения задач сопряженного теплового анализа, необходимо учесть перед:

<sup>3</sup>Appendix 1

жду расчетными модулями, постановку граничных условий на границе

раздела сред, а также обеспечить ускорение счета.

Последовательность расчетов, процедура передачи нагрузок между расчетными областями на одном шаге итерационного цикла, а также граничные условия описаны в работах [19, 20]. Расчет течения газа выполняется многосеточным методом, с использованием разностной схемы MUSCL 4-5 порядков для дискретизации невязких потоков, центральной схемы второго порядка для вязких потоков, явной схемы 5-ого порядка точности для шага по времени.

Уравнение теплопроводности решается итерационно, при помощи метода Ньютона и неявной разностной схемы по времени. В результате расчетов получается распределение давления, температуры и теплового потока на границе твердого тела. После чего выполняется расчет нагрузок и температуры в твердом теле.

Расчеты ведутся итерационно до тех пор, пока значения температуры на границе твердого тела и в газе не совпадут.

### III. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

На рисунке 3 приведено сравнение результатов расчетов с данными эксперимента, приведенными в работе [3].

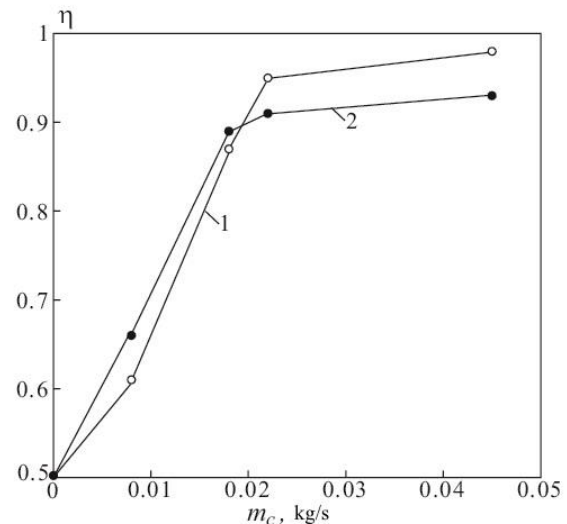


Рис.3. Зависимость эффективности охлаждения от массового расхода охлаждаителя. Кривая 1 - расчетные данные, кривая 2 - данные измерений [3].<sup>3</sup>

Используется параметр безразмерного относительного массового расхода охлаждаителя, поступающего в каверну через осевой зазор  $\eta = m_e / (m_0 + m_e)$  [19], где  $m_e$  – средний

расход охладителя во входном сечении каверны,  $m_0$  - средний расход охладителя, покидающего каверну,  $m_i$  - средний расход охладителя, поступающего в каверну из межлопаточного канала. Безразмерный расход  $\eta = 0$  при отсутствии охлаждения ( $m_e = 0$ ) и  $\eta = 1$  при  $m_e = \infty$ . Видно, что отличие составляет менее 8%.

Эффективность охлаждения  $\eta$ , приведенная на рисунке 3, ниже, чем в работе [19]. Причина заключается в том, что в работе [19] дополнительно используется эффект подсаживания охладителя в каверну, который не учитывался в расчетах и экспериментах [3].

Полученные результаты расчетов в конечный момент времени ( $10^3$  с), представленные в виде графиков на рис. 4, выявили, что распределение температуры по поверхности статора и ротора, и в объеме каверны сильно зависят от массового расхода охладителя. Кружки соответствуют варианту 1-  $m_e = 10^{-6}$  кг/с, охлаждение отсутствует, а сплошные линии - варианту 2,  $m_e = 0.01$  кг/с. Пространственная координата изменяется от 0 до 1 вдоль внутреннего контура модели. При увеличении расхода охладителя для ротора изменение температуры поверхности составляет от 21 до 38 К, а для статора - от 19 до 33 К.

Разница температуры на границе раздела сред при решении сопряженной задачи теплообмена и несопряженной постановки, составляет 10 К в статоре и 8 К в роторе.

Результаты расчета тепловой эффективности  $\xi = [T_e - T(r)] / (T_e - T_c)$ , где  $T_e$  - температура газа во входном сечении межлопаточного канала,  $T_c$  - температура охладителя во входном сечении каверны, при  $r/r_h = 0.98$  приведены на рис.5.

Из зависимости видно, что массовый расход охладителя находится в диапазоне 0-3%  $m_e$ . Эффективность охлаждения статора меньше, чем ротора, и эта разница возрастает при увеличении массового расхода охладителя. Очевидно, что причиной является собственное вращение ротора, что увеличивает конвективную составляющую теплообмена.

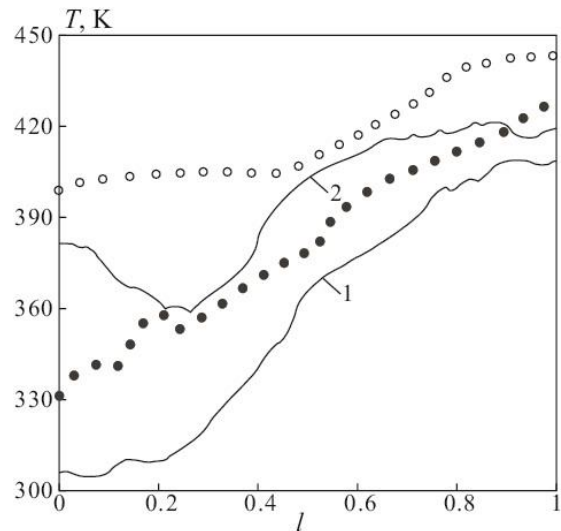


Рис.4. Распределения температуры вдоль поверхности ротора (кривая 1, черные кружки) и статора (кривая 2, светлые кружки).<sup>4</sup>

Погрешность не превышает 8%.

Расчеты конкретной каверны показали, что эффективность охлаждения имеет предел по расходу охладителя холодного газа через входное сечение каверны, причем эффективность охлаждения ротора, выше, чем статора. Распределение температуры по длине ротора и статора также существенно зависит от расхода охладителя. Распределение температуры ротора по длине каверны имеет выраженный минимум в районе середины длины.

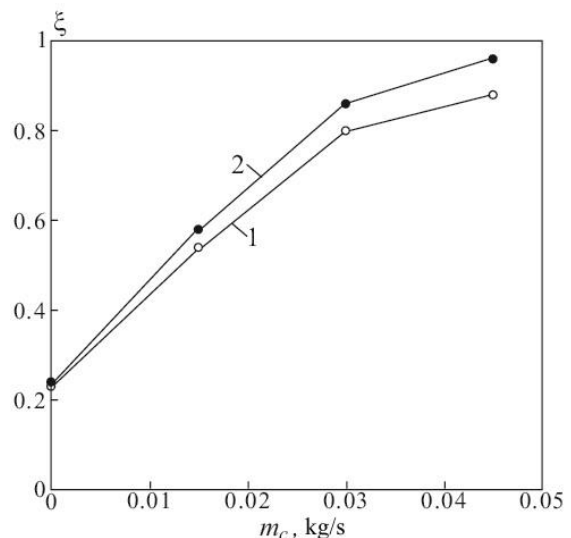


Рис.5. Зависимость тепловой эффективности охлаждения от массового расхода охладителя. Кривая 1 соответствует поверхности статора, а кривая 2 - поверхности ротора.<sup>5</sup>

## V. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

<sup>4,5</sup> Appendix 1

Рассмотрены различные методы сопряжения температурных полей в жидкости и твердом теле.

Численные эксперименты показали, что в типичных случаях течение в каверне носит турбулентный характер, но выбор модели турбулентности слабо влияет на результаты расчета. Учет сопряженного характера теплообмена необходим, т. к. имеет место взаимное влияние температурных полей в твердом теле и газовой среде, а тепловые потоки на границе раздела двух сред существенны.

При отсутствии быстро протекающих газодинамических процессов вполне допустим последовательный расчет течения газовой среды и теплонапряженного состояния твердого тела. Скорость изменения температуры твердого тела и газа отличаются на порядок, что упрощает задачу расчета газовой среды и сводит её к квазистационарной. Расчеты выполняются итерационно с передачей нагрузок и тепловых потоков на каждом шаге на границе раздела двух сред. Сходимость алгоритма высокая. В типичных случаях достаточного всего нескольких итерацией.

Сравнение результатов расчета с имеющимися экспериментальными данными и расчетами прямым методом показало надежность данных, получаемых при помощи разработанной численной методики.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, Соглашение № 14.574.21.0151 (ЭБ 075-15-2019-909), уникальный идентификатор прикладных научных исследований – RFMEFI57417X0151.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>**Fig.1.** Geometrical model of cavity.

<sup>2</sup>**Fig.2.** Fluid domain and boundary conditions.

<sup>3</sup>**Fig.3.** Dependence of the cooling efficiency on mass flow rate of cooler.

<sup>4</sup>**Fig.4.** Temperature distributions of rotor and stator.

<sup>5</sup>**Fig.5.** Dependence of the thermal cooling efficiency on mass flow rate of cooler.

#### ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

[1] Phadke U.P., Owen J.M. Aerodynamics aspects of the sealing of gas turbine rotor-stator systems.

International Journal of Heat and Fluid Flow. 1988. Vol. 9. No. 2. P. 98-112.

[2] Chew J.W., Dadkhah S., Turner A.B. Rim sealing of rotor-stator wheelspace in the absence of external flow. ASME Paper. No. 91-GT-33.

[3] Chew J.W., Green T., Turner A.B. Rim sealing of rotor-stator wheelspace in the presence of external flow. ASME Paper. No. 94-GT-126.

[4] Green T., Turner A.B. Ingestion into the upstream wheelspace of an axial turbine stage. Journal of Turbomachinery. 1994. Vol. 116. P. 327-332.

[5] Bayley F.J., Owen J.M. The fluid dynamics of a shrouded disk system with a radial outflow of coolant. Journal of Engineering for Power. 1970. Vol. 92. P. 335-341.

[6] Chew J.W. A theoretical study of ingress for shrouded rotating disc systems with radial outflow. Journal of Turbomachinery. 1989. Vol. 113. No. 1. P. 91-97.

[7] Scanlon T., Wilkes J., Bohn D., Gentilhomme O. A simple method for estimating ingestion of annulus gas into a turbine rotor-stator cavity in the presence of external pressure variations. ASME Paper. No. GT2004-53097.

[8] Dixon J., Brunton I.L., Scanlon T.J., Wojciechowski G., Stefanis V., Childs P.R.N. Turbine stator well heat transfer and cooling flow optimization. ASME Paper. No. GT2006-90306.

[9] Autef V.N.D., Chew J.W., Hills N.J., Brunton I.L. Turbine stator-well flow modelling. Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, July 2007, Lyon, France. No. ISAF8-008.

[10] Zierer R.J., DeVito L., Lindblad K., Larsson J., Bohn D., Funcke J., Decker A. Numerical simulation of the unsteady flow field in an axial gas turbine rim seal configuration. ASME Paper. No. GT2004-53829.

[11] Andreini A., Da Soghe R., Facchini B., Zecchi S. Turbine stator well CFD studies: effects of cavity cooling air flow. ASME Paper. No. GT2008-51067.

[12] Bulat P.V., Zasuhin O.N., Uskov V.N. On classification of flow regimes in a channel with sudden expansion. Thermophysics and Aeromechanics. 2012. Vol. 19. No. 2. C. 233-246.

[13] Bulat M.P., Bulat P.V. The history of the gas bearings theory development. World Applied Sciences Journal. 2013. Vol. 27. No. 7. P. 893-897.

[14] Bohn D., Kruger U., Kusterer K. Conjugate heat transfer: an advanced computational method for the cooling design of modern gas turbine blades and vanes. Heat Transfer in Gas Turbine. UK, Southampton, WIT Press. 2001. P. 58-108.

[15] Rigby D.L., Lepicovsky J. Conjugate heat transfer analysis of internally cooled configurations. ASME Paper. 2001. No. 2001-GT-0405.

[16] Lewis L.V., Provins J.I. A non-coupled CFD-FE procedure to evaluate windage and heat transfer

- in rotor-stator cavities. ASME Paper. 2004. No. GT2004-53246.
- [17] Saunders K., Alizadeh S., Lewis L.V., Provins J. The use of CFD to generate heat transfer boundary conditions for a rotor-stator cavity in a compressor drum thermal model. ASME Paper. 2007. No. GT2007-28333.
- [18] Sun Z., Chew J.W., Hills N.J., Volkov K.N., Barnes C.J. Efficient Finite Element Analysis/Computational Fluid Dynamics thermal coupling for engineering applications. Journal of Turbomachinery. 2010. Vol. 132. No. 3. 031016 (9 pages).
- [19] Boudet J., Hills N.J., Chew J.W. Numerical simulation of the flow interaction between turbine main annulus and disc cavities // ASME Paper. No. GT2006-90307.
- [20] Volkov K. Multigrid and preconditioning techniques in CFD applications. CFD Techniques and Thermo-Mechanics Applications. Edited by Z. Driss, B. Necib, H.-C. Zhang. Springer International Publishing, 2018. P. 83-149.

**Сведения об авторах.**



**Волков Константин Николаевич.** Университет Кингстона. Доктор физико-математических наук. Область интересов: двигатели, численное моделирование. E-mail: [k.volkov@kingston.ac.uk](mailto:k.volkov@kingston.ac.uk)



**Волобуев Игорь Алексеевич.** Университет ИТМО. Область научных интересов: компрессорная техника. E-mail: [volobuev\\_ig@mail.ru](mailto:volobuev_ig@mail.ru)



**Левихин Артем Алексеевич.** Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова. Кандидат технических наук. Область интересов: газотурбинная техника. E-mail: [levihin1981@gmail.com](mailto:levihin1981@gmail.com)



**Мельникова Анжелика Игоревна.** Университет ИТМО. БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова. Область научных интересов: газотурбинная техника. E-mail: [angelika044@gmail.com](mailto:angelika044@gmail.com)