

УДК 62-9

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛА ГТУ

А.А. Никитин¹, М.А. Гуськов², Д.А. Ахмедзянов³

¹aleksandr-nikitin1999@yandex.ru, ²mihaelguskov2012@yandex.ru, ³akhmedzyanov@yandex.ru

^{1,3}ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНИТ), Уфа

²АО «Силовые машины», Санкт-Петербург

Поступила в редакцию 28.12.2023

Аннотация. Исследование посвящено изучению теплового состояния среднего полого вала газотурбинной установки (ГТУ) большой мощности при помощи программного комплекса для 3D-численного термогазодинамического моделирования. Проведено расчетное исследование определения коэффициентов теплоотдачи (КТО) на участках поверхности вала для случая работы ГТУ на номинальном режиме с применением различных методик. В результате расчетов получена общая картина течения воздуха и поля параметров воздуха, окружающего вал, температура вала, а также определены КТО на участках поверхности среднего полого вала.

Ключевые слова: ГТУ; КТО; тепловое состояние; средний полый вал; термогазодинамическое моделирование; конечно-элементная модель.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в России возрождаются разработка и производство отечественных газовых турбин большой мощности. После 1990-х гг. отечественные газотурбинные установки перестали разрабатывать в пользу более совершенных зарубежных ГТУ. В связи с этим за 40 лет были утрачены опыт и навыки создания подобных установок. В последние годы возникла потребность создания отечественных ГТУ, были вновь открыты конструкторские бюро, и возникло множество сложных задач, которые необходимо решить.

Для корректной оценки прочности и надежности элементов конструкции газотурбинной установки требуется оценка их теплового состояния как на номинальном режиме (стационарный теплообмен), так и по циклу работы (нестационарный теплообмен). Так как прямой нестационарный расчет сопряженного теплообмена требует большого количества вычислительных ресурсов и затрат времени, неприемлемых при решении практических инженерных задач, при определении теплового состояния узлов ГТУ на переходных режимах используется масштабирование граничных условий третьего рода, полученных для номинального режима работы. Авторами рассмотрены различные подходы к определению коэффициентов теплоотдачи по результатам трехмерного моделирования на примере среднего полого вала ГТУ.

Целью данной работы является определение тепловых граничных условий третьего рода на поверхности среднего полого вала для использования при выполнении расчетов прочности и надежности элементов ГТУ.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать расчетные трехмерные модели среднего полого вала и области течения воздуха, окружающего вал;
- 2) выполнить газодинамический расчет области течения воздуха, омывающего поверхности среднего полого вала, и расчет сопряженного теплообмена;
- 3) произвести оценку коэффициентов теплоотдачи на поверхностях среднего полого вала.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВАЛА ГТУ

Средний полый вал является связующим звеном между ротором компрессора и турбины, основной задачей которого является передача крутящего момента. В конструкции вала предусмотрено 45 равномерно расположенных по окружности наклонных отверстий, через которые осуществляется отбор воздуха в полость ротора с последующей подачей на охлаждение рабочих лопаток и диска первой ступени турбины.

Для выполнения 3D-численного термогазодинамического моделирования в САЕ-системе ANSYS CFX в CAD-системе NX были разработаны геометрическая модель области течения воздуха и геометрическая модель твердого тела полого вала (рис. 1). Для уменьшения расчетных областей 3D-модели выполнены с осевой периодичностью, равной 1/45.

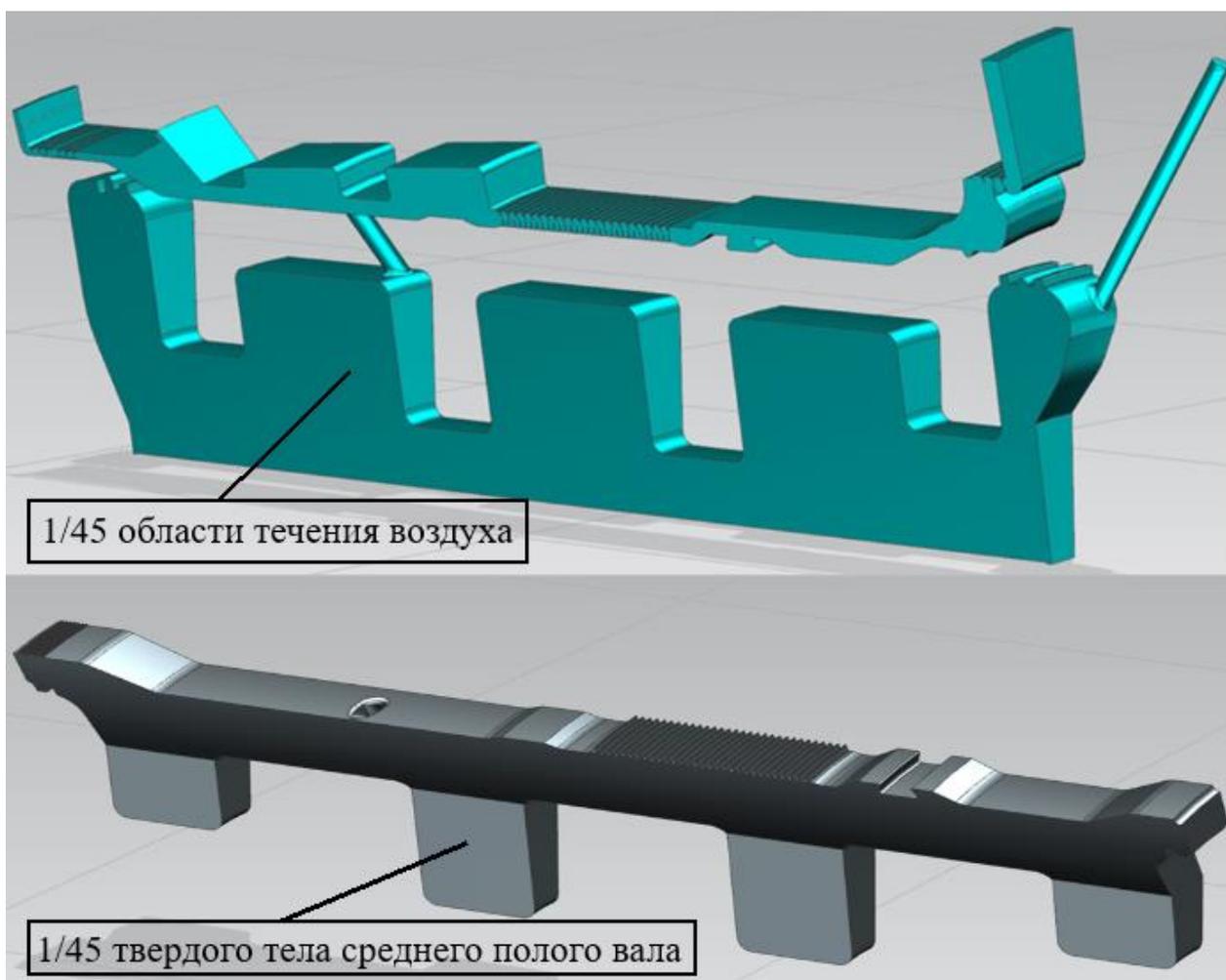


Рис. 1. Расчетные геометрические модели.

Для разработанных геометрических моделей были построены конечно-элементные модели с использованием модуля ANSYS Meshing (рис. 2–3). С целью уменьшения количества элементов расчетной сетки модель области течения воздуха разделена на части таким образом, чтобы для отдельных частей было возможно выполнение построения гексаэдрической сетки методом *Multizone*. Так, для внутренней полости ротора и кольцевого канала между ротором и статором расчетная сетка выполнена из гексаэдрических элементов, а для каналов отбора и подвода охлаждающего воздуха в полой валу и первом диске турбины сетка выполнена из тетраэдрических элементов методом *Patch Conforming*. В местах соединения отдельных частей модели сетка является конформной. Конечно-элементная модель твердого тела вала состоит из гексаэдрических элементов и выполнена методом *Multizone*.

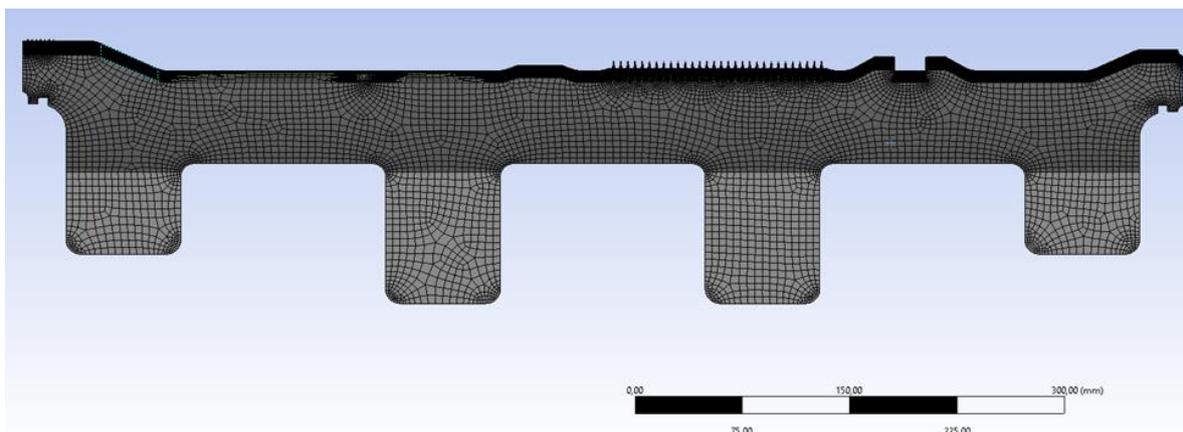


Рис. 1. Конечно-элементная модель среднего полого вала (1,2 млн элем.)

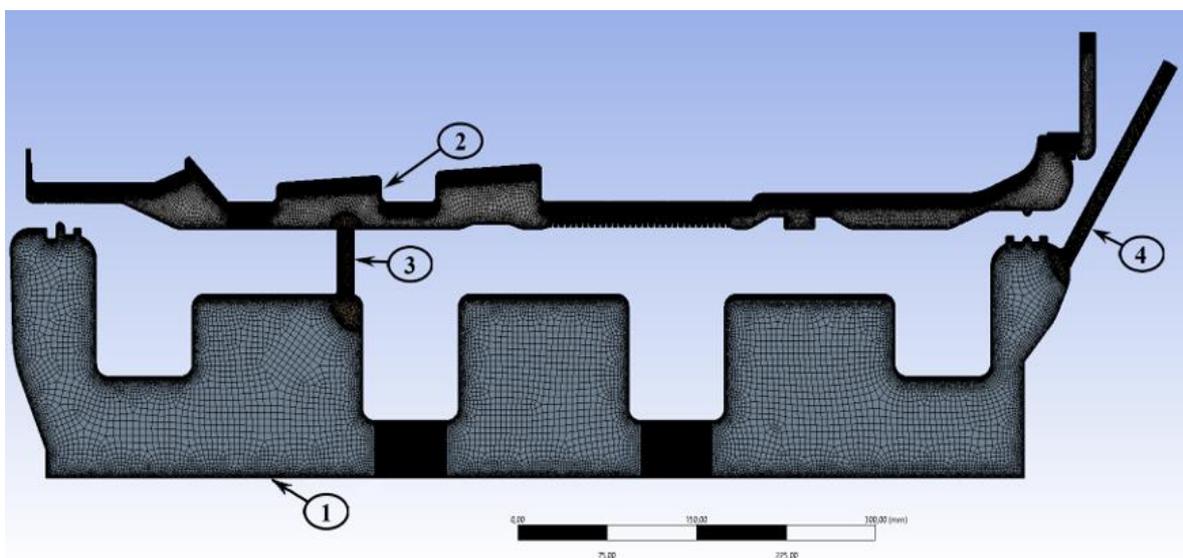


Рис. 2. Конечно-элементная модель области течения воздуха (9 млн элем.):
 1 – внутренняя полость ротора; 2 – кольцевой канал между ротором и статором;
 3 – канал отбора охлаждающего воздуха; 4 – канал подвода охлаждающего воздуха

Для получения температуры металла и параметров течения воздуха, необходимых в последующих расчетах, выполнен предварительный расчет сопряженного теплообмена на грубой сетке (y^+ от 15 до 70) с применением k - ϵ модели турбулентности. В расчете задавались следующие граничные условия:

- 1) твердотельный и воздушный домены вращаются со скоростью 5441 об/мин;
- 2) поверхности статора задаются с противовращением;
- 3) на входе задаются полное давление и температура;
- 4) на выходах задаются расход и статическое давление;
- 5) твердотельному домену вала заданы следующие теплофизические свойства:
 - плотность 7712 кг/м^3 ,
 - удельная теплоемкость $614 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°K)}$,
 - коэффициент теплопроводности $27,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°K)}$;
- 6) на границах между воздухом и твердым телом задан интерфейс *Fluid Solid* с опцией *Frozen Rotor*;

7) на боковых гранях секторов задано условие периодичности (*Rotational Periodicity*).

Поскольку k - ϵ модель турбулентности позволяет получить лишь общую картину течения, поэтому для более точной оценки необходимо проведение расчета с применением модели турбулентности, разрешающей пограничный слой, в качестве которой использована модель *Shear*

Stress Transport (SST). При данном подходе требуется получить сеточное разрешение в пристеночном слое $y^+ \approx 1$, поэтому для уменьшения объема решаемой задачи расчетная область (для уточняющих расчетов в качестве расчетной модели выступает область течения воздуха, окружающая вал) была разделена на три отдельных расчетных модели (рис. 4), которые в дальнейших расчетах инициализировались результатами предварительного расчета.

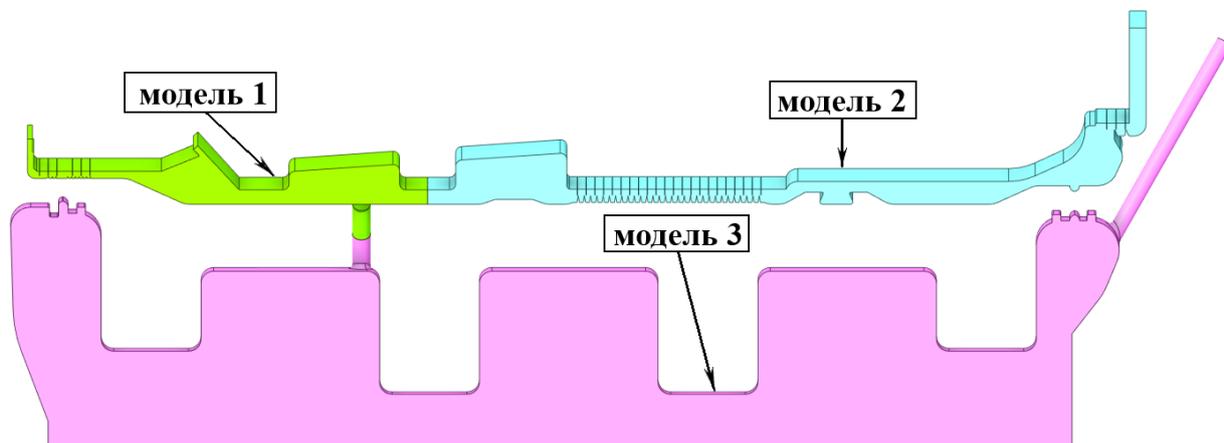


Рис. 3. Модель области течения воздуха, разделенная на три модели

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

В результате расчета сопряженной задачи (k - ϵ) получены распределение температуры в сечении (рис. 5) и температура поверхности среднего полого вала (рис. 6), линии тока в области течения воздуха (рис. 7), окружающего вал, и распределение полной температуры в сечении области течения воздуха (рис. 8). По результатам расчетов моделей 1–3 получены поля параметров на участках поверхности вала, используемые в расчетах КТО.

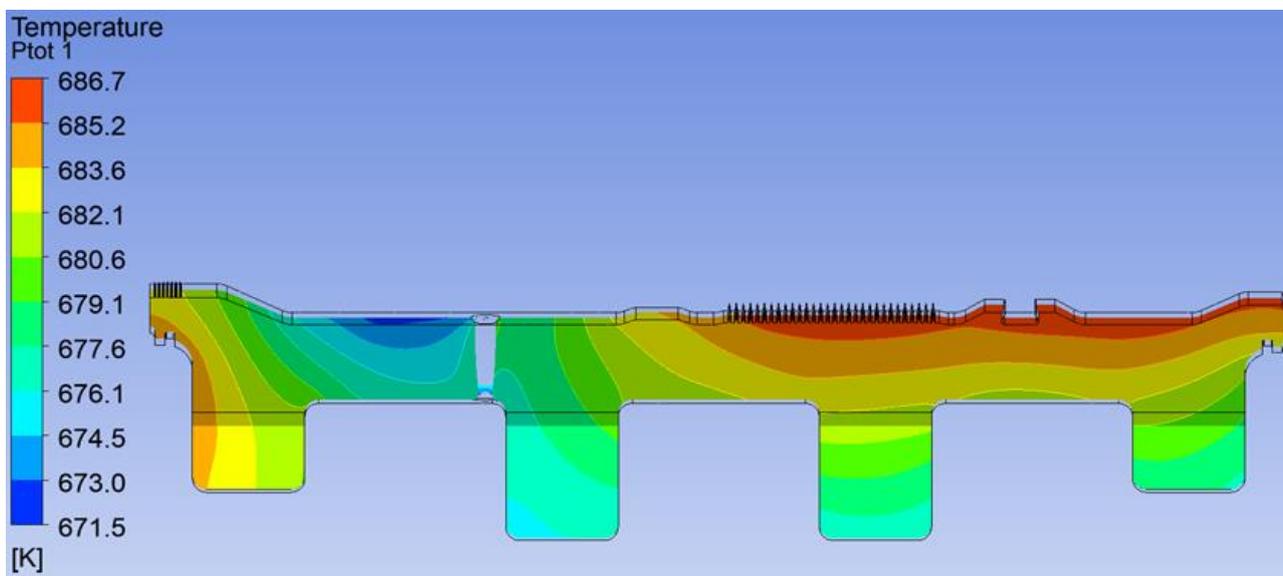


Рис. 4. Распределение температуры в сечении вала

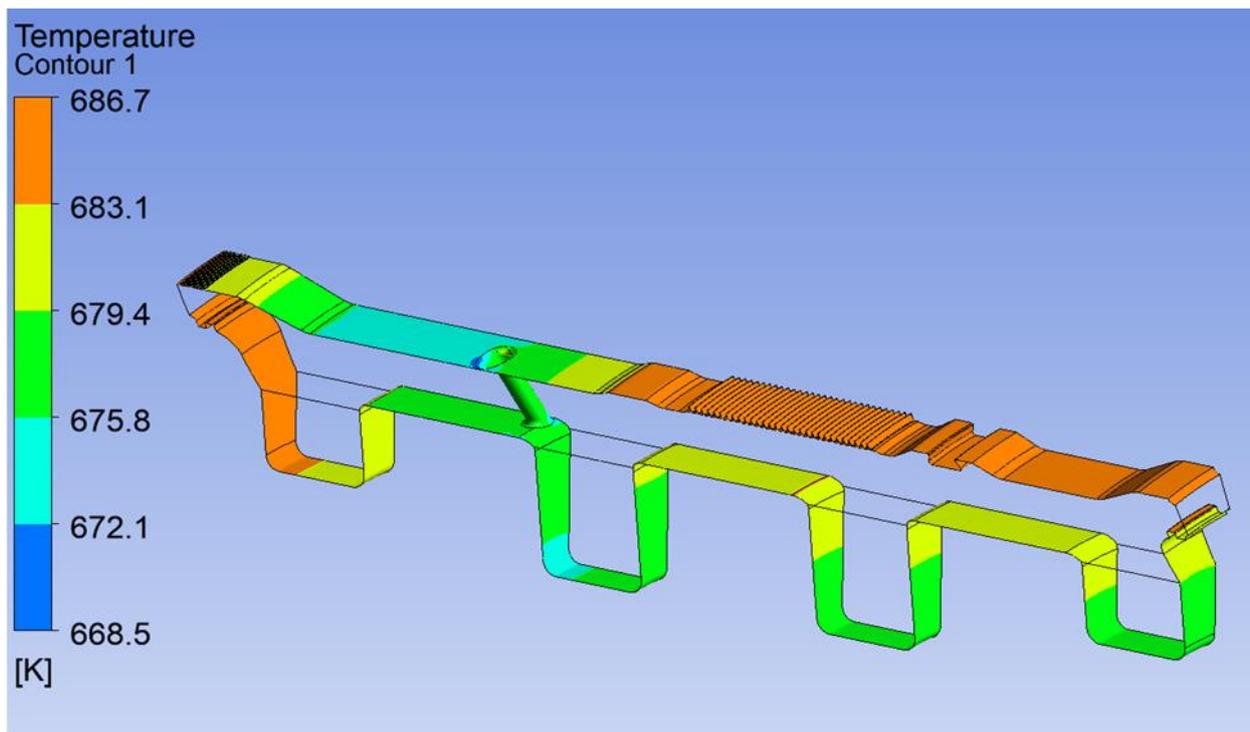


Рис. 5. Температура поверхности среднего полого вала

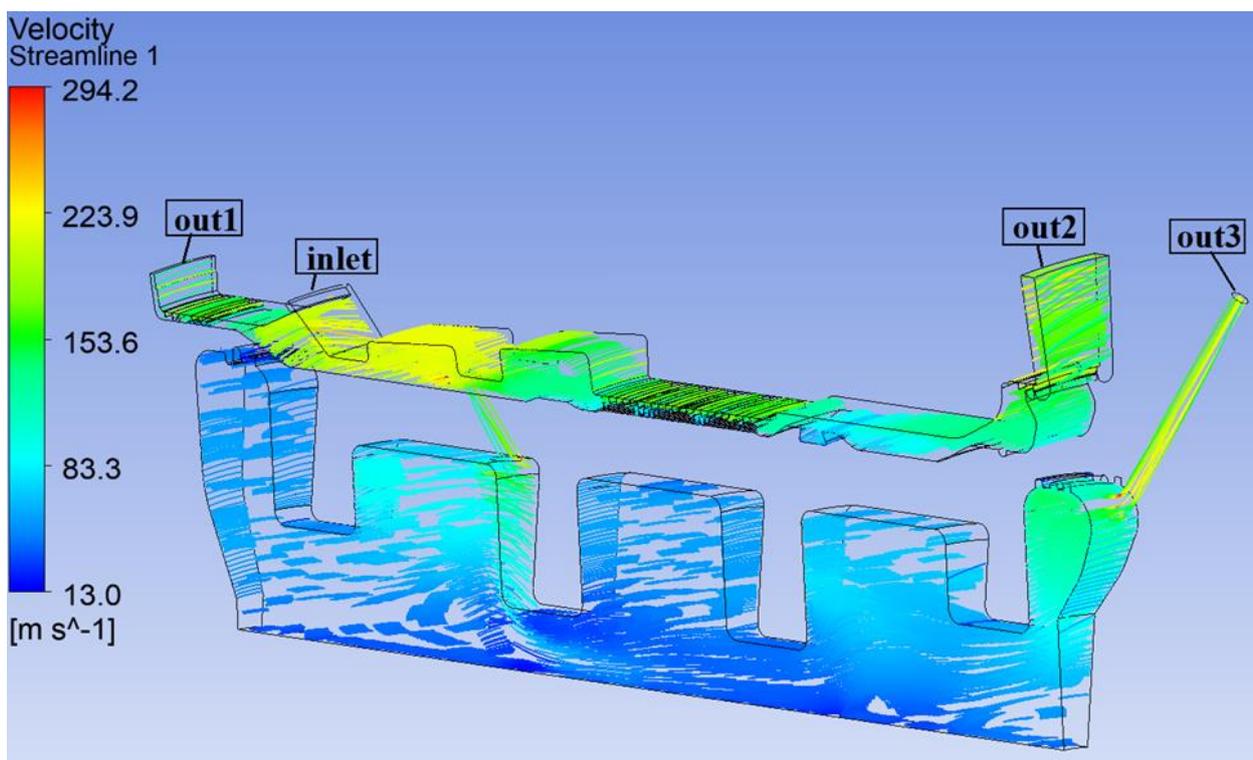


Рис. 6. Линии тока в области течения воздуха, окружающего вал

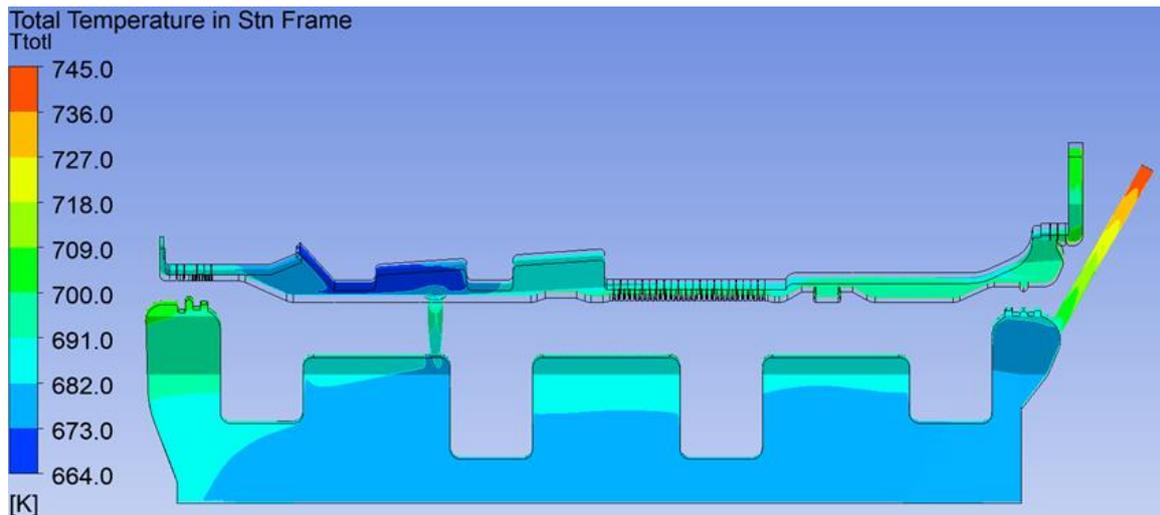


Рис. 7. Распределение полной температуры в сечении области течения воздуха

МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ

В работе для определения коэффициентов теплоотдачи на участках поверхности среднего полого вала (рис. 9) используются три методики.

Первая методика основана на аналогии Рейнольдса [1 – 3] с применением эмпирических констант, принятых в k - ϵ модели турбулентности *ANSYS CFX*. Формула определения КТО выглядит следующим образом:

$$\alpha = \frac{c_p}{T^+} \sqrt{\tau_w} \rho \quad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°К); c_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·°К); T^+ – безразмерная температура; τ_w – напряжение трения на стенке, Па; ρ – плотность воздуха, кг/м³. Величина T^+ принимается на внешней границе пограничного слоя и для воздуха приблизительно равна 15.

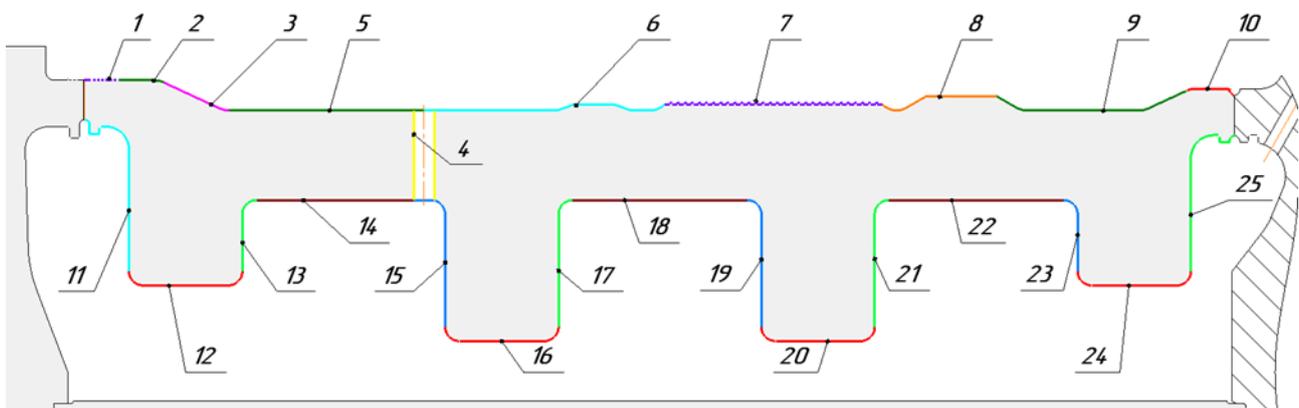


Рис. 8. Номера участков поверхности среднего полого вала

Во второй методике (*two-run method*) для определения коэффициента теплоотдачи необходимо выполнить два газодинамических расчета с заданной температурой поверхности металла. Для первого расчета используется температура металла T_c , полученная в результате решения задачи сопряженного теплообмена, также может использоваться адиабатическая температура поверхности вала, уменьшенная на 10 °С ($T_{ac}-10$), полученная в результате решения газодинамической задачи. Во второй задаче используется температура металла, уменьшенная на 5 °С (T_c-5), либо адиабатическая температура поверхности вала, уменьшенная на 20 °С ($T_{ac}-20$). Далее, опираясь на закон Ньютона Рихмана [4], получена следующая система уравнений:

$$\begin{cases} q_1 = \alpha_1(T_{c1} - T_{жс1}) \\ q_2 = \alpha_2(T_{c2} - T_{жс2}) \end{cases} \quad (2)$$

где q_1, q_2 – плотность теплового потока для первой и второй задач, Вт/м²; $T_{жс1}, T_{жс2}$ – температуры среды, °К; T_{c1}, T_{c2} – температуры стенок, °К.

В связи с малым изменением температуры стенки (T_{c2}) можно пренебречь влиянием температуры воздуха в пограничном слое на коэффициент теплоотдачи и принять, что $\alpha_1 = \alpha_2$. Таким образом, с помощью вычитания преобразуется система уравнений (2), и получаем формулу для расчета КТО [5]:

$$\alpha = \frac{q_1 - q_2}{T_{c1} - T_{c2}} \quad (3)$$

Температура воздуха ($T_{жс}$) определяется по одному из уравнений (2). Расчетная формула (4) выглядит следующим образом:

$$T_{жс} = T_c - \frac{q}{\alpha} \quad (4)$$

В третьей методике расчет коэффициентов теплоотдачи для отдельных участков поверхности вала (рис. 9) проводился по критериальным эмпирическим зависимостям. Расчет КТО проводится по результатам трехмерного моделирования. Параметры потока принимались осредненными по расходу и оценивались минимум в трех сечениях для каждого участка (входное, выходное и среднее сечения). Для участков поверхности со сложной геометрией оценка параметров потока проводилась в большем количестве сечений.

Для гладких участков кольцевого канала между ротором и статором (поверхности 2–6, 8–10) используется обобщённая критериальная зависимость (5) для расчета теплообмена из литературы [6]:

$$\overline{Nu} = \left\{ \frac{0.02}{\left(1 + \frac{F^2 Re_u^2}{Re_a^2}\right)} + 0.038 \frac{\left(\frac{r_2 - r_1}{r_1}\right)^{0.4}}{\left(4 \left(F^2 + \frac{Re_a^2}{Re_u^2}\right)\right)^{0.4}} \right\} Re_\varepsilon^{0.8} \quad (5)$$

где

$$F = 0,65 \left(\frac{r_2 - r_1}{r_1}\right)^{-0.3};$$

число Рейнольдса для окружной составляющей абсолютной скорости

$$Re_u = \frac{2V_u(r_2 - r_1)}{\nu};$$

число Рейнольдса для осевой составляющей абсолютной скорости

$$Re_a = \frac{2V_a(r_2 - r_1)}{\nu};$$

условный критерий Рейнольдса

$$Re_\varepsilon = Re_u \sqrt{F^2 + \frac{Re_a^2}{Re_u^2}};$$

r_1 – внешний радиус ротора, м;

r_2 – внутренний радиус статора, м;

V_u – окружная составляющая абсолютной скорости, м/с;

V_a – осевая составляющая абсолютной скорости, м/с;

ν – кинематическая вязкость, м/с².

Для каналов отбора воздуха (поверхность 4) можно использовать эмпирическую зависимость для теплообмена при турбулентном режиме течения в трубах [4]. Формула расчета среднего по длине канала числа Нусельта (6) для воздуха выглядит следующим образом:

$$\overline{Nu}_{дж} = 0.018 \cdot Re_{дж}^{0.8} \quad (6)$$

где $Re_{дж} = \frac{V d_r}{\nu}$ – число Рейнольдса; V – скорость потока, м/с; d_r – гидравлический диаметр, м.

Для расчета теплоотдачи в лабиринтных уплотнениях (поверхности 1, 7) в данном случае использована зависимость (7), приведенная в работе [7]:

$$\overline{Nu} = 0,02 \cdot Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h_k} \right)^{-0,7} \quad (7)$$

где $Re = \frac{V\delta}{\nu}$ – число Рейнольдса; V – скорость потока, м/с; δ – зазор между гребнем и цилиндрической поверхностью, м; h_k – высота камеры лабиринта, м.

Внутренняя полость ротора представляет собой канал сложной формы. В данном случае оценку коэффициентов теплоотдачи для отдельных участков поверхности ротора можно выполнить по эмпирической зависимости для теплообмена на плоской поверхности. Среднее по длине участка значение числа Нуссельта определяется по формуле (8), приведенной в работе [4]:

$$\overline{Nu}_{l_{жк}} = 0.032 \cdot Re_{l_{жк}}^{0,8}, \quad (8)$$

где $Re_{l_{жк}} = \frac{Vl}{\nu}$ – число Рейнольдса; V – скорость потока, м/с; l – длина пластины, м; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Поверхность 11 находится в слабопроточной зоне, для расчета теплоотдачи можно применить формулу из работы [6] для замкнутой полости ротора (9):

$$\overline{Nu} = 0.088 \cdot \overline{Gr}^{0,4}, \quad (9)$$

где $\overline{Gr} = \frac{\omega^2 r^2 \beta \Delta \bar{T}}{\nu^2}$ – среднее число Грасгофа; ω – угловая скорость, рад/с; r – расчетный радиус, м; $\Delta \bar{T}$ – средняя разница температур между металлом и воздухом, К; $\beta = \frac{1}{\Delta \bar{T}}$ – коэффициент объемного расширения, К⁻¹.

Теплоотдачу на участке 25 можно оценить по зависимости для теплообмена при течении воздуха между двумя вращающимися дисками. Согласно работе [7], местное число Нуссельта (на данном радиусе) определяется по формуле (10):

$$Nu = 0.0145(1 - \beta_\varphi)^{0,2} Re_\omega^{0,8} (n + 2.6)^{0,2} \left(1 - 0.45(1 - \beta_\varphi)^{0,6} Re_\omega^{-0,1} \right)^{-1}, \quad (10)$$

где $\beta_\varphi = \frac{V}{\omega r}$ – коэффициент закрутки потока; $Re_\omega = \frac{\omega r^2}{\nu}$ – число Рейнольдса; n – показатель степени в уравнении, описывающем распределение температурного напора по радиусу диска (обычно $n = 0 \div 4$).

Коэффициент теплоотдачи (11) для всех поверхностей определяется по результатам расчета числа Нуссельта, согласно следующей формуле [4]:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l^*}, \quad (11)$$

где Nu – число Нуссельта; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); l^* – определяющий размер, м. Для трубы коэффициент теплоотдачи умножается на коэффициент ε_1 , учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы (приведено в табл. 3–1 [4]).

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА КТО

По формулам (1, 3), а также критериальным и эмпирическим зависимостям были получены значения коэффициентов теплоотдачи на участках поверхности (рис. 9) среднего полого вала ГТУ и занесены в табл. 1.

Для сравнения эффекта охлаждения масла топливом в штатном топливомасляном теплообменнике и воздухом в воздухомасляном теплообменнике, предлагаемом к установке во втором контуре двигателя, были проведены теоретические расчеты линейных коэффициентов теплопередачи при одинаковых, в соответствии с уравнением (2), средних температурах и средних разностях температур. Необходимые для теоретических расчетов линейного коэффициента теплопередачи данные штатного топливомасляного теплообменника, используемого на двигателе АЛ-31Ф, приведены в табл. 2 [3, 7].

Таблица 1

Результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи

№ поверхности	α , Вт/м ²		
	формула (1)	формула (2)	Эмпирические зависимости (5-11)
1	2795	1055	1275
2	2427	827	799
3	3076	1350	896
4	3497	2466	2210
5	3695	1945	1254
6	3189	1716	951
7	398	46	103
8	868	557	693
9	1702	830	1853
10	1654	651	1138
11	1917	1389	1460
12	637	661	855
13	290	131	183
14	185	49	291
15	282	89	178
16	945	979	638
17	1615	912	1340
18	1142	314	920
19	1434	629	1407
20	1410	1048	720
21	1830	683	1209
22	2795	1055	1275
23	2427	827	799
24	3076	1350	896
25	3497	2466	2210

Результаты, полученные в расчетах по приведенным методикам, достаточно противоречивы и однозначно сделать вывод о корректности той или иной методики оценки коэффициента теплоотдачи без проведения эксперимента невозможно.

Значения, полученные по формуле (1), являются самыми высокими и зачастую превышают результаты, полученные по формуле (3), в 2 раза.

Недостатками второго подхода являются:

необходимость в проведении как минимум трех расчетов;

отсутствие физической интерпретации температуры $T_{ж}$ [5];

возможное появление отрицательных значений КТО, приводящее к проблемам со сходимостью итерационной процедуры [5].

Несмотря на недостатки, представленные выше, данный подход является более предпочтительным, поскольку не вовлекает температуру теплоносителя в вычисление коэффициента теплоотдачи.

На результаты расчета по эмпирическим зависимостям сильное влияние оказывают выбор расчетных параметров потока, корректность выбранной зависимости для данного участка течения, а также тот факт, что сами зависимости могут аппроксимировать результаты эксперимента со значительным отклонением. Так, для большинства эмпирических зависимостей, использованных в данной работе, характерна погрешность в $\pm 20\%$ [5, 6]. Несмотря на данные недостатки, при соблюдении условий, при которых были получены данные эмпирические и критериальные зависимости, можно получить значения КТО, схожие со значениями, полученными по формуле (3).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведения расчетного исследования были выполнены термогазодинамические расчеты в ANSYS CFX, определены распределения температуры на поверхности и в сечении среднего полого вала, а также проведена оценка коэффициентов теплоотдачи по трем различным методикам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Теплообмен** при турбулентном течении [Электронный ресурс]. https://de.ifmo.ru/bk_netra/page.php?tutindex=6&index=14&layer=2 (дата обращения 24.12.2023) [Turbulent heat transfer. Electronic resource: https://de.ifmo.ru/bk_netra/page.php?tutindex=6&index=14&layer=2 (accessed 12.24.2023).]
2. **Авдеевский В.С., Галицейский Б.М., Глебов Г.А. и др.** Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике: Учеб. для авиационных специальностей вузов: Под общ. ред. В. С. Авдеевского, В. К. Кошкина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 528 с. [Avduevskii V.S., Galitseiskii B.M., Glebov G.A., et al. Heat transfer principles in aviation and rocket and space engineering: University aviation majors textbook. Gen. ed. by Avduevskii V.S., Koshkin V.K. 2nd rev. ed. Moscow: Mashinostroenie. 1992. 528 p. (in Russian).]
3. **Экерт Э. Р., Дрейк Э. М.** Теория тепло- и массообмена/Пер. с англ. под ред. А. В. Лыкова. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961 [Eckert E.R., Drake R.M. *Heat and mass transfer*. Transl. from English, ed. by Lykov A.V. Moscow, Lenin-grad: Gosenergoizdat Publ. 1961 (in Russian).]
4. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. М.: «Энергия», 1977. 344 с. [M.A. Mikheev, I.M. Mikheeva, *Basics of the heat transfer*, (in Russian). Moscow: Energiya, 1977. 344 p.]
5. **Волков К.Н., Емельянов В.Н.** Течения и теплообмен в каналах и вращающихся полостях. М.: Физматлит, 2010. 486 с. [Volkov K.N., Emelianov V.N. *Flow motion and heat transfer in channels and rotating cavities*. Moscow: Fizmatlit Publ. 2010. 486 p. (in Russian).]
6. **Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.И., Осипов М.И.** Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. для вузов /; под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд., стереотип. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 592 с.; ил. [Ivanov V.L., Leontiev A.I., Manushin E.I., Osipov M.I. *Heat exchange units and cooling systems of gas turbine and combination plants: Textbook for higher education*. Ed. by Leontiev A.I. 2nd stereotype ed. Moscow: Bauman MSTU Publ. 2004. 592 p. (in Russian).]
7. **Швец И.Т., Дыбан Е.П.** Воздушное охлаждение деталей газовых турбин/Под ред. И.Г. Бобрышева. Киев: Наукова думка, 1974 [Shvets I.T., Dyban E.P. *Air cooling of gas turbines' parts*. Ed. by Bobryshev I.G. Kiev: Naukova Dumka Publ. 1974 (in Russian).]
7. **Yan D.J., Jiang H.M., Li J.L., Xie W.B., Wang Z.G., Lu S.P., Zhang Q.** Influence of gas-to-wall temperature ratio on the leakage flow and cooling performance of a turbine squealer tip//Aerospace. 2022. Vol. 9. 627.

ОБ АВТОРАХ

НИКИТИН Александр Александрович, магистрант каф. АД. Бакалавр по направлению «Двигатели летательных аппаратов». Инженер-конструктор 3-й категории АО «Силовые машины».

ГУСЬКОВ Михаил Александрович, Дипл. инж. по авиац. двигателям и энер. установкам (УГАТУ, 2012). Начальник сектора АО «Силовые машины».

АХМЕДЗЯНОВ Дмитрий Альбертович, проф. каф. авиац. двигателей, декан ФАДЭТ. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энер. установкам (УГАТУ, 1997). Д-р техн. наук по тепл., электроракетн. двигателям и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2007). Иссл. в обл. раб. процессов в авиац. ГТД и ГТУ, разработки мат. моделей, автоматизации испытаний.

METADATA

Title: Determination of the thermal state of the GTU shaft.

Authors: A. A. Nikitin¹, M. A. Guskov², D.A. Akhmedzyanov³

Affiliation: ^{1,3}Ufa University of Science and Technology (UUST), Ufa

²JSC Power Machines, St. Petersburg.

Email: ¹aleksandr-nikitin1999@yandex.ru, ²mihaelguskov2012@yandex.ru, ³akhmedzyanov@yandex.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), vol. 28, no. 1(103), pp. 69-79, 2024. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The study is devoted to the research on the thermal state of the middle hollow shaft of a high-power gas turbine unit (GTU) using a software package for 3D numerical thermogasdynamic modeling. A computational study of the determination of heat transfer coefficients (HTC) on sections of the shaft surface for the case of GTU operation in nominal mode using various techniques has been carried out. As a result of calculations, a general picture of the air flow, the field of parameters of the air surrounding the shaft and the temperature of the shaft were obtained and HTC was determined on the surface areas of the middle hollow shaft.

Key words: GTU, HTC, thermal condition, average hollow shaft, thermogasdynamic modeling, finite element model.

About authors:

NIKITIN, Aleksander Aleksandrovich, Master's student at the Dept. of Aircraft Engines. Bachelor's degree in the field of aircraft engines (USATU, 2022). Design engineer of the 3rd category of JSC Power Machines.

GUSKOV, Mikhail Aleksandrovich, Dipl. eng. in the field of aircraft engines and power plants (USATU, 2012). Sector Head at JSC Power Machines.

AKHMEDZYANOV, Dmitry Albertovich, Dean of the Faculty of Aircraft Engines, Energy and Transport, Professor at the Dept. of Aircraft Engines. Dipl. eng. in the field of aircraft engines and power plants (USATU, 1997). Dr. of Tech. Sci. in the field of heat and electric jet engines and power plants of aircrafts (USATU, 2007). Research in the area of working processes in aircraft GTEs and GTUs, development of mathematical models, test automation.