

Научная статья
УДК 621.452.32
DOI: 10.34759/vst-2022-1-131-143

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА МАКСИМАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Артем Алексеевич Юртаев¹ ✉, Ренат Раисович Бадыков², Максим Андреевич Бенедюк³,
Максим Николаевич Сеньчев⁴

^{1,2,3,4}Самарский национальный исследовательский университет им. академика С.П. Королева,
Самара, Россия

¹don.yurtaev2016@yandex.ru ✉

²renatbadykov@gmail.com

³benedyuk00@bk.ru

⁴senchevmn@mail.ru

Аннотация. Рассматривается методика определения величины радиальных зазоров между ротором и статором осевой турбины и центробежного компрессора на максимальном режиме работы малоразмерного газотурбинного двигателя (МГТД) тягой 220 Н с применением связанного газодинамического расчета для определения его напряженно-деформированного состояния в программном комплексе ANSYS. Связанный газодинамический расчёт позволяет более точно определить распределение давления, действующего на лопатки, а также распределение температур по деталям ротора и статора, т. е. повышает точность определения напряженно-деформированного состояния исследуемых деталей газотурбинного двигателя (ГТД). Определено влияние различных факторов на величину зазора, приведены эпюры распределения коэффициента теплопередачи для сопловых и рабочих лопаток турбины и компрессора. В заключение даны рекомендации по выбору величин монтажного радиального зазора при проектировании малоразмерных ГТД.

Ключевые слова: газодинамический расчет в ANSYS, сопряженное моделирование, радиальный зазор в компрессоре и турбине, напряженно-деформированное состояние деталей ротора и статора, конечно-элементные модели секторов турбины и компрессора, коэффициент теплоотдачи

Для цитирования: Юртаев А.А., Бадыков Р.Р., Бенедюк М.А., Сеньчев М.Н. Определение величины радиальных зазоров центробежного компрессора и турбины малоразмерного газотурбинного двигателя на максимальном режиме работы // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 1. С. 131-143. DOI: 10.34759/vst-2022-1-131-143

Original article

DETERMINING RADIAL GAPS VALUES OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR AND TURBINE OF A SMALL-SIZED GAS TURBINE ENGINE AT MAXIMUM OPERATION MODE

Artem A. Yurtaev¹ ✉, Renat R. Badykov², Maxim A. Benedyuk³, Maxim N. Senchev⁴

^{1,2,3,4}Samara National Research University named after academician S.P. Koroleva, Samara, Russia

¹don.yurtaev2016@yandex.ru ✉

²renatbadykov@gmail.com

³benedyuk00@bk.ru

⁴senchevmn@mail.ru

Abstract

As of today, small gas turbine engines are of significant commercial potential in minor power engineering and aviation sectors. However, little attention is being paid in Russia to the issues of the small engines creating despite of the significant experience in the gas turbine engines design and wide infrastructure for their production. A small-sized engine creation, meeting requirements of both power engineering and aviation, will allow necessary energy generation in close vicinity of the place of its consumption. This will significantly reduce transportation losses, and allow, in prospect, making both heat and electric power supply system's more dynamical and adaptable to the needs of a certain consumer, as well as loading idle production capacities of many aviation plants.

The proposed method for radial clearances determining allows identifying the compressor and turbine rotor and stator behavior more accurately under conditions of high temperature and pressure differences, as well as at various operating modes. With account for the obtained deformations, the radial clearance optimal value may be obtained, as well as both compressor and turbine thrust and efficiency can be computed. This method may be applied as well to the full-sized gas turbine engines and gas turbine plants. However, transient operating modes are characteristic for the gas turbine engines, which necessitates non-stationary gas-dynamics computations performing.

The rotor and stator 3D models obtained in NX CAD and being imported to the ANSYS, where finite element models were created, are being employed for the computational time reduction. Next, computation of gas dynamics is being performed in Fluid Flow (CFX), in which the heat exchange between the working fluid and rotor and stator parts is accounted for, is being performed. The obtained results are being transferred to the Steady-State Thermal for temperature fields distribution computing over rotor and stator, and further to the Static Structural for determining rotor and stator deformations from various factors impact, such as thermal expansion, pressure differential at the back and trough of the vanes, as well as centrifugal forces.

It was determined while computations that the compressor and turbine parts thermal expansion exerts the greatest impact (up to 99%) on the radial clearance. This is associated with the materials employed, as well as high temperatures and large drops in the engine operation.

It is necessary to ensure a radial clearance of at least 0.15 mm to prevent the rotor from touching the stator during transient operating modes at the maximum operating mode. With account for the obtained deformations in the compressor, this condition is being fulfilled at the maximum operating mode with the radial clearance is of 262.04 μm from the side of the leading edge and 274.95 μm from the side of the trailing edge. The authors suggested increasing the mounting radial clearance to 0.4 mm in the turbine. In this case, radial clearance in the turbine at the maximum operation mode will be 250.46 microns from the inlet side, and 183.2 microns from the outlet side.

Keywords: gas-dynamic analysis in ANSYS, conjugated modeling, radial clearance in the compressor and turbine, rotor and stator parts stress-strain state, finite element models of the turbine and compressor sectors, heat transfer coefficient

For citation: Yurtaev A.A., Badykov R.R., Benedyuk M.A., Senchev M.N. Determining radial gaps values of centrifugal compressor and turbine of a small-sized gas turbine engine at maximum operation mode. *Aerospace MAI Journal*, 2022, vol. 29, no. 1, pp. 131-143. DOI: 10.34759/vst-2022-1-131-143

Введение

В настоящее время в качестве автономного источника электро- и теплоснабжения в ОАО «Газпром» и ОАО «Ростелеком» применяют замкнутые паротурбинные энергетические установки и дизель-генераторы мощностью от 0,4 до 2,1 кВт [1]. При таких же габаритах микрогазотурбинная установка (МГТУ) сможет развивать гораздо большую мощность, а температурные условия при этом влияют лишь на вязкость топлива и смазки, от которой можно отказаться, если использовать газовые [2] или магнитные [3] подшипники, благодаря чему можно продлить ресурс установки и упростить её обслуживание. Переход на МГТД, обладающие большим ресурсом, большей высотностью и меньшей массой, открывает новые возможности для легких ЛА. Важным фактором является также возможность использования в МГТД тяжелых видов топлива: керосина, дизельного топлива и, в случае необходимости, низкооктанового бензина [4].

Одной из главных проблем создания генераторов с МГТУ массового потребления является отсутствие необходимой научно-технической базы в сфере проектирования и конструирования МГТУ, сложность доводки подобных установок и необходимость затрат значительных средств на разработку и НИОКР [5].

Большое разнообразие схем МГТД и сфер их применения осложняют методы и средства их проектирования. Влияние основных технических данных МГТД на технико-экономические показатели эффективности объекта относительно больше, чем у полноразмерных ГТД [6].

На сегодняшний день лидером в области создания портативных генераторов на ГТУ является компания CAPSTONE, чьи установки при мощности от 30 кВт до 1 МВт не требуют частого обслуживания и потребляют практически любое топливо [7]. Согласно исследованию DISCOVERY Research Group, в 2019 г. объем импорта в Россию микрогазотурбинных установок мощностью 30—1000 кВт составил более 2 млн долларов США; в стоимостном выражении

наибольший объем в структуре импорта микрогазотурбинных установок в 2019 г. мощностью 30—100 кВт занимал бренд CAPSTONE.

Единственной российской фирмой, занимающейся проектированием и производством МГТД, схожих по концепции и конструкции с ведущими западными разработками, является фирма НТТ «Микротурбинные технологии» в Санкт-Петербурге.

Основной проблемой при создании МГТД являются их размеры. Невозможно при уменьшении размеров ГТД обеспечить КПД и удельную мощность как у обычных ГТД. Это подтверждается тем, что большинство ГТД малой мощности имеет сравнительно высокие значения удельного расхода топлива. С уменьшением размеров аэродинамические характеристики проточных частей компрессора и турбины ухудшаются, КПД этих элементов снижаются [8].

Одним из требований при проектировании ГТД и ГТУ является необходимость обеспечения минимальных радиальных зазоров в проточной части и их стабильности в течение ресурса при недостаточной жесткости корпусов и роторов и в условиях больших перепадов температур на различных режимах работы [9]. Это связано с тем, что величина радиального зазора между ротором и статором в лопаточных машинах определяет КПД, обеспечивает надежную работу и оказывает существенное влияние на обтекание концевой части лопаток. Экспериментально установлено, что увеличение радиального зазора на 1% снижает КПД компрессора на 1...3%, а в турбине – на 1,5...3% [10], из-за чего удельный расход топлива увеличивается на 0,7...3% [11]. Поэтому при проектировании ГТД компании стремятся обеспечить минимально возможные значения радиального зазора. Однако чрезмерное уменьшение зазоров может в конечном итоге привести к контакту ротора и статора. Поэтому важно подбирать оптимальные значения радиальных зазоров, не оказывающие существенного влияния на КПД двигателя и не приводящие к его поломке. В пол-

норазмерных ГТД на последних ступенях компрессора высокого давления, где размеры проточной части схожи с размерами МГТД, эта проблема решается применением систем регулирования радиальных зазоров.

Данная работа является частью проекта по проектированию такого МГТД и может быть использована при проектировании полноразмерных ГТД и ГТУ. Для уменьшения времени расчета используются 3D-модели секторов ротора и статора, полученные в САПР NX и импортируемые в ANSYS, где создавались конечно-элементные модели (КЭ). Затем производится расчет газодинамики в Fluid Flow (CFX), в котором учитывается теплообмен между рабочим телом и деталями ротора и статора. Полученные результаты передаются в Steady-State Thermal для расчета полей распределения температур по ротору и статору, и далее в Static Structural для определения деформаций ротора и статора от действия различных факторов: термического расширения, перепада давлений на спинке и корытце лопаток и центробежных сил [12]. Определено влияние вышеперечисленных факторов на величину зазора, приведены эпюры распределения коэффициента теплопередачи для сопловой и рабочих лопаток турбины и лопаток компрессора. Даны рекомендации по выбору величин монтажного радиального зазора при проектировании МГТД [13].

Создание газодинамических моделей

В данной работе рассчитываются зазоры в осевой турбине и центробежном компрессоре малоразмерного ГТД. Центробежный компрессор состоит из входного устройства, рабочего колеса с 14 лопатками (7 сплиттерных лопаток) и диффузора с 14 профилированными перегородками. Турбина состоит из 15 лопаток соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) с 23 рабочими лопатками. Модели секторов компрессора и турбины представлены на рис. 1. Рабочим телом в компрессоре является воздух, а в турбине – генераторный газ, полученный в результате горения топливовоздушной смеси в камере сгорания. На рис. 2 приведены конструктивные схемы с изначально примятыми радиальными зазорами 0,3 мм и рабочими параметрами, соответствующими максимальному режиму работы двигателя.

Современные программные комплексы CFD позволяют проводить сопряженный анализ газодинамики и теплообмена (односторонняя FSI-модель) [14]. Поэтому для проведения расчета в такой постановке к газодинамической модели

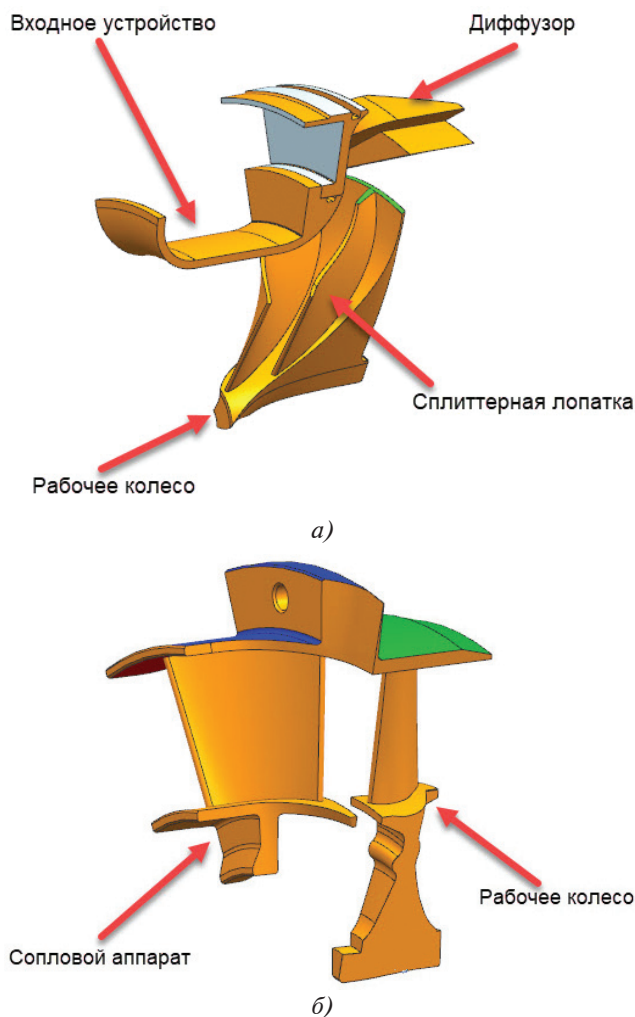


Рис. 1. 3D-модели секторов: а – компрессора; б – турбины

проточной части необходимо добавить модели притрактовых полостей и твердотельную модель рабочего колеса.

На первом этапе модели рабочего колеса, деталей статора и межлопаточного канала импортируются в ANSYS в Geometry. Затем добавляется модуль Mesh для создания КЭ-сетки моделей. Здесь задаются настройки для создания сеточных моделей. В окне Details of «Mesh» выставляется Physics Preference CFD и Solver Preference CFX. Ниже можно задать опцию для измельчения сетки в местах кривизны геометрии (Curvature) или на узких участках модели (Proximity). Также здесь определяется максимальный размер элемента. Кроме того, были определены параметры сетки: Sizing и Inflation, для ее измельчения вблизи лопаток. Так как расчет проводится на секторах моделей, то необходимо, чтобы сетка на гранях симметрии совпадала, для этого на соответствующих гранях задается симметрия. На рис. 3 приведены конечно-элемент-

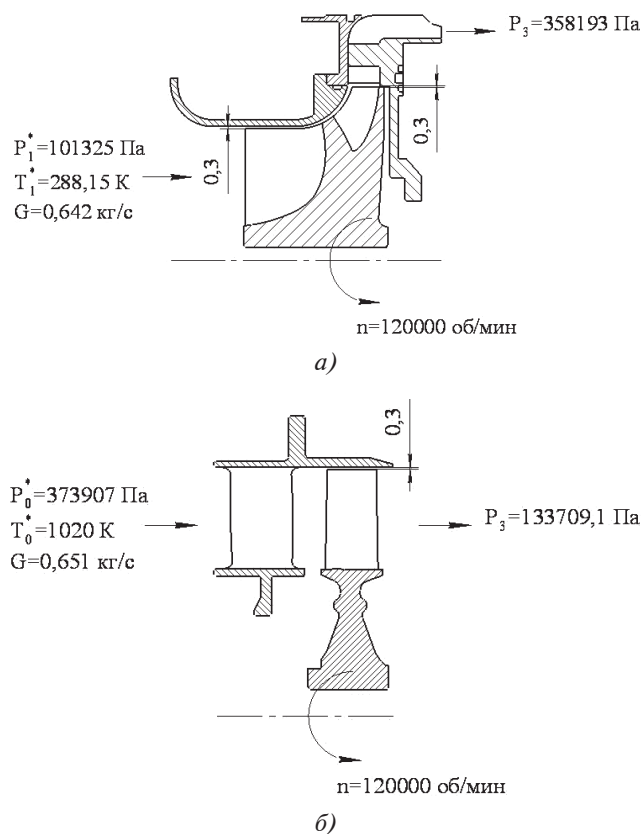


Рис. 2. Конструктивные схемы: а — компрессора; б — турбины

ные модели секторов турбины и компрессора, состоящие из 7,7 млн и 3,6 млн конечных элементов соответственно.

Для проверки качества сеточной модели использовались наиболее важные факторы для решателя: Element Quality (качество элементов), Aspect Ratio (соотношение сторон) и Skewness (скошенность) [8]. Для Aspect Ratio значения задавались менее 80 [15], для Skewness — меньше 0,95.

Значение коэффициента теплоотдачи стенки сильно зависит от y^+ — параметра, характеризующего качество сеточной модели. Согласно литературным источникам [16], большие значения y^+ приводят к значительному завышению коэффициента теплоотдачи, поэтому необходимо использовать сеточную модель с размером элементов на стенке, соответствующим $y^+ < 1$.

Далее, сеточные модели передаются в CFX-Pre, где задаются граничные условия, параметры рабочего тела и настройки решателя [17]. Сначала создается материал турбины или компрессора. Материалом для СА и РК турбины служит высокопрочный жаропрочный гранулируемый никелевый сплав ВВ751П. Ввиду отсутствия некоторых данных (таких, как модуль Юнга) для рас-

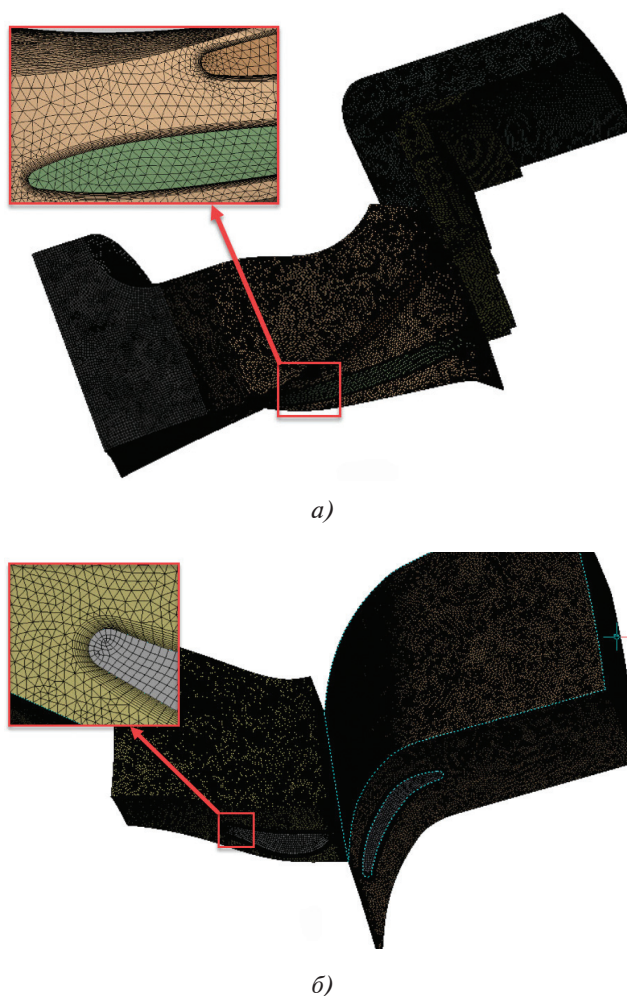


Рис. 3. Конечно-элементные модели: а — компрессора; б — турбины

чёта было принято решение заменить его практически идентичным исходному по химическим и физическим характеристикам сплавом ЭП881 со следующими характеристиками:

плотность 8300 кг/м³,

температурный коэффициент линейного расширения $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$,

модуль Юнга $1,94 \cdot 10^{11} \text{ Па}$,

коэффициент Пуассона 0,3.

Материал компрессора — алюминиевый сплав Д16 со следующими характеристиками:

плотность 2780 кг/м³,

температурный коэффициент линейного расширения $2,29 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$,

модуль Юнга $7,2 \cdot 10^{10} \text{ Па}$,

коэффициент Пуассона 0,3.

Для проведения теплового расчета необходимо задать свойства теплопроводности и теплоемкости, зависящие от температуры (табл. 1) [18].

Затем создаются домены из твёрдых тел. Всего в данном случае создаются четыре домена для

Таблица 1

Зависимость теплопроводности и теплоемкости от температуры материалов компрессора и турбины

Компрессор												
$T, ^\circ\text{C}$	25	100	200	300	400							
$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	—	879	984	1070	1210							
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	138	146	155	163	167							
Турбина												
$T, ^\circ\text{C}$	25-50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1050
$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	417	434	456	471	486	500	523	560	598	630	657	668
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	13,8	14,6	15,9	16,7	18,0	19,3	20,9	22,2	23,9	25,5	—	—

турбины и шесть доменов для компрессора: RK – рабочие лопатки, SA (NA) – лопатки соплового аппарата или диффузора, Flow_RK – межлопаточный канал в рабочем колесе, Flow_SA (Flow_NA) – межлопаточный канал в сопловом аппарате или диффузоре, Flow_inlet – вход в компрессор, Entry – входное устройство в компрессоре (рис. 4). Для доменов Flow_RK, Flow_NA, Flow_SA, Flow_inlet задается тип Fluid, выбирается рабочее тело (табл. 2): для турбины – Generator Gas, для компрессора – Air Ideal Gas, указывается ссылочное давление – 0 атм, включается теплообмен Total Energy с учетом вязкого трения, выбираются модель турбулентности SST и функция стенки Scalable Wall Function.

Модель SST работает путем решения модели турбулентности $k-\omega$ на стенке и $k-\epsilon$ в объемном потоке. В техническом меморандуме НАСА [19] модель SST была признана самой точной моделью для аэродинамических приложений. Для домена Flow_RK необходимо дополнительно указать частоту (об/мин) и ось вращения. Для доменов RK, SA, NA, Entry задается тип Solid, выбирается необходимый материал, созданный ранее, включается теплообмен Thermal Energy и для домена RK задаются частота и ось вращения.

В компрессоре зависимость удельной теплоемкости при постоянном давлении от температуры T задается при помощи полинома и в программе имеет следующий вид:

Таблица 2

Параметры рабочего тела

	Компрессор	Турбина
Рабочее тело	Идеальный газ	Генераторный газ
Группа материалов	Воздух	Калорический совершенный газ
Термодинамическое состояние	Газ	Газ
Термодинамические свойства	Изменяются по закону идеального газа	Изменяются по закону идеального газа
Молярная масса, кг/моль	28,96	31,95
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	Полином нулевого давления	1048,8
Динамическая вязкость, кг/(м·с)	Формула Сазерленда	0,00001831
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,0261	0,0261

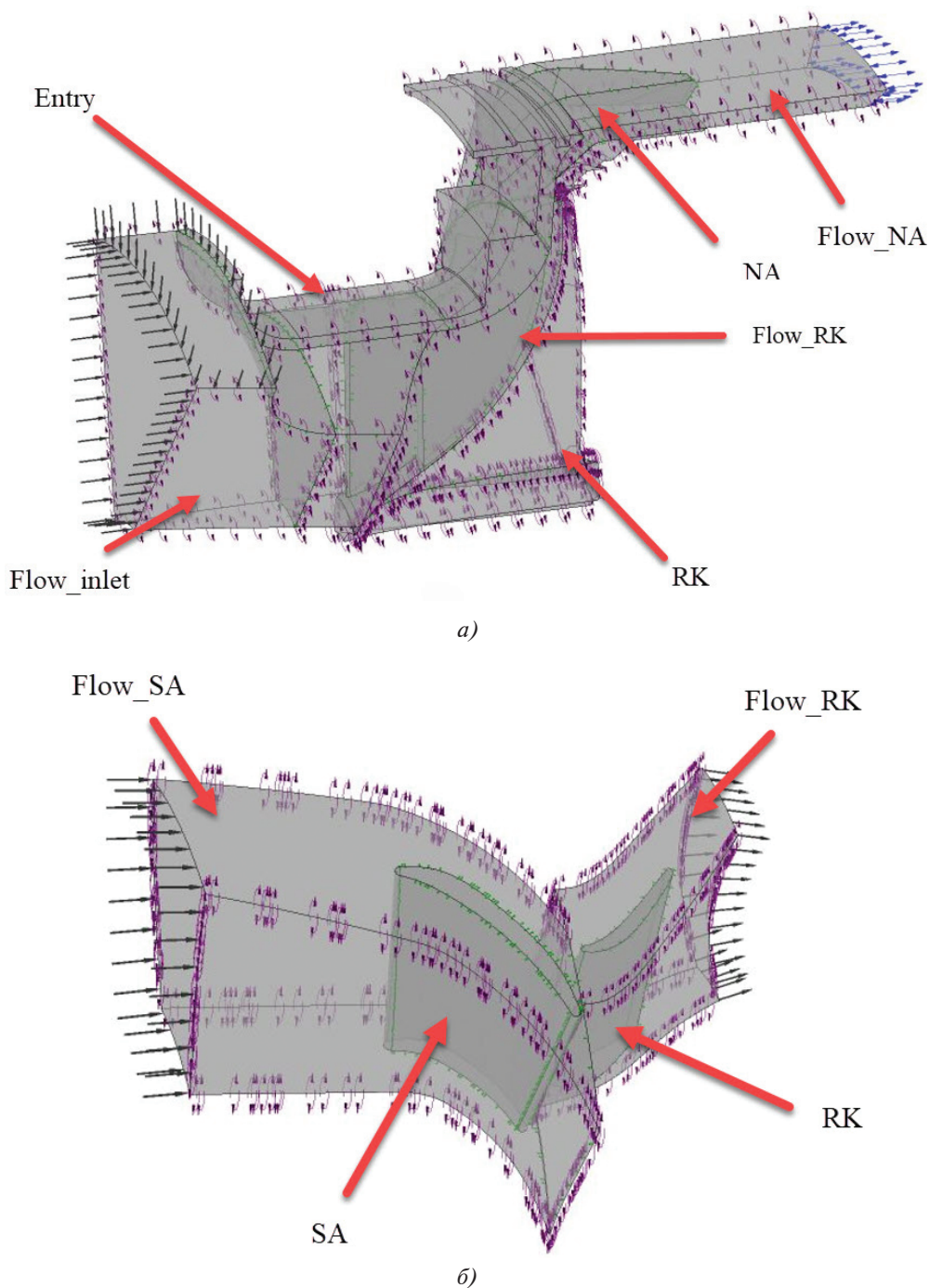


Рис. 4. Домены: а – в компрессоре; б – в турбине

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4,$$

где $R = 287$ Дж/(кг·К).

Изменение вязкости описывалось по формуле Сазерленда:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^n,$$

где μ_0 – ссылочная вязкость; S – постоянная Сазерленда; T_{ref} – ссылочная температура; n – показатель степени.

После создания доменов на их грани накладываются граничные условия. Для неопределенных граней автоматически создается условие непроницаемой адиабатной стенки. Для доменов типа Fluid нужно задать граничные условия на входе и выходе из канала. Для турбины задавались массовый расход и полная температура на входе и статическое давление на выходе, для ком-

прессора — полное давление и температура на входе и статическое давление на выходе, так как эти граничные условия обеспечивают устойчивую сходимость решения [20].

Создаются интерфейсы, которые служат для передачи данных между областями. Периодичность сетки — Rotational Periodicity, передача параметров от СА к РК или от РК к диффузору — Stage (Mixing Plane), и вводится параметр Pitch Ratio, обозначающий соотношение углов секторов сопряженных доменов (в лопаточных машинах обычно угол периодического сектора напрямую связан с числом лопаток): для компрессора — 7/14, для турбины — 15/23. При использовании интерфейса Stage данные из предыдущего блока осредняются в окружном направлении и передаются в следующий блок в качестве граничного условия. Для передачи параметров от входного устройства к рабочему колесу в компрессоре создается интерфейс Frozen Rotor. Также задаются интерфейсы между газом и твердыми телами, передающие тепловую нагрузку.

Затем необходимо настроить опции решателя. Здесь указываются схема решения, порядок точности, критерии останова расчета, а также настройки масштаба времени моделирования. В данном случае задавались: максимальное число итераций 1500, автоматический вариант задания временного шага с множителем коэффициента временного шага 0,01 и невязки 1E-6. При моделировании турбулентных течений в каналах сложной формы, к которым относятся турбомшины, стандартного критерия схождения решения — значения невязок — зачастую недостаточно. Оценку схождения решения удобно производить по графику изменения интегральных параметров потока во время расчета. Если решение установилось, то значение интегрального параметра потока меняться не будет или будет меняться со строгой циклическостью. Для модели рабочего процесса таким параметром удобно принять степень понижения (повышения) давления, статическое давление на входе или температуру [21].

После этого проводится расчет модели. Результаты расчета можно проанализировать в CFD-Post. Здесь можно посмотреть поля распределения давлений

и температур по каналу, вычислить тягу, КПД и крутящий момент.

Структурные модели

На рис. 5 приведены эпюры распределения коэффициентов теплоотдачи по лопаткам турбины и компрессора в среднем сечении. На периферии лопатки СА турбины максимальное значение коэффициента теплоотдачи 3218 Вт/(м²·К) на входной кромке, минимальное — 783 Вт/(м²·К) на корытце лопатки. На втулке лопатки СА турбины максимальное значение 2707 Вт/(м²·К), минимальное — 1091 Вт/(м²·К). На периферии рабочей лопатки максимальное значение 2502 Вт/(м²·К) на корытце лопатки, минимальное — 1100,66 Вт/(м²·К) на входной кромке. На втулке рабочей лопатки турбины максимальное

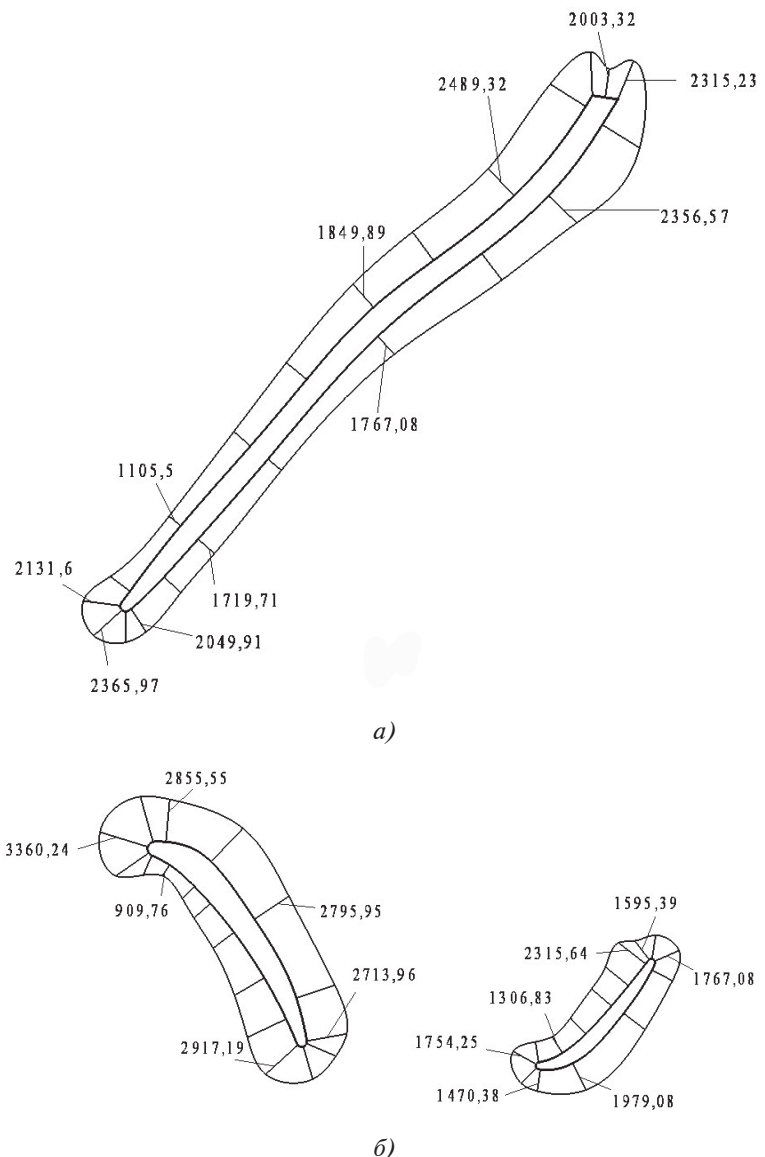


Рис. 5. Распределение коэффициентов теплоотдачи по лопаткам в среднем сечении: а — компрессора; б — турбины

значение 1943 Вт/(м²·К) на спинке лопатки, минимальное — 1428 Вт/(м²·К) на корытце лопатки. Полученные распределения коэффициентов теплоотдачи соответствуют известным распределениям, что подтверждает правильность расчетов и выбора пристеночного слоя [22].

Следующим шагом является моделирование напряженно-деформированного состояния деталей ротора и статора турбины и компрессора. Сначала импортируются поля распределения температур по лопаткам из CFX в Steady-State Thermal, где вычисляется распределение температур по всему ротору и статору (рис. 6).

Затем в Static Structural импортируются поля распределения давлений по лопаткам из CFX и поля распределения температур, полученные в Steady-State Thermal. Здесь же задаются частота вращения ротора для определения перемещений

от центробежных сил, а также ограничение степеней свободы в осевом и окружном направлениях (для цилиндрической системы координат).

В результате были получены перемещения ротора и статора в радиальном направлении от одновременного воздействия всех факторов, а также от их отдельного действия. Это позволяет определить влияние отдельных факторов на радиальный зазор, а также оценить достоверность результатов. В табл. 3 представлены перемещения ротора и статора компрессора и турбины в радиальном направлении от всех факторов.

В соответствии с результатами расчета установлено, что максимальное влияние на величину радиального зазора оказывает термическое расширение (75% для ротора и 99% для статора), а минимальное — центробежные силы (около 24%) и перепад давлений (менее 1%). Отрица-

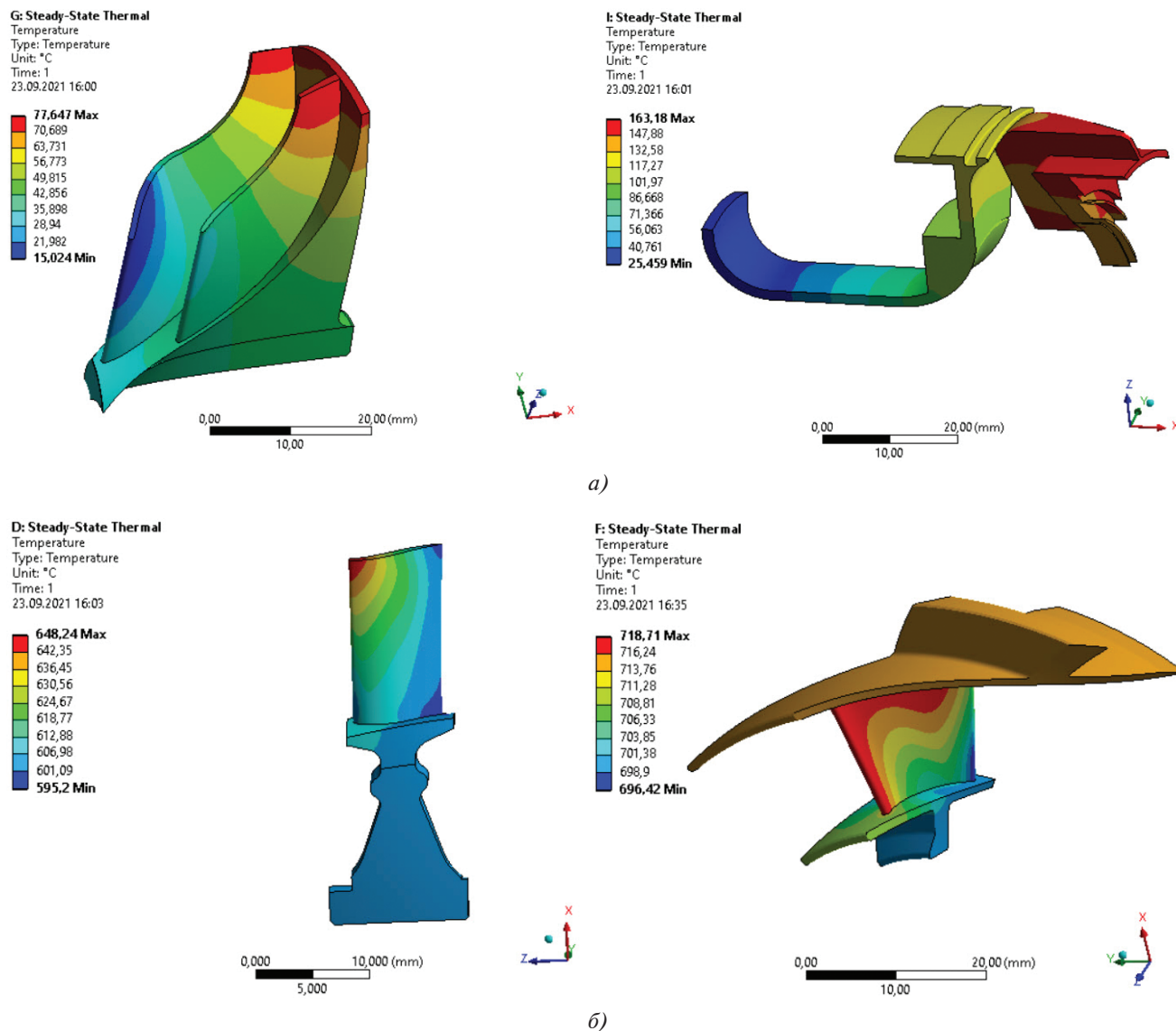


Рис. 6. Распределение температур по ротору и статору: а — компрессора; б — турбины

Таблица 3

Радиальные перемещения компрессора и турбины

Факторы	Ротор турбины		Статор СА		Ротор ЦБК		Статор ЦБК	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Термическое расширение	129,13	139,06	-19,8	178,41	1,18	18,51	1,86	64,42
Центробежные силы	39,14	68,54	-	-	18,96	68,32	-	-
Перепад давления	-1,82	2,16	-0,57	1,9	-0,56	0,057	-0,54	0,48
Суммарные перемещения, мкм	174,23	200,02	-19,6	179,87	23,98	86,35	2,186	63,9

тельное значение от перепада давлений вызвано изгибом лопаток и компенсируется центробежными силами. Были получены минимальные и максимальные зазоры путем нахождения разности радиальных перемещений соответствующих поверхностей ротора и статора. На рис. 7 представлены радиальные перемещения ротора и статора компрессора и турбины на максимальном режиме работы двигателя. Величина радиального зазора в центробежном компрессоре со стороны входной кромки уменьшается на 37,96 мкм, со стороны выходной кромки — на 25,05 мкм и составляет 262,04 мкм со стороны входной кромки и 274,95 мкм со стороны выходной кромки. Величина радиального зазора в турбине со стороны входной кромки уменьшается на 149,54 мкм, со стороны выходной кромки — на 216,8 мкм и со-

ставляет 150,46 мкм со стороны входной кромки и 25,05 мкм со стороны выходной кромки.

Таким образом, изначально принятые монтажные зазоры для компрессора обеспечивают достаточный зазор между статором и ротором на максимальном режиме работы двигателя. Для турбины целесообразно изменение монтажных радиальных зазоров, так как на переходных режимах работы двигателя радиальный зазор составляет менее 0,15 мм, что может стать причиной касания ротора о статор и является небезопасным. Поэтому предложено увеличить радиальный зазор со стороны входа до 0,35 мм, а со стороны выхода — до 0,4 мм, но с учетом технологичности изготовления внутренней стенки соплового аппарата — 0,4 мм. Тогда на максимальном режиме работы радиальный зазор в турби-

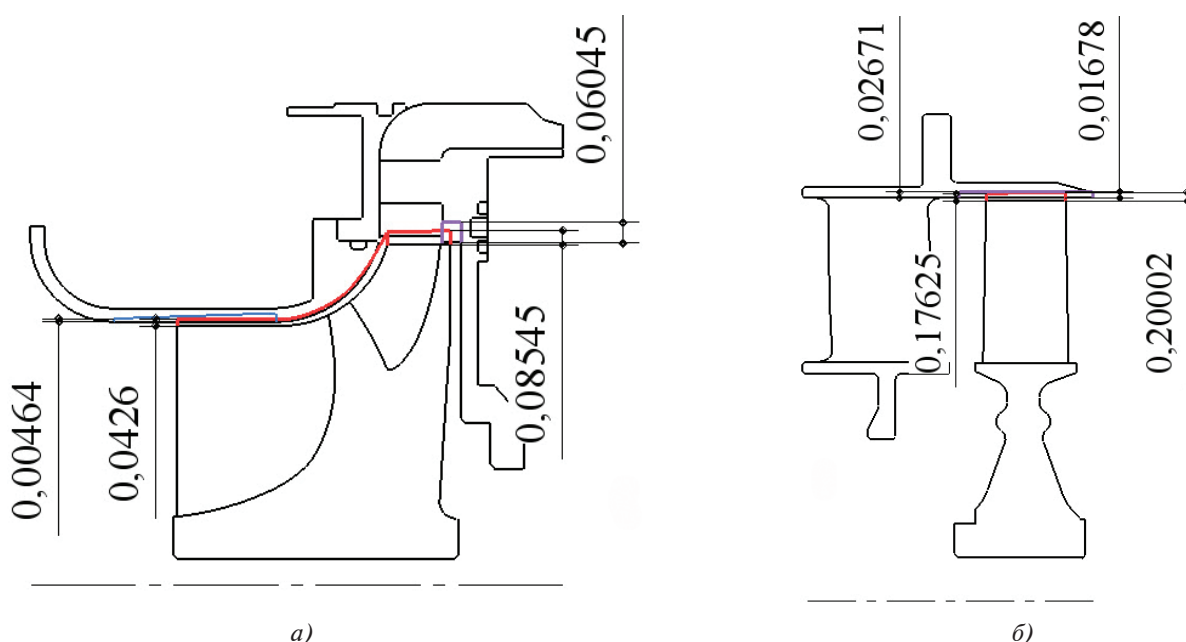


Рис. 7. Деформации ротора и статора: а — компрессора; б — турбины

не со стороны входа будет равен 250,46 мкм, а со стороны выхода — 183,2 мкм.

Выводы

Термическое расширение деталей компрессора и турбины оказывает наибольшее влияние на радиальный зазор — до 99%. Это связано с используемыми материалами, у которых температурный коэффициент линейного расширения $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ и $2,29 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, а также с неравномерным распределением температур. Поэтому важно оценивать распределение температур по деталям компрессора и турбины.

Одной из наиболее сложных задач при проектировании турбин является задача точного определения тепловых потоков от газа к лопаткам. Процессы теплообмена в пристеночных слоях сопловых и рабочих лопаток характеризуются комплексным воздействием ряда факторов: турбулентности, отрыва пограничного слоя, переходных режимов течения, сжимаемости, шероховатости поверхности; влияния сил инерции, угла атаки и др. Одновременный учет многих из указанных выше факторов при расчетах внешнего теплообмена практически невозможен. Вместе с тем коэффициент теплоотдачи α от газа к стенке лопатки должен определяться максимально точно. Из полученных эпюр распределения коэффициента теплоотдачи по лопаткам компрессора и турбины видно, что максимальные значения — 3360 Вт/(м²·К) на входной кромке лопатки СА турбины, 2366 Вт/(м²·К) на входной кромке и 2489 Вт/(м²·К) на выходной части спинки лопатки РК компрессора, 2316 Вт/(м²·К) на выходной части лопатки РК турбины — наблюдаются в местах наибольшего взаимодействия с потоком. Это объясняется характеристиками потока и большой скоростью натекания. Минимальные значения наблюдаются на корытце лопаток СА и РК турбины: 910 Вт/(м²·К) и 1307 Вт/(м²·К) — и на входной части спинки лопатки РК компрессора: 1106 Вт/(м²·К).

На максимальном режиме работы необходимо обеспечить радиальный зазор не менее 0,15 мм для предотвращения касания ротора о статор на переходных режимах работы [23]. С учетом полученных перемещений в компрессоре это условие выполняется — на максимальном режиме работы радиальный зазор составляет 262 мкм со стороны входной кромки и 275 мкм со стороны выходной кромки. В турбине на максимальном режиме работы радиальный зазор со-

ставляет 150 мкм со стороны входной кромки и 25 мкм со стороны выходной кромки, что не удовлетворяет данному условию. Поэтому предложено увеличить монтажный радиальный зазор до 0,4 мм. Тогда на максимальном режиме работы радиальный зазор в турбине со стороны входа будет равен 250 мкм, а со стороны выхода — 183 мкм.

Список источников

1. Лоскутников А.А., Усов Д.В., Ялчибаева Л.Н., Копиртех А.В. Применение газотурбинных двигателей малой мощности // Молодой ученый. 2011. № 10 (33). С. 40-42.
2. Забелин Н.А., Матвеев Ю.В., Фокин Г.А. Подшипники для малорасходных турбин автономных источников электрической энергии // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2014. № 4(207). С. 210-222.
3. Поляхов Н.Д., Стоцкая А.Д. Обзор способов практического применения активных магнитных подшипников // Научное приборостроение. 2012. Т. 22. № 4. С. 5-18.
4. Oppong F., Spuy S.J., Backström T.W., Diaby A.L. An overview on the performance investigation and improvement of micro gas turbine engine // Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering. 2015. No. 31, pp. 35-41. DOI: 10.13140/RG.2.2.10055.09123
5. Осипов И.В., Ломазов В.С. Разработка малоразмерных ГТД различного типа на базе унифицированного газогенератора // Авиационные двигатели. 2019. № 4(5). С. 11-18. DOI: 10.54349/26586061_2019_4_11
6. Беляев В.Е., Беляева С.О., Трофимович И.В. Применение малоразмерных ГТУ в системах децентрализованного энергоснабжения // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. № 3/2(45). С. 59-61.
7. Nascimento M.A.R., Rodrigues L.O., Santos E.C. et al. Micro Gas Turbine Engine: A Review, 2013. DOI: 10.5772/54444
8. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д., Янко А.К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин: Учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1983. — 217 с.
9. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник для вузов: В 2 книгах. — М.: Машиностроение, 2003. — 616 с.
10. Крылов Б.А. Влияние радиального зазора на КПД осевых турбин с рабочим колесом с бандажом // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 2. С. 117-122.
11. Brighenti C., Barbosa J.R. Effects of Turbine Tip Clearance on Gas Turbine Performance // ASME

- Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air (09–13 June 2008; Berlin, Germany). DOI: 10.1115/GT2008-50196
12. Xie Y., Lu K., Liu L., Xie G. Fluid-Thermal-Structural Coupled Analysis of a Radial Inflow Micro Gas Turbine Using Computational Fluid Dynamics and Computational Solid Mechanics // *Mathematical Problems in Engineering*. 2014. Special Issue. DOI: 10.1155/2014/640560
 13. Yu B., Ke H., Shen E., Zhang T. A review of blade tip clearance—measuring technologies for gas turbine engines // *SAGE Journal*. 2020. Vol. 53. No. 3-4, pp. 339-357. DOI: 10.1177/0020294019877514
 14. Плыкин М. FSI-технологии ANSYS // САПР и графика. 2006. № 7. С. 38-39. URL: <https://sapr.ru/article/16192>
 15. Buelow P.E.O., Venkateswaran S., Merkle C.L. Effect of grid aspect ratio on convergence // *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32. No. 12. DOI: 10.2514/3.12306
 16. Щербakov М.А. Определение коэффициентов теплоотдачи при моделировании задач в ANSYS CFX // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2011. № 7. С. 165–169.
 17. Chapman J.W., Kratz J.L., Guo T.-H., Litt J.S. Integrated Turbine Tip Clearance and Gas Turbine Engine Simulation // *52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference* (25–27 July 2016; Salt Lake City, UT). DOI: 10.2514/6.2016-5047
 18. Шалин П.Е. Авиационные материалы. Т. 3. Жаропрочные стали и сплавы. Ч. 1. Деформируемые жаропрочные стали и сплавы: Сплавы на основе тугоплавких металлов. — М.: ВИАМ, 1989. — 566 с.
 19. Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J. Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. NASA Technical Memorandum 110446, 1997.
 20. Батулин О.В., Колмакова Д.А., Шаблій Л.С. Численное исследование рабочего процесса в ступени центробежного компрессора: Электрон. учеб. пособие. — Самара: Изд-во СГАУ, 2013. — 103 с.
 21. Кривцов А.В., Тисарев А.Ю., Шкловец А.О. и др. Сопряжённое моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД: Электрон. учеб. пособие. — Самара: Изд-во СГАУ, 2013. — 114 с.
 22. Горелов Ю.Г., Строкач Е.А. Анализ закономерностей расчета коэффициента теплоотдачи от газа на входных кромках сопловых лопаток турбин высокого давления // *Вестник Московского авиационного института*. 2016. Т. 23. № 1. С. 80-85.
 23. Старцев Н.И., Фалалеев С.В. Конструкция узлов авиационных двигателей: компрессор. — Самара: Изд-во СГАУ, 2006. — 112 с.

References

1. Loskutnikov A.A., Usov D.V., Yalchibaeva L.N., Kopyrtekh A.V. *Molodoi uchenyi*, 2011, no. 10(33), pp. 40-42.
2. Zabelin N.A., Matveev Yu.V., Fokin G.A. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2014, no. 4(207), pp. 210-222.
3. Polyakhov N.D., Stotskaya A.D. *Nauchnoe priborostroenie*, 2012, vol. 22, no. 4, pp. 5-18.
4. Oppong F., Spuy S.J., Backström T.W., Diaby A.L. An overview on the performance investigation and improvement of micro gas turbine engine. *Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering*, 2015, no. 31, pp. 35-41. DOI: 10.13140/RG.2.2.10055.09123
5. Osipov I.V., Lomazov V.S. *Aviatsionnye dvigateli*, 2019, no. 4(5), pp. 11-18. DOI: 10.54349/26586061_2019_4_11
6. Belyaev V.E., Belyaeva S.O., Trofimovich I.V. *Vostochno-Evropeiskii zhurnal peredovykh tekhnologii*, 2010, no. 3/2(45), pp. 59-61.
7. Nascimento M.A.R., Rodrigues L.O., Santos E.C. et al. *Micro Gas Turbine Engine: A Review*, 2013. DOI: 10.5772/54444
8. Kazandzhan P.K., Tikhonov N.D., Yanko A.K. *Teoriya aviatsionnykh dvigatelei. Teoriya lopatochnykh mashin* (Theory of aircraft engines. Theory of shovel machines), Moscow, Mashinostroenie, 1983, 217 p.
9. Kulagin V.V. *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok. V 2-kh knigakh* (Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants. In 2 books), Moscow, Mashinostroenie, 2003, 616 p.
10. Krylov B.A. Influence of the radial backlash on efficiency of axial turbines with the full supply with the rotating wheel with the bandage. *Aerospace MAI Journal*, 2011, vol. 18, no. 2, pp. 117-122.
11. Brighenti C., Barbosa J.R. Effects of Turbine Tip Clearance on Gas Turbine Performance. *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air (09–13 June 2008; Berlin, Germany)*. DOI: 10.1115/GT2008-50196
12. Xie Y., Lu K., Liu L., Xie G. Fluid-Thermal-Structural Coupled Analysis of a Radial Inflow Micro Gas Turbine Using Computational Fluid Dynamics and Computational Solid Mechanics. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014, special issue. DOI: 10.1155/2014/640560
13. Yu B., Ke H., Shen E., Zhang T. A review of blade tip clearance—measuring technologies for gas turbine engines. *SAGE Journal*, 2020, vol. 53, no. 3-4, pp. 339-357. DOI: 10.1177/0020294019877514
14. Plykin M. *SAPR i grafika*, 2006, no. 7, pp. 38-39. URL: <https://sapr.ru/article/16192>
15. Buelow P.E.O., Venkateswaran S., Merkle C.L. Effect of grid aspect ratio on convergence. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 12. DOI: 10.2514/3.12306
16. Shcherbakov M.A. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2011, no. 7, pp. 165–169.
17. Chapman J.W., Kratz J.L., Guo T.-H., Litt J.S. Integrated Turbine Tip Clearance and Gas Turbine

- Engine Simulation. *52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference (25-27 July 2016; Salt Lake City, UT)*. DOI: 10.2514/6.2016-5047
18. Shalin R.E. *Aviatsionnye materialy. T. 3. Zharoprochnye stali i splavy. Ch. 1. Deformiruemye zharoprochnye stali i splavy: Splavy na osnove tugoplavkikh metallov* (Aviation materials. Vol. 3. Heat-resistant steels and alloys. Part 1. Deformable heat-resistant steels and alloys: Alloys based on refractory metals), Moscow, VIAM, 1989, 566 p.
 19. Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J. *Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development*. NASA Technical Memorandum 110446, 1997.
 20. Baturin O.V., Kolmakova D.A., Shablii L.S. *Chislennoe issledovanie rabocheho protsessa v stupeni tsentrobezhnogo kompressora* (Numerical study of the working process in the centrifugal compressor stage), Samara, SGAU, 2013, 103 p.
 21. Krivtsov A.V., Tisarev A.Yu., Shklovets A.O. et al. *Sopryazhennoe modelirovanie rabocheho koleasa turbiny turbonasosnogo agregata ZhRD* (Conjugated modeling of the turbine impeller of a turbopump unit of a liquid-propellant engine), Samara, SGAU, 2013, 114 p.
 22. Gorelov Y.G., Strokach E.A. Conformities analysis of heat transfer coefficient calculation from the gas at high-pressure turbines entry nozzle blade edges. *Aerospace MAI Journal*, 2016, vol. 23, no. 1, pp. 80-85.
 23. Startsev N.I., Falaleev S.V. *Konstruktsiya uzlov aviatsionnykh dvigatelei: kompressor* (Design of aircraft engine assemblies: compressor), Samara, SGAU, 2006, 112 p.

Статья поступила в редакцию 11.11.2021; одобрена после рецензирования 21.12.2021; принята к публикации 29.12.2021.

The article was submitted on 11.11.2021; approved after reviewing on 21.12.2021; accepted for publication on 29.12.2021.