

УДК 621.45.038.3

doi 10.54708/19926502_2025_29310972

Методики расчета эффективности пленочного охлаждения секции жаровой трубы камеры сгорания

А.Е. Кишалов*, П.Д. Чегодаева

Уфимский университет науки и технологий, г. Уфа, Республика Башкортостан, Россия

Аннотация. Проектирование КС современных ГТУ связано с выполнением таких взаимно противоречивых требований, как надежность, экономичность и низкие выбросы. Современные технологии 3D-численного моделирования могут частично заменить эксперименты и значительно дополнить их. В статье изучаются процессы пленочного охлаждения в жаровой трубе ГТУ с использованием 3D моделирования, а результаты расчетов сравниваются с расчетами по инженерной методике.

Ключевые слова: жаровая труба; камера сгорания; эффективность охлаждения; пленочное охлаждение; газотурбинный привод.

*kishalov@ufanet.ru

Введение

В настоящее время наземные энергетические установки (ЭУ) на базе конвертированных авиационных двигателей получили широкое распространение благодаря возможности вырабатывать большую мощность при минимальной массе и габаритах [2, 3, 12]. Для получения энергии и совершения полезной работы внутри ЭУ сжигается топливо, в качестве которого обычно используется природный газ. Для увеличения КПД установки и, следовательно, улучшения ее конкурентоспособности, необходимо улучшать совершенство ее отдельных узлов и увеличивать температуру газов на входе в турбину, т.е. на выходе из камеры сгорания (КС) [4, 11]. Температуры в первичной зоне горения КС современных ЭУ могут достигать порядка 2000 К, вследствие чего стенки жаровой трубы (ЖТ) КС подвергаются значительным тепловым нагрузкам. Допустимая температура материала ЖТ и лопаток турбин ниже рабочих температур газа, что вызывает необходимость интенсивного охлаждения данных узлов. Современный уровень развития вычислительной техники позволяет заменить часть экспериментальных исследований численными термогазодинамическими расчетами [1, 9, 13, 15]. В данной статье рассмотрены процессы пленочного охлаждения в секции ЖТ прямоточной кольцевой КС наземной ЭУ на базе конвертированного авиационного двигателя при помощи программного комплекса для 3D численного термогазодинамического моделирования [7, 17, 19].

В качестве объекта исследования выбрана одна из секций ЖТ КС современной газотурбинной установки (ГТУ) АЛ-31СТ предназначенной для привода газоперекачивающего агрегата. Схема исследуемой секции ЖТ приведена на Рис. 1.

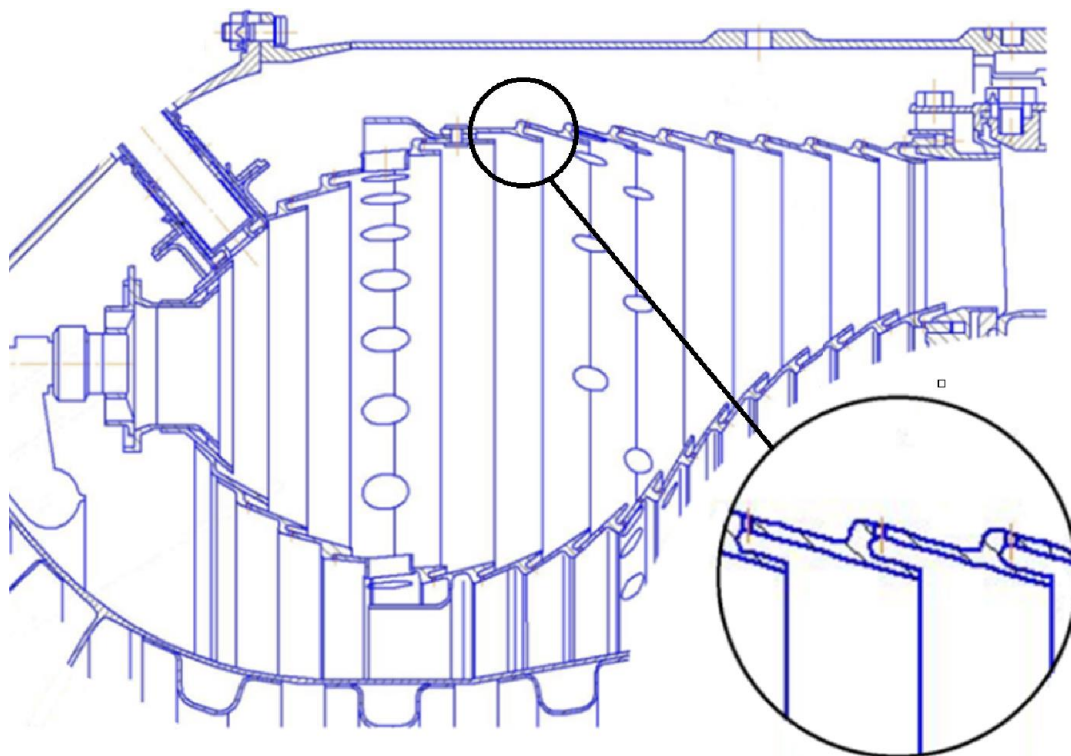


Рисунок 1. Исследуемый фрагмент секции ЖТ.

АЛ-31 СТ разработана опытно-конструкторским бюро им А. Люльки на основе турбореактивного двухконтурного двигателя с форсажной камерой АЛ-31Ф. Установка серийно выпускается на ПАО «ОДК-УМПО» с 2004 года. Основные характеристики ГТУ АЛ-31 СТ приведены в таблице 1 [2].

Таблица 1. Основные характеристики ГТУ АЛ-31 СТ.

Номинальная мощность на выходном валу силовой турбины в стационарных условиях, МВт	16
Эффективный КПД двигателя на номинальном режиме в стационарных условиях, %	$35,5 \pm 0,5$
Частота вращения выходного вала силовой турбины на номинальном режиме, об/мин, (%)	5 300 (100)
Массовый расход воздуха через компрессор ГТД на номинальном режиме, кг/с	64,5
Топливо	транспортируемый природный газ
Расход топливного газа на номинальном режиме, кг/с	0,902
Давление топливного газа на входе в двигатель на всех режимах работы, кгс/см ²	$28 \pm 0,2$
Температура продуктов сгорания топливной смеси на выходе из силовой турбины, °С	490

Моделируемая КС – кольцевая, прямоточная. Для уменьшения скорости потока воздуха в конструкции ее передней части предусмотрен диффузор с фиксированным срывом потока [3].

Описание исследуемых процессов

На сегодняшний день существует несколько возможных способов охлаждения наиболее нагретых частей ГТУ. Наибольшее распространение в настоящее время получило по-

слоистое конвективно-пленочное охлаждение [4, 5, 11, 19]. Этот способ заключается в создании тонкого пленочного слоя охлаждающего воздуха на внутренних стенках ЖТ за счет специально спрофилированного козырька и отверстий в стенках. Охлаждающий воздух проходит через систему отверстий в ЖТ, отводя при этом часть тепловой энергии от ЖТ, затем выпускается внутрь ЖТ, образуя защитную пленку [14]. Пленка охлаждающего воздуха предотвращает прямой контакт горячих газов с материалом ЖТ, что позволяет значительно увеличить температуру газов без значительного уменьшения ресурса и надежности конструкции. Схема обтекания секции ЖТ представлена на Рис. 2.

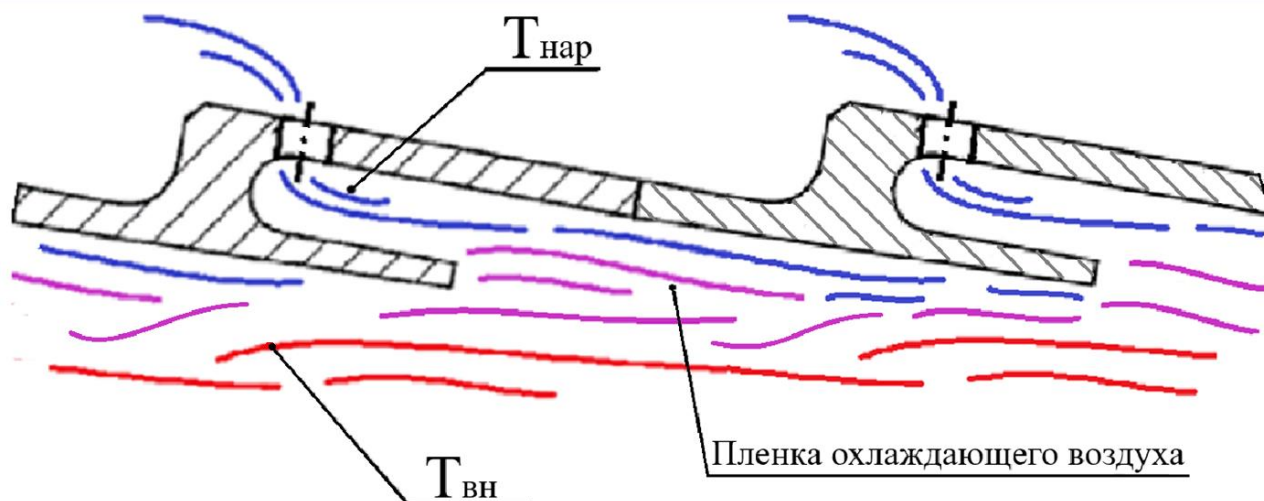


Рисунок 2. Схема обтекания секции ЖТ: $T_{нар}$ – температура охлаждающего воздуха, $T_{вн}$ – температура газов внутри ЖТ.

В данном исследовании рассмотрены две методики оценки эффективности пленочного охлаждения: 3D-численное термогазодинамическое моделирование в программном комплексе ANSYS CFX 22.R1 (которое включает в себя разработку 3D-твердотельной модели исследуемой секции ЖТ в CAD-системе NX 12.0, построение конечно-объемной модели, проведение расчетов и обработку их результатов) и инженерная методика, описанная в книге А. Лефевра [5]. При этом методика [5] предназначена для расчета секций ЖТ у которых отверстия охлаждающего воздуха расположены по направлению течения вторичного воздуха, а в рассматриваемой секции ЖУ – поперек (при расположении отверстий по направлению течения располагаемый перепад давления на отверстиях включает в себя динамическое давление набегающего потока). Поэтому методика [5] была скорректирована соответствующим образом. На Рис. 3 наглядно показаны отличия моделей.

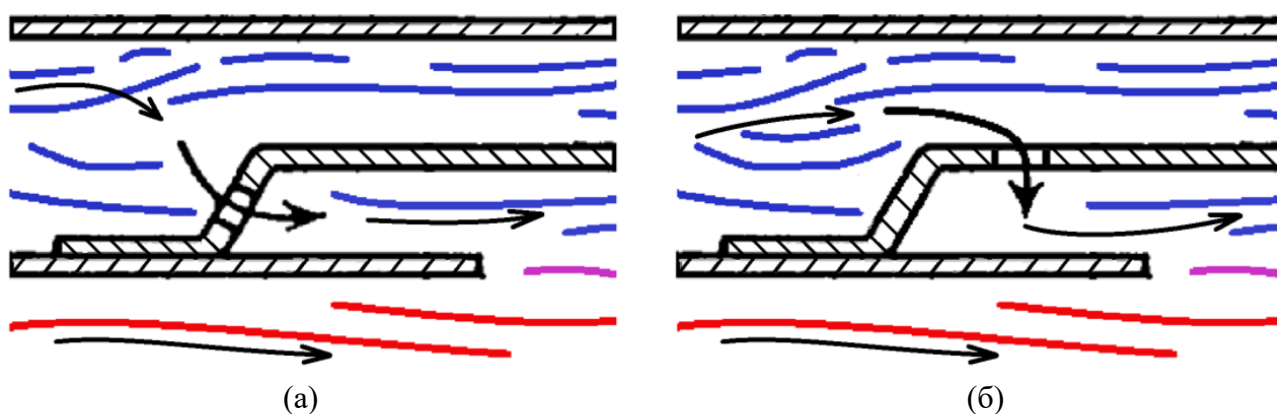


Рисунок 3. Схема модели:

(а) отверстие по направлению течения, (б) отверстие поперек направления течения.

Описание расчетной модели

Схема расчетной области секции ЖТ, изображенная на рис. 4, представляет собой твердую стенку, выполненную из жаропрочного сплава на никелевой основе ЭП-648, длиной $x = 20$ мм и толщиной $t = 1,2$ мм, обтекаемую с двух сторон: горячим газом внутри ЖТ и охлаждающим воздухом снаружи. При этом в конструкции КС на внутренние поверхности ЖТ нанесено теплозащитное покрытие ВКНП-5 «Рубин», не моделируемое в данном исследовании [6]. Температура вторичного воздуха снаружи ЖТ принята равной 700 К, температура газов внутри ЖТ – 2000 К. Давление на выходе из расчетной зоны для газа ($p_{вн}$) принято равным 1,701 МПа, оно меньше давления на выходе из расчетной области для вторичного воздуха ($p_{нар}$) за счет тепловых и гидравлических потерь внутри ЖТ. Скорость вторичного воздуха ($W_{нар}$) принята равной 50 м/с, что соответствует номинальному режиму работы ГТУ в стандартных условиях. Длина стенки ЖТ принята равной длине секции на моделируемой КС. Для исследования характеристик секции ЖТ при различной эффективности пленочного охлаждения и, соответственно, размытия пленки на различной длине, в исследовании изменялись: 1) давление на выходе из расчетной области для вторичного воздуха $p_{нар}$ (имитация изменения режима работы установки) и 2) скорость газа ($W_{внут}$) от 10 до 100 м/с с шагом в 10 м/с. При моделировании учитывался конвективный теплообмен, влиянием лучистого теплообмена на температуру исследуемой секции ЖТ пренебрегали. Исследуемая часть ЖТ осесимметрична, поэтому моделировался сектор расчетной области с углом 5° (Рис. 4).

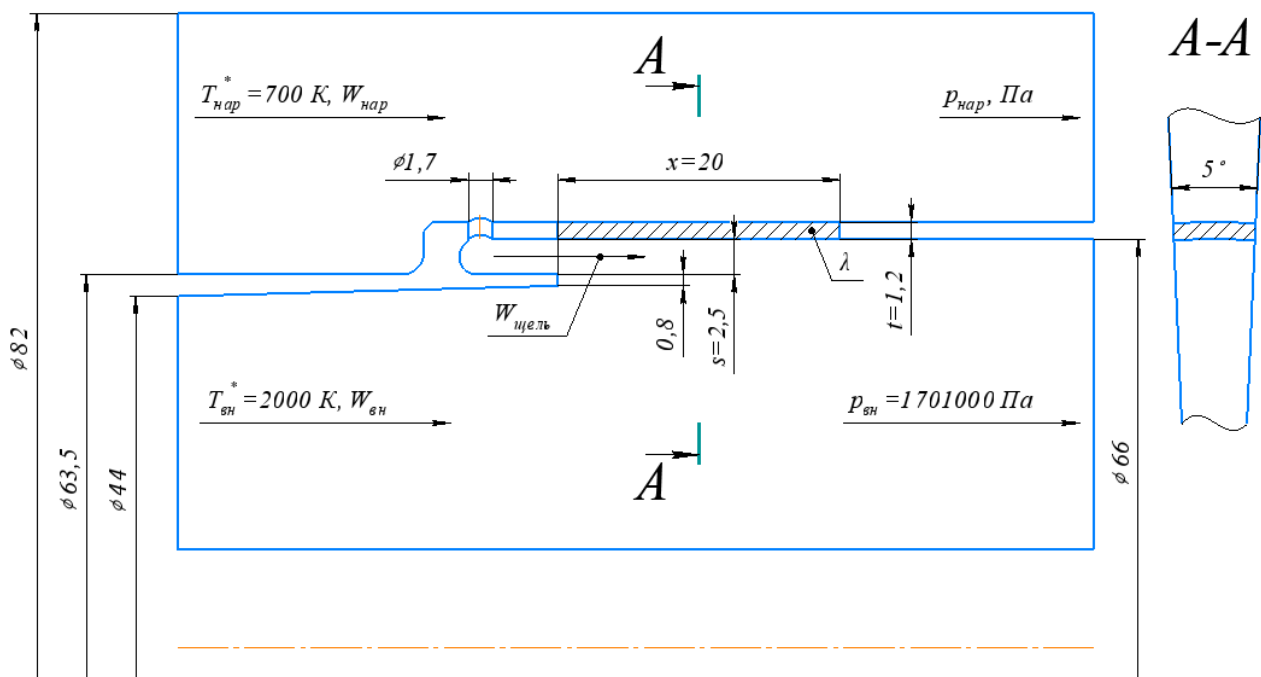


Рисунок 4. Расчетная область секции ЖТ.

При моделировании учтено изменение теплофизических свойств рабочего тела (вторичный воздух и продукты сгорания внутри ЖТ) и теплопроводность стенки секции ЖТ в зависимости от температуры (Табл. 2) [8]. Принято, что снаружи ЖТ протекает чистый охлаждающий воздух, а внутри ЖТ – продукты сгорания, для которых $\alpha \approx 1$.

Изменение параметров рабочего тела в зависимости от температуры определялось при помощи корреляции:

динамическая вязкость рабочего тела:

$$\mu = 4,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{1000} \right)^{0,66} - 0,6 \cdot 10^{-5} \cdot \exp(-0,7 \cdot \alpha), \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}};$$

изобарная теплоемкость рабочего тела:

$$C_p = 1133 \cdot \left[1 + 0,175 \cdot \left(\frac{T}{1000} - 1 \right) \right] \cdot [1 + 0,25 \exp(-0,7 \cdot \alpha)], \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

теплопроводность рабочего тела:

$$\lambda = 0,0675 \cdot \left(\frac{T}{1000} \right)^{0,83} \cdot [1 + 0,25 \exp(-0,7 \cdot \alpha)].$$

Таблица 2. Теплопроводность стенки в зависимости от температуры.

Температура, °С	200	300	400	500	600	700	800	900
Теплопроводность, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°С}}$	14,6	15,4	16,7	18,4	19,7	21,8	23,9	26,0

Инженерный расчет

Первая серия расчетов (по методике [5]) включает в себя определение эффективности охлаждаемой пленки и последующее решение системы уравнения теплового баланса, записанного для цилиндрической стенки. Для всех расчетов скорость газа внутри ЖТ принята равной 50 м/с, а давление вторичного воздуха на выходе из расчетной зоны изменялось от 1,708 до 1,716 МПа. Всего проведено 13 расчетов с переменным давлением вторичного воздуха на выходе из расчетной области.

Во второй серии расчетов давление вторичного воздуха на выходе из расчетной зоны принято равным 1,7108 МПа, а скорость потока газа внутри ЖТ менялась от 10 до 100 м/с с шагом 10 м/с (10 расчетов).

Эффективность пленочного охлаждения определялась по формуле:

$$\eta = 1,1m^{0,65} \left(\frac{\mu_{\text{щель}}}{\mu_{\text{вн}}} \right)^{0,15} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0,2} \left(\frac{t}{s} \right)^{-0,2} \quad \text{при } m < 1,3, \quad (1)$$

где $\mu_{\text{щель}}$ – вязкость воздуха, проходящего через щель; $\mu_{\text{вн}}$ – вязкость газа внутри ЖТ; x, s, t – геометрические параметры (Рис. 4).

$$\eta = 1,28 \left(\frac{\mu_{\text{щель}}}{\mu_{\text{вн}}} \right)^{0,15} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0,2} \left(\frac{t}{s} \right)^{-0,2} \quad \text{при } m > 1,3, \quad (2)$$

где $m = \frac{\rho_{\text{щель}} W_{\text{щель}}}{\rho_{\text{вн}} W_{\text{вн}}}.$

Согласно определению, эффективность пленочного охлаждения [5]:

$$\eta = \frac{T_{\text{вн}} - T_{\text{ст ад}}}{T_{\text{вн}} - T_{\text{нар}}}, \quad (3)$$

где $T_{\text{вн}}$ – температура газа внутри ЖТ; $T_{\text{ст ад}}$ – адиабатическая температура стенки; $T_{\text{нар}}$ – температура воздуха снаружи ЖТ.

Тепловой поток через цилиндрическую стенку ЖТ выражается формулой:

$$K_{1-2} = \frac{\lambda}{t} (T_{\text{ст вн}} - T_{\text{ст нар}}),$$

где λ – коэффициент теплопроводности стенки ЖТ.

Конвективный тепловой поток к внутренней поверхности ЖТ:

$$C_{\text{вн}} = 0,1 \frac{k_r}{x} Re_x^{0,8} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0,36} (T_{\text{ст ад}} - T_{\text{ст вн}}).$$

Конвективный тепловой поток от наружной поверхности ЖТ:

$$C_{\text{нар}} = 0,02 \frac{k_{\text{щель}}}{D_{\text{нар}}^{0,2}} Re_s^{0,8} (T_{\text{ст нар}} - T_{\text{нар}}),$$

где Re – число Рейнольдса; k_r , $k_{щель}$ – коэффициент теплопроводности среды внутри ЖТ и в щели соответственно.

При этом вычисляется температура стенки, соответствующая условию $C_{вн} = C_{нар} = K_{1-2}$.

Моделирование в ANSYS CFX

Для 3D-численного термогазодинамического моделирования в CAD-системе NX 12.0 построена твердотельная 3D-модель расчетной области ЖТ (область течения газа и твердой стенки), которая затем импортирована в Ansys Workbench. Далее данные расчетные области разбиты на сетку. Сетка, построенная на модели области течения газа, – тетраэдрическая со средним размером элемента 2 мм. Вблизи твердой стенки выполнено замельчение со средним размером элемента 0,5 мм. На границах модели, являющихся твердыми стенками, на которых происходит прилипание пограничного слоя, построены 10 слоев, состоящих из призматических элементов с общей максимальной толщиной 0,5 мм. Сетка, построенная на модели области течения газа, содержит порядка 3 млн. элементов. На модели твердой стенки построена структурированная сетка из параллелепипедов со средним размером элементов – 1 мм, общее количество элементов 120 [18].

Конечно-объемная модель представлена на Рис. 5.

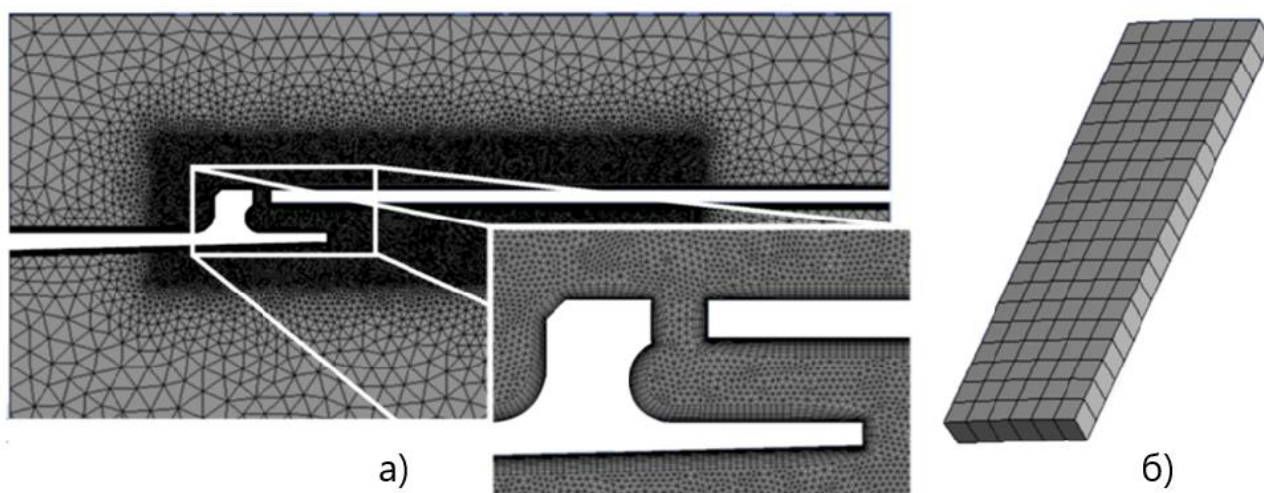


Рисунок 5. Конечно-объемная модель исследуемого сектора:
(а) газовый домен; (б) твердотельный домен.

После создания сетки, в препроцессоре модуля CFX настроены граничные условия и законы расчета. Модель разделена на два домена – твердую стенку (на Рис. 4. показана штриховкой) и область течения смеси охлаждающего воздуха и продуктов сгорания. Теплофизические свойства газов заданы в зависимости от рабочего тела (воздух и продукты сгорания) и температуры. Модель турбулентности в данном исследовании – $k-\epsilon$ [10, 16]. На соответствующих граничных условиях заданы состав, скорость и температура на входе и давление на выходе.

Далее проведены расчеты в CFX-Solver (13 расчетов в первой серии и 10 во второй). Критерием завершения расчетов являлось достижение сходимости основных уравнений 10^{-4} и дисбаланса законов сохранения порядка 0,1%. На Рис. 6–7 приведены результаты компьютерного моделирования для варианта данных $W_{вн} = 40$ м/с, $W_{нар} = 50$ м/с, давление снаружи – 1,716 МПа.

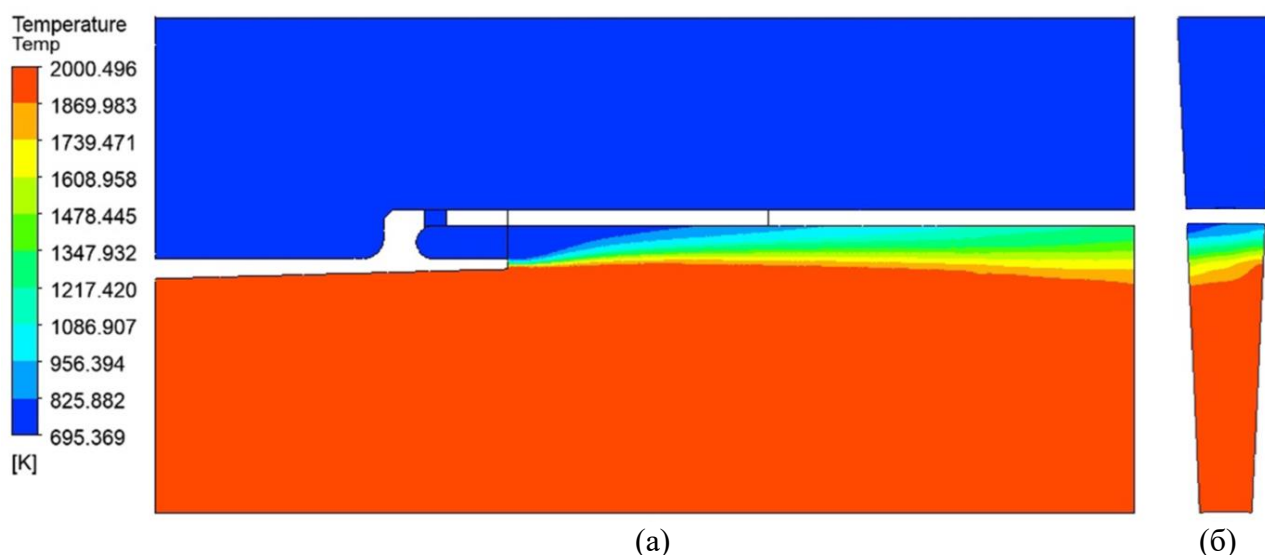


Рисунок 6. Поля статических температур рабочего тела:
(а) – вид спереди; (б) – сечение на конце охлаждаемой твердой стенки.

Так как воздух для создания защитной пленки подается через отверстия, расположенные по окружности, поток не успевает полностью перемешаться на длине козырька, что вызывает остаточную окружную неравномерность (Рис. 6 (б)), составляющую около 50 К.

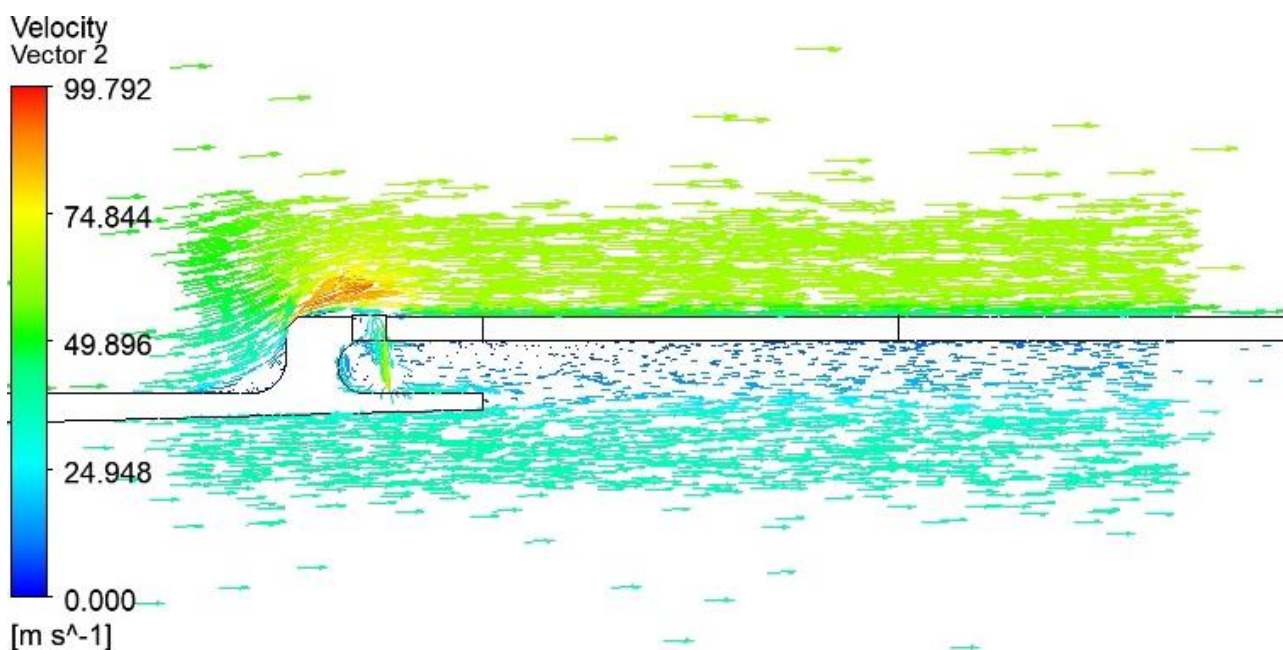



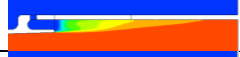
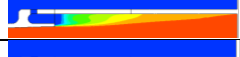
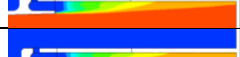
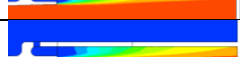
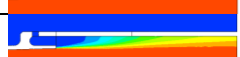
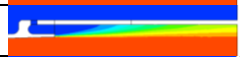
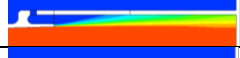
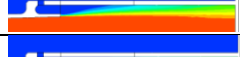
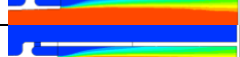
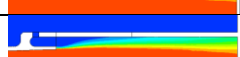
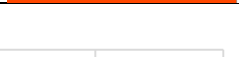

Рисунок 7. Вектора скоростей.

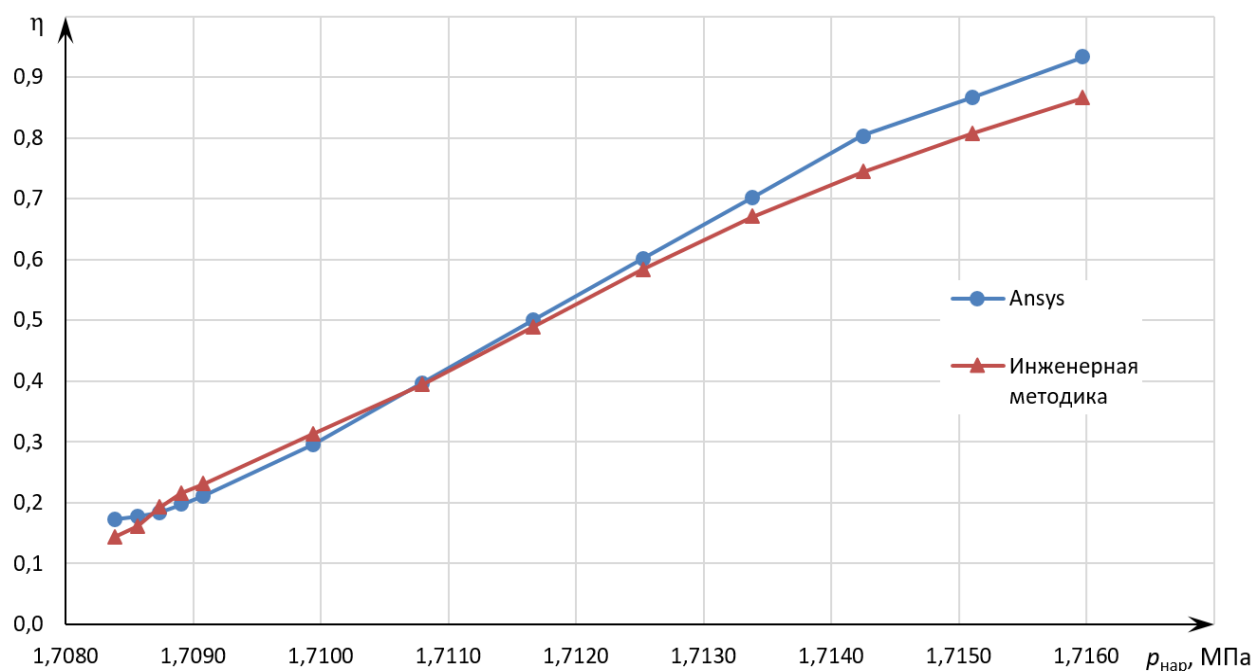
Эффективность охлаждения оценивалась по формулам (1), (2) и (3) при помощи встроенного калькулятора функций.

Сравнительный анализ результатов

Сравнительный анализ результатов первой серии проведенных расчетов по инженерной методике и при помощи 3D численного моделирования приведен в Табл. 3 и на Рис. 8.

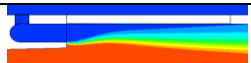
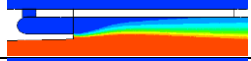
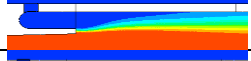
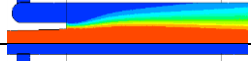
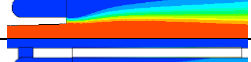
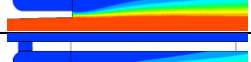
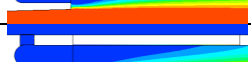
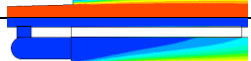
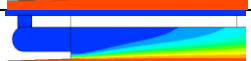

Таблица 3. Анализ результатов первой серии расчетов эффективности охлаждения.

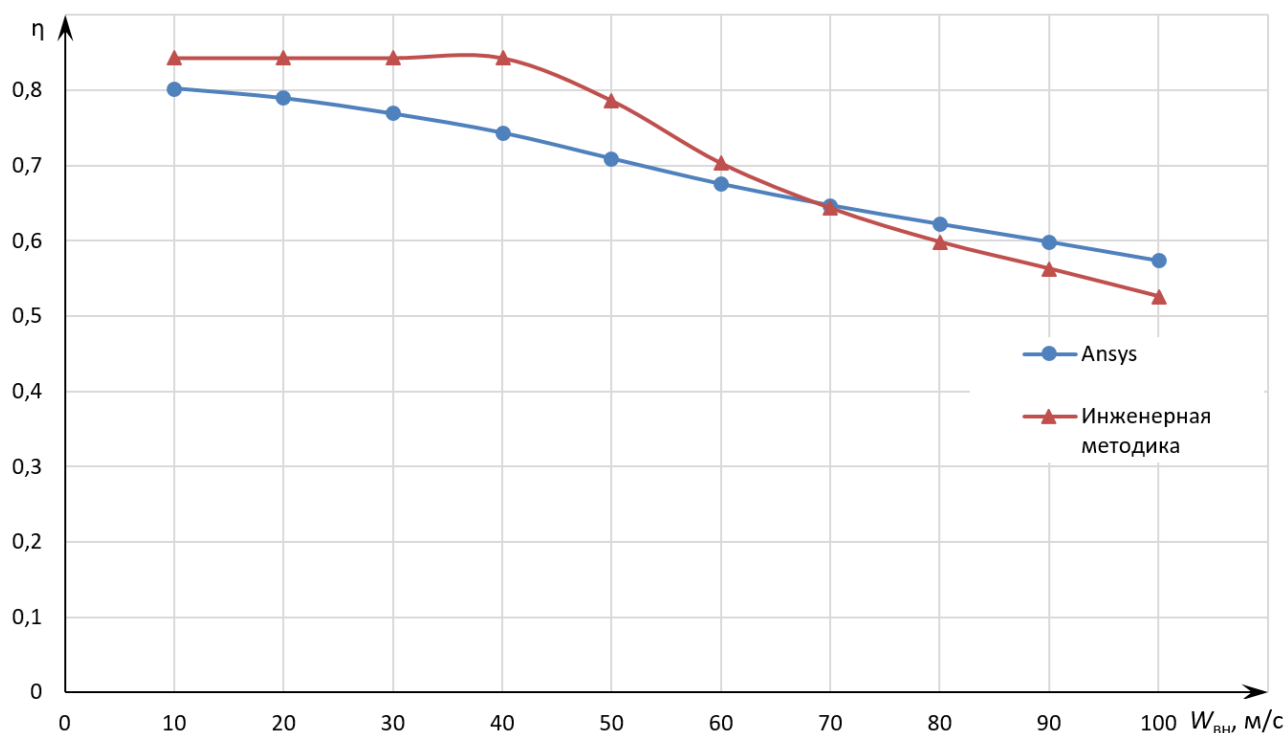
$p_{\text{нар}}, \text{МПа}$	m	η (инженерный расчет)	η (ANSYS CFX)	Относительная погрешность, %	Картина температурных полей вблизи стенки
1,7084	0,04	0,1445	0,1720	19,0323	
1,7086	0,05	0,1616	0,1772	9,6578	
1,7087	0,07	0,1925	0,1832	4,8057	
1,7089	0,09	0,2149	0,1965	8,5616	
1,7091	0,10	0,2304	0,2116	8,1470	
1,7099	0,19	0,3138	0,2952	5,9355	
1,7108	0,29	0,3952	0,3976	0,6074	
1,7117	0,42	0,4894	0,4998	2,1248	
1,7125	0,56	0,5832	0,6010	3,0652	
1,7134	0,70	0,6699	0,7024	4,8428	
1,7142	0,82	0,7439	0,8037	8,0386	
1,7151	0,92	0,8070	0,8665	7,3707	
1,7160	1,01	0,8648	0,9325	7,8255	

**Рисунок 8.** График изменения эффективности охлаждения в расчете с переменным давлением.

Сравнительный анализ результатов второй серии проведенных расчетов по инженерной методике и при помощи 3D численного моделирования приведен в Табл. 4 и на Рис. 9.

Таблица 4. Анализ результатов второй серии расчетов эффективности охлаждения.

$W_{\text{вн}},$ м/с	m	η (инженер- ный расчет)	η (ANSYS CFX)	Относитель- ная разница, %	Картина темпе- ратурных полей вблизи стенки
10	5,44	0,8432	0,8024	5,0828	
20	2,74	0,8432	0,7895	6,8075	
30	1,85	0,8432	0,7680	9,6578	
40	1,40	0,8433	0,7436	13,3984	
50	1,13	0,7865	0,7094	10,8613	
60	0,95	0,7032	0,6757	4,0772	
70	0,83	0,6435	0,6473	0,5947	
80	0,74	0,5985	0,6225	3,8556	
90	0,68	0,5630	0,5988	5,9733	
100	0,61	0,5261	0,5739	8,3243	

**Рисунок 9.** График изменения эффективности охлаждения в расчете с переменной скоростью.

Анализ результатов первой серии расчетов по обеим методикам показывает общую тенденцию к росту значений эффективности охлаждения с увеличением давления вторичного воздуха на выходе из расчетной зоны. При этом, показатель $m = \frac{\rho_{\text{щель}} W_{\text{щель}}}{\rho_{\text{вн}} W_{\text{вн}}} < 1,3$ при всех сочетаниях параметров, следовательно, формулу (1) корректно применять для всех расчетов. Наибольшее расхождение значений наблюдается при давлении $p_{\text{нар}} = 1,7084$ МПа (максимальная абсолютная разница составляет 0,0275, максимальная относительная – 19%) и при

$p_{\text{нар}} = 1,7160$ МПа (максимальная абсолютная погрешность – 0,0677, максимальная относительная погрешность – 7,8%).

Во второй серии расчетов с увеличением скорости по обеим методикам эффективность охлаждения снижается. Следует обратить внимание на то, что при значениях скорости внутри ЖТ от 10 до 40 м/с эффективность охлаждения, определенная по инженерной методике, почти не меняется, при 40 м/с появляется излом расчетной кривой, так как показатель $m = \frac{\rho_{\text{щель}} W_{\text{щель}}}{\rho_{\text{вн}} W_{\text{вн}}} > 1,3$ при скоростях газа более 40 м/с и формула для определения эффективности охлаждения имеет другой вид. При этом данные, полученные при помощи 3D-численного моделирования, показывают монотонное снижение эффективности охлаждения. При дальнейшем увеличении скорости результаты моделирования по обеим методикам дают качественно похожие значения эффективности охлаждения. Максимальная абсолютная разница составила 0,0997, максимальная относительная – 13%.

Заключение

В ходе проведения данного исследования были сравнены методики оценки эффективности охлаждения секции ЖТ при помощи инженерного расчета и расчета с применением программного комплекса Ansys. Проведено 10 расчетов с переменными скоростями газа внутри ЖТ и 13 расчетов с переменным давлением по обеим методикам. Анализ серии расчетов с переменным давлением вторичного воздуха на выходе из расчетной зоны показал, что эффективность охлаждения возрастает с увеличением давления вторичного воздуха. Результаты расчета по обеим методикам показывают качественное и количественное совпадение. Средняя относительная погрешность результатов 3D моделирования по сравнению с инженерной методикой расчета составила 6,92%. В серии расчетов с переменной скоростью внутри ЖТ наблюдается снижение эффективности охлаждения с увеличением скорости, где инженерный расчет демонстрирует почти неизменные значения эффективности в диапазоне скоростей от 10 до 40 м/с, с последующим изломом, который объясняется тем, что в зависимости от значения показателя m меняется формула для определения эффективности охлаждения. При скоростях более 40 м/с результаты расчета эффективности охлаждения по обеим методикам дают качественно схожие значения. Средняя относительная погрешность моделирования составила 6,86%.

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что результаты расчета по обеим методикам показывают количественное и качественное совпадение. Перспективы исследования заключаются в дальнейшем применении методики компьютерного 3D-численного моделирования для анализа более сложных моделей, уточнении результатов путем использования расчетной модели, более приближенной к реальности, и учете влияния лучистого теплообмена [20].

Литература:

1. Ахмедзянов Д.А., Кишалов А.Е. К вопросу об адекватности трехмерного газодинамического моделирования ГТД в современных программных комплексах // Вестник УГАТУ. 2008. № 1(26). С. 12–20. [Akhmedzyanov D.A., Kishalov A.E. On the issue of adequacy of three-dimensional gas-dynamic modelling gas turbine engine in the modern bundled software // Vestnik UGATU. 2008. No. 1(26). P. 12–20 (in Russian)].
2. Газоперекачивающие установки. АО «Объединенная двигателестроительная корпорация» [электронный ресурс]. [Gas pumping units. United Engine Corporation JSC [webpage] (in Russian; accessed: 10.10.2023)]. URL: <https://www.uecrus.com/products-and-services/products/gazoperekachivayushchie-ustanovki/gazoturbinnyy-privod-al-31ste2609/> (дата обращения: 10.10.2023).
3. Кишалов А.Е., Липатов В.Д. Автоматизированное проектирование конструкции основных узлов ТРДДФсм на примере двигателя семейства АЛ-31Ф // Вестник УГАТУ. 2020. № 4(90). С. 50–52. [Kishalov A.D., Lipatov A.E. Automated designing of the main unit construction of after-

- burning turbofan by means of an example of the AL-31F family engine // Vestnik UGATU. 2020. No. 4(90). P. 50–52 (in Russian)].
4. Вьюнов С.А., Гусев Ю.И., Карпов А.В. и др. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: учебник для вузов / под общ. ред. Д.В. Хрони́на. М.: Машиностроение, 1989. 368 с. [V'unov S.A., Gusev Yu.I., Karpov A.V., et al. / ed. By. D.V. Khronin. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 386 p. (in Russian)].
 5. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. / под ред. В.Е. Дорошенко. Пер. с англ. Москва: Мир, 1986. – 569 с. [Lefebvre A. Processes in combustion chambers of gas turbine engines / ed. by V.E. Doroshenko. M.: Mir, 1986. 569 p. (transl. to Russian)].
 6. Назаров А.П. Турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания АЛ-31Ф: учебное пособие. М.: Изд-во ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1987. 363 с. [Nazarov A.P. Turbofan engine with afterburner combustion chamber AL-31F: textbook. Moscow: Air Force Academy n.a. N.E. Zhukovsky, 1987. 363 p. (in Russian)].
 7. Кудоярова В.М., Кишалов А.Е. Решение прикладных задач теплообмена и гидрогазодинамики в пакете Ansys: учебное пособие. Уфа: УГАТУ, 2013. 219 с. [Kudoyarova V.M., Kishalov A.E. Solving of applied problems of heat transfer and fluid gas dynamics in the Ansys package: textbook. Ufa: Ufa State Aviation Technical University, 2013. 219 p. (in Russian)].
 8. Кишкин С.Т., Качанов Е.Б., Булыгин И.П. и др. Жаропрочные стали и сплавы. Сплавы на основе тугоплавких материалов / под общ. ред. Р.Е. Шалина. М.: ВИАМ, 1989. 566 с. [Kishkin S.T., Kachanov E.B., Bulygin I.P., et al. Heat-resistant steels and alloys. Alloys based on refractory materials / ed. by R.E. Shalin. Moscow: All-Russian Scientific Research Institute of Aviation Materials, 1989. 566 p. (in Russian)].
 9. Ахмедзянов Д.А., Кишалов А.Е., Богданов А.В., Липатов В.Д., Евдокимова И.И. Моделирование теплового состояния ГТУ в боксе // Вестник УГАТУ. 2023. Т. 27. № 1(99). С. 87–97. [Akhmedzyanov D.A., Kishalov A.E., Bogdanov A.V., Lipatov V.D., Evdokimova I.I. Simulation of thermal state of GTU in the test box // Vestnik UGATU. 2023. Vol. 27. No. 1(99). P. 87–97 (in Russian)].
 10. Клеванский В.М. Гидрогазодинамика: учебное пособие. Уфа: УГАТУ, 2010. 309 с. [Klevansky V.M. Hydrogasdynamics: textbook. Ufa: Ufa State Aviation Technical University, 2010. 309 p. (in Russian)].
 11. Митрофанов В.А., Раков Г.В., Рассохин В.А., Рудаков О.А., Сигалов Ю.В., Оленников С.Ю. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Основы теории и алгоритм расчета: учебное пособие. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2006. 258 с. [Mitrofanov V.A., Rakov G.V., Rassokhin V.A., Rudakov O.A., Sigalov Yu.V., Olennikov S.Yu. Combustion chambers of gas turbine engines. Fundamentals of the theory and calculation algorithm: textbook. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University, 2006. 258 p. (in Russian)].
 12. Фалалеев С.В. Конструкция ТРДДФ АЛ-31Ф: электрон. учеб. пособие [электронный ресурс]. [Falaleev S.V. Design of the AL-31F turbofan engine [webpage] (in Russian; accessed: 10.10.2023)]. URL: <https://repo.ssau.ru/handle/Uchebnye-izdaniya/Konstrukciya-TRDDF-AL-31F-Elektronnyi-resurs-uchebnoe-posobie-73319> (дата обращения: 10.10.2023).
 13. Павлов Е.С., Кишалов А.Е. Исследование сеточной сходимости при моделировании процесса горения в горелке ГМ-10 // Вестник УГАТУ. 2023. Т. 27. № 1(99). С. 106–115. [Pavlov E.S., Kishalov A.E. Investigation of grid convergence in modeling the combustion process in the GM-10 burner // Vestnik UGATU. 2023. Vol. 27. No. 1(99). P. 106–115 (in Russian)].
 14. Бакланов А.В., Сабирзянов А.Н., Тихонов О.А. Изменение профиля температуры на выходе камеры сгорания ГТД при численном моделировании рабочих процессов с учетом сопряженного теплообмена через стенку. В сб.: Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей: сб. тезисов XI Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, г. Самара, 26–27 сентября 2019 г. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2019. С 40–42. [Baklanov A.V., Sabirzyanov A.N., Tikhonov O.A. Change in the temperature profile at the outlet of the gas turbine engine combustion chamber during numerical modeling of working processes taking into account conjugate heat transfer through the wall. In: Combustion, heat transfer and ecology processes of

heat engines: Collection of abstracts of the 11th All-Russian Scientific and Technical Conference with International Participation, Samara, September 26-27, 2019. Samara: Publishing House of Samara University, 2019. P. 40–42 (in Russian)].

15. Кишалов А.Е., Липатов В.Д., Соловьев П.В. Моделирование камер сгорания современных турбореактивных двухконтурных двигателей с форсажной камерой и смешением потоков и наземных энергоустановок при помощи экспертной системы // Известия вузов. Авиационная техника. 2021. № 1. С. 141–145. [Kishalov A.E., Lipatov V.D., Solov'ev P.V. Simulation of combustion chambers for modern afterburning turbofans and ground power plants using an expert system // Izvestiya Vuzov. Aviatсионnaya Tekhnika. 2021. No. 1. P. 141–145 (in Russian)].

16. Сергель О.С. Прикладная гидрогазодинамика: учебник для авиац. вузов. М.: Машиностроение, 1981. 374 с. [Sergel O.S. Applied hydrogasdynamics: textbook for aviation universities. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 374 p. (in Russian)].

17. ANSYS CFX Tutorials. ANSYS, Inc. [webpage]. URL: http://iepoi.fs.um.si/upload/editor/lesnik/tutoriali_manuali/ANSYS%20CFX%20Tutorials.pdf (accessed: 10.10.2023).

18. Процесс построения сетки в ANSYS Meshing. Новосибирский государственный технический университет [электронный ресурс]. [The mesh generation process in ANSYS Meshing. Novosibirsk State Technical University. [webpage] (in Russian; accessed: 10.10.2023)]. URL: https://www.google.com/url?sa=t&source=web&rct=j&opi=89978449&url=https://dispace.edu.nstu.ru/didesk/file/get/407696&ved=2ahUKEwjpv5QIPmPAxWGQ_EDHSDgLEEQFnoECB8QAAQ&u sg=AOvVaw0HnmZp3KP21bqrobyny8Gf (дата обращения: 10.10.2023).

19. Бакланов А.В., Маркушин А.Н. Этапы создания и доводки камеры сгорания ГТУ на базе конвертированного авиационного газотурбинного двигателя. В сб. Процессы горения, теплообмена и экологии тепловых двигателей: сб. тезисов XI Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, г. Самара, 26–27 сентября 2019 г. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2019. С 90–92. [Baklanov A.V., Markushin A.N. Stages of creation and refinement of the combustion chamber of a gas turbine unit based on a converted aircraft gas turbine engine. In: Combustion, heat transfer and ecology processes of heat engines: Collection of abstracts of the 11th All-Russian Scientific and Technical Conference with International Participation, Samara, September 26-27, 2019. Samara: Publishing House of Samara University, 2019. P. 90–92 (in Russian)].

20. Kishalov A.E., Lipatov V.D., Soloviev P.V. Modeling and computer-aided design of combustion chambers for aircraft engines and gas turbine plants using an expert system // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1679. P. 022040.

Об авторах:

КИШАЛОВ Александр Евгеньевич, доц, преподаватель каф. авиационных двигателей УУНиТ. Дипл. инж. по авиационным двигателям и энергетическим установкам (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук. по тепловым, электроракетным двигателям и энергоустановкам летательных аппаратов (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. рабочих процессов в авиационных ГТД на установившихся и неуставившихся режимах, разработки математических моделей сложных теоретических объектов, САПР авиационных ГТД.

ЧЕГОДАЕВА Полина Дмитриевна, студент 4го курса ФАДЭТ.

Metadata:

Title: Evaluation Methodologies for Film Cooling Effectiveness in Combustion Chamber Flame Tube Sections.

Author 1: Alexander Evgenievich Kishalov, Cand. Tech. Sci. in thermal, electrical rocket engines and power plants of aircraft (Ufa State Aviation Technical University, 2010). Assoc. Prof., Lecturer of the Department of Aviation Engines, Ufa University of Science and Technology, kishalov@ufanet.ru

Author 2: Polina Dmitryevna Chegodaeva, 4rd year student, Ufa University of Science and Technology, p.d.chegodaeva@gmail.com.

Abstract: Design of combustion chambers of modern gas turbine power plants involves addressing inherently conflicting requirements, including reliability, operational efficiency, and reduced emissions. Advanced three-dimensional numerical simulation technologies offer the potential to partially supplant experimental testing while substantially enhancing its scope. However, the confident application of simulation-derived data in the design of complex engineering assemblies necessitates rigorous validation of the computational models employed. This study investigates film cooling mechanisms within the gas turbine flame tube through three-dimensional numerical simulations and contrasts the computational outcomes with conventional engineering methodologies.

Keywords: flame tube; combustion chamber; cooling efficiency; film-cooling; gas turbine power plant.