

УДК 621.438.001.57:629.7.036.3:536.242

Д.Д. ЮРЧЕНКО, П.Г. КРУКОВСКИЙ

Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина

АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТКИ ГТД НА ОСНОВЕ ТРЕХМЕРНОЙ CFD-МОДЕЛИ В СОПРЯЖЕННОЙ ПОСТАНОВКЕ

Представлены результаты разработки, верификации, идентификации и использования трехмерной CFD-модели гидродинамики и теплообмена охлаждаемой лопатки ГТД и цилиндрического канала с внутренними интенсификаторами в сопряженной постановке для анализа гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения лопатки и получения новой критериальной зависимости для расчета теплообмена в канале для отсутствующих в литературе диапазонов геометрических параметров интенсификаторов $d/D = 0,82$; $t/D = 0,7$ и чисел $Re = 4500 \div 17000$. Приведены результаты удовлетворительного согласования (не более 11,6%) полученной с помощью вычислительного эксперимента зависимости с результатами CFD-анализа теплообмена в прямолинейных участках канала охлаждения лопатки. Рассматривается методика получения критериальных зависимостей с помощью CFD-моделей и вычислительного эксперимента.

охлаждаемая лопатка ГТД, канал охлаждения лопатки, цилиндрический канал с интенсификаторами теплообмена, гидродинамика, теплообмен, вычислительный эксперимент

Введение

В опубликованных ранее авторами работах [1 – 3], была разработана и исследована трехмерная CFD-модель охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке. Детальный анализ теплообмена в межлопаточном канале и теплового состояния лопатки ГТД в сопряженной стационарной постановке приведен в [1], а в работе [2] – анализ гидродинамики и гидравлический расчет канала охлаждения лопатки ГТД. В работе [3] проведена предварительная верификация теплообмена в канале охлаждения лопатки ГТД.

Общий вид лопатки и канала ее охлаждения, снабженного интенсификаторами теплообмена, представлены на рис. 1.

Лопатку ГТД со стороны межлопаточного канала обтекает горячий рабочий газ с температурой торможения 1229К, давлением торможения $3,786 \cdot 10^5$ Па. На вход в канал охлаждения лопатки ГТД воздух поступает с температурой 565К, и давлением $1,998 \cdot 10^5$ Па. Расход воздуха в системе охлаждения составляет $G = 4,55 \cdot 10^{-4}$ кг/с.

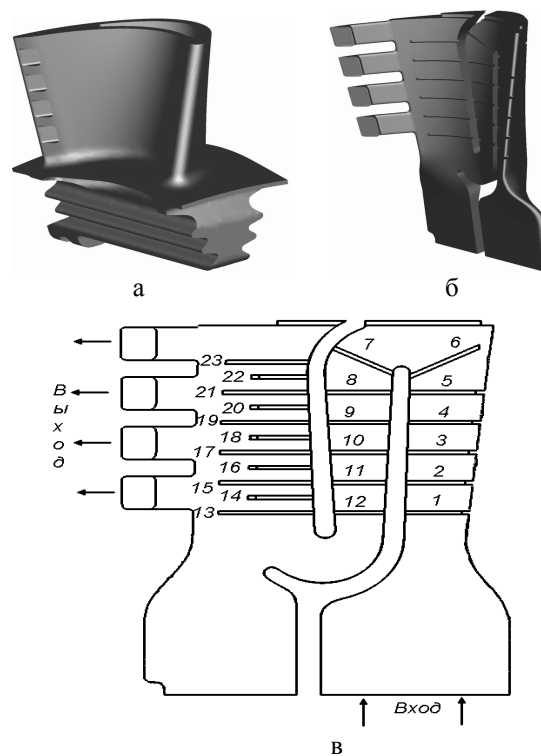


Рис. 1. Общий вид охлаждаемой лопатки (а), канала охлаждения (б) и схемы канала охлаждения (в); цифрами пронумерованы интенсификаторы теплообмена вдоль тракта канала охлаждения по ходу охлаждающего воздуха

В рассматриваемом канале охлаждения лопатки, имеют место следующие геометрические и режим-

ные параметры: $d/D = 0,82$; $t/D = 0,71$; $Re = 4990$, где d – внутренний гидравлический диаметр канала охлаждения по кромке интенсификатора, D – внутренний гидравлический диаметр канала охлаждения по гладкой поверхности, t – период интенсификаторов (рис. 2, а, б).

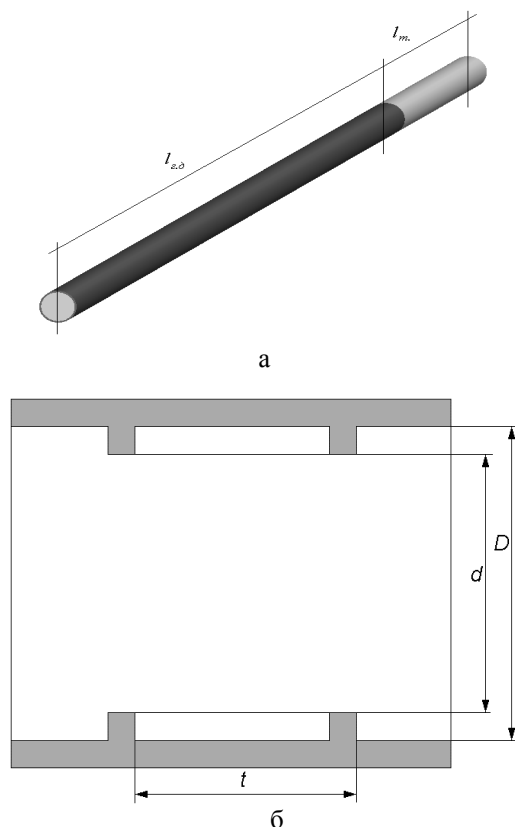


Рис. 2. Геометрическая модель цилиндрического канала (а) и продольное сечение канала на участке l_m в районе соседних интенсификаторов (б)

Следует отметить, что в работе [3] определяющей температурой для расчета значений коэффициентов теплоотдачи в канале охлаждения лопатки была температура на входе в канал, равная 565К, и сравнение коэффициентов теплоотдачи производилось с данными по теплообмену на плоской пластине, которые справедливы только для гладкой поверхности канала охлаждения лопатки ГТД. Сравнение производилось также и с зависимостью работы [4], при этом ее необходимо было экстраполировать по Re в неисследованную область. Авторы [4] проводили эксперименты на цилиндрическом канале с внутренними интенсификаторами теплообмена,

выполненными методом накатки в следующем диапазоне геометрических и режимных параметров: $d/D = 1,0 \div 0,88$; $Re = 10^4 \div 4 \cdot 10^5$; $t/D = 0,25 \div 1,0$. Сопоставив эти параметры с параметрами канала охлаждения лопатки ГТД видно, что число Re и отношение d/D в канале охлаждения лопатки ГТД не входит в диапазон параметров экспериментальных исследований [4].

В литературе также имеются результаты экспериментальных исследований [5], полученных на канале прямоугольного сечения с поперечными интенсификаторами теплообмена в диапазон режимных и геометрических параметров: $d/D = 0,987 \div 0,874$; $t/D = 0,21 \div 2,52$; $Re = 7000 \div 90000$, которые также не охватывают значения параметров, имеющих место в канале охлаждения рассматриваемой лопатки. Так как диапазон геометрических и режимных параметров экспериментальных исследований [4] и [5] (далее будем рассматривать только [4]) не охватывает параметры канала охлаждения рассматриваемой лопатки то верификация трехмерной CFD-модели теплового состояния лопатки по теплообмену в канале охлаждения, проведенная в [3], не является строгой.

Таким образом, актуальной задачей является получение критериальной зависимости расчета теплообмена для параметров канала охлаждения лопатки ГТД. Получение такой критериальной зависимости авторы предлагают выполнить с помощью вычислительного эксперимента.

Целью работы является разработка, верификация, идентификация и использование трехмерной CFD-модели гидродинамики и теплообмена цилиндрического канала с внутренними интенсификаторами в сопряженной постановке с целью получения критериальной зависимости по расчету теплообмена в канале для отсутствующих в литературе диапазонов геометрических параметров интенсификаторов $d/D = 0,82$; $t/D = 0,7$ и чисел $Re = 4500 \div 17000$, а также сравнение по теплообмену этой зависимости с

результатами анализа теплообмена в канале охлаждения лопатки ГТД с помощью разработанной ранее авторами трехмерной CFD-модели охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке.

1. Разработка модели цилиндрического канала

Была разработана CFD-модель цилиндрического канала с интенсификаторами теплообмена, геометрические и режимные параметры которого входят в область экспериментальных исследований [4], а именно (рис. 2):

$$\begin{aligned} D &= 2,8 \text{ мм}; d = 2,52 \text{ мм}; \\ t &= 2,8 \text{ мм}; \text{Re} = 10000 \div 20000; \\ d/D &= 0,9; t/D = 1. \end{aligned}$$

В соответствии с [4] рассматриваемый канал имеет начальный участок гидродинамической стабилизации $l_{z.d.}$ длиной $50 \cdot D$, чтобы обеспечить соответствующий профиль скорости на входе в рабочий участок термической стабилизации l_m , оснащенный интенсификаторами теплообмена. Участок термической стабилизации l_m имеет длину $15 \cdot D$ (рис. 2). В канале течет воздух (принята модель идеального несжимаемого газа), температура на входе в канал 565K и давление $2,5 \text{ атм}$. На входе в канал задается скорость и температура, исходя из необходимого числа Re .

На выходе из канала задано условия свободного выхода воздуха в атмосферу.

На внешней поверхности цилиндрического канала в зоне l_m (рис. 2, а) подводится тепловой поток $200000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Интенсификаторы (15 шт.) располагаются только в зоне подвода тепла l_m , где и проводилось осреднение коэффициента теплоотдачи. Трехмерная CFD-модель гидродинамики и теплообмена в сопряженной постановке для описанного выше цилиндрического канала была разработана в среде программы STAR-CD [6]. Общее количество расчетных ячеек модели составляло 800 тысяч.

2. Верификация и идентификация модели цилиндрического канала

Первым этапом верификации модели гидродинамики и теплообмена цилиндрического канала было сравнение коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности *гладкого канала*, полученных при помощи рассмотренной выше CFD-модели, с имеющимися в литературе данными [12]

$$\text{Nu} = 0,018 \cdot \text{Re}^{0,8}, \quad (1)$$

и поправкой на ε_l [13], учитывающей начальную степень турбулизации потока

$$\varepsilon_l = \frac{1,35 + 0,04 \cdot Tu}{(x/d)^{0,17 + 0,006 \cdot Tu}}, \quad (2)$$

где x – линейное расстояние от начала обогреваемого участка [м]; Tu – степень турбулентности на выходе в обогреваемый участок [%].

Изменение коэффициента теплоотдачи вдоль обогреваемого участка, полученное при помощи разработанной CFD-модели для гладкого цилиндрического канала и рассчитанное при помощи зависимости (1) с учетом поправки (2), представлены на рис. 3. Максимальное расхождение составило $8,75\%$, что показывает хорошую адекватность модели и дает основание перейти к анализу цилиндрического канала с внутренними интенсификаторами теплообмена.

Была проведена идентификация модели турбулентности путем перебора следующих моделей: SST [7], V2F [8] и $k - \varepsilon$ [9] со следующими моделями пристеночной области: LowRe [9], Hybrid [10], Two Layer [11], которые реализованы в программе STAR-CD, по критерию минимального расхождения среднего коэффициента теплоотдачи, полученного при помощи CFD-модели, и экспериментальным [4].

Наиболее подходящей оказалась $k - \varepsilon$ модель с моделью пристеночной области Hybrid. Остальные модели давали отклонения в $1,5 - 2,5$ раза. Были выбраны также оптимальные параметры расчетной сетки.

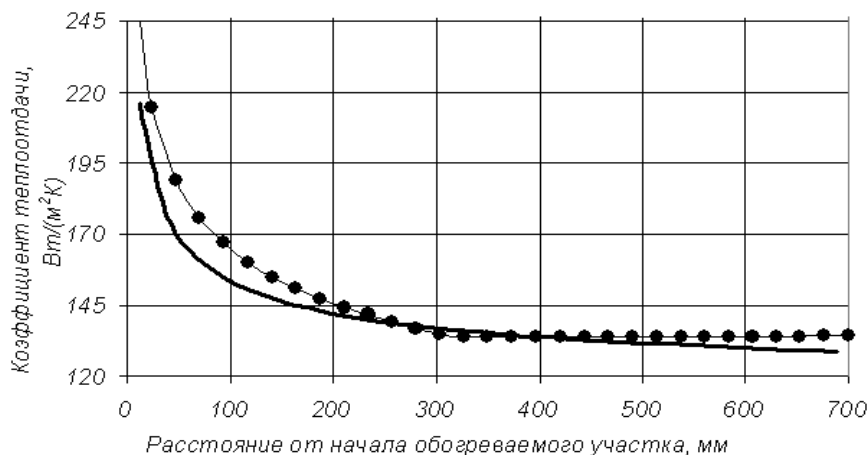


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи в зоне неразвитого термического пограничного слоя; толстая линия – кривая, полученная с помощью CFD-модели, тонкая линия с точками – по зависимостям (1) – (2)

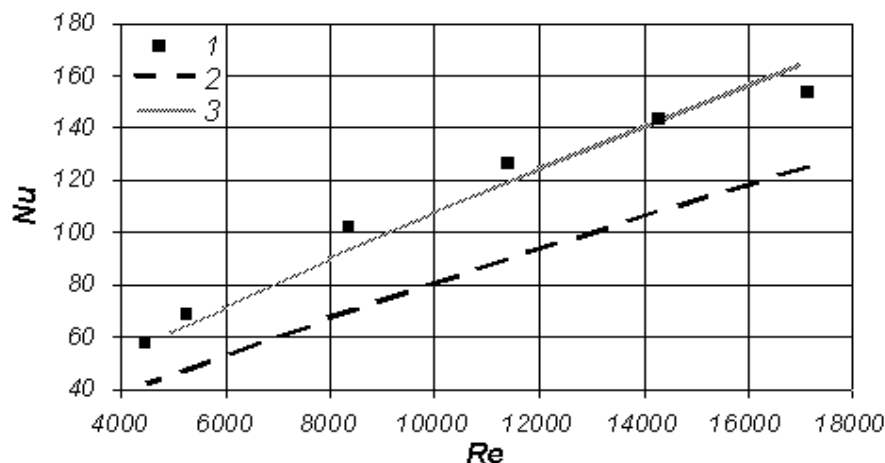


Рис. 4. Зависимость числа Nu от числа Re для расширенного диапазона геометрических и режимных параметров:
1 – точки, полученные с помощью CFD-модели и вычислительного эксперимента;
2 – экстраполяция экспериментальных данных [4];
3 – аппроксимация данных (1) по методике [12]

3. Получение новой инженерной зависимости для теплообмена в канале

На рис. 4 (точки 1 и кривая 3) представлена новая зависимость для числа Nu от числа Re для расширенного диапазона геометрических и режимных параметров цилиндрического канала:

$$d/D = 0,82; t/D = 0,71;$$

$$Re = 4500 \div 17000,$$

полученная с помощью разработанной CFD-модели,

вычислительного эксперимента и методики получения критериальных зависимостей [12]

$$Nu = 0,068 \cdot Re^{0,8}. \quad (3)$$

Кривая (2) дает экстраполяцию экспериментальных данных [4] в исследуемую по числу Re и по соотношению d/D область, кривая (3) получена по точкам (1) и методике, изложенной в [12].

Из рис. 4 можно видеть, что максимальное отклонение между кривыми 3 и 2 составляет 30%.

4. Сравнение по теплообмену зависимости и CFD-модели лопатки ГТД

По результатам анализа трехмерной CFD-модели лопатки ГТД в сопряженной постановке [3] при $Re = 4955$ было получено число $Nu = 44,03$, осредненное по девятому периоду интенсификаторов для второго хода канала охлаждения (рис. 1, в). Воспользовавшись полученной критериальной зависимостью (3) с учетом влияния неполноты перекрытия периметра интенсификаторами, получим число $Nu = 38,9$.

Отличие между числами Nu составляет 11,6%, в то время, как [4] дает отличие в 28,9%, а экстраполяция зависимости работы [5] дает отличие в 37,9%. Очевидно, что результат, полученный при помощи полученной критериальной зависимости является гораздо точнее.

Имеющееся отличие в 11,6% можно отнести на счет следующих причин:

- исследуемая область канала охлаждения лопатки ГТД находится в непосредственной близости от первого поворота канала охлаждения, который приводит к дополнительной турбулизации потока и полному срыву нарастающего пограничного слоя, что влияет на теплоотдачу;

- форма канала охлаждения реальной лопатки ГТД имеет закрученную трехмерную структуру и соответственно вызывает закрученность потока в отличие от цилиндрического канала с интенсификаторами, в котором наблюдается осесимметричное течение в ядре потока, что также будет влиять на теплоотдачу.

Таким образом, методика получения критериальных зависимостей типа (3) с помощью CFD-моделей и вычислительного эксперимента состояла в следующем:

1. Строится CFD-модель гидродинамики и теплообмена в сопряженной постановке для рабочего участка, наиболее близкого к исследуемому и для которого в литературе имеются критериальные за-

висимости по теплообмену типа (1) или другие экспериментальные данные.

2. Производится верификация и, если нужно, идентификация параметров и структуры построенной CFD-модели в диапазоне имеющихся экспериментальных данных.

3. Проводится ряд вычислительных экспериментов в расширенном диапазоне геометрических и режимных параметров рабочего участка при условии, что режим течения остается неизменным.

4. Строится новая критериальная зависимость по методике, изложенной в [12], которая потенциально может использоваться для практических инженерных расчетов.

В результате получаем новую критериальную расчетную зависимость, работающую в расширенном диапазоне режимных и геометрических параметров исследуемых рабочих участков, достоверность которой при любой возможности желательно подтвердить экспериментально.

Выводы

1. Разработана, верифицирована, идентифицирована и использована трехмерная CFD-модель гидродинамики и теплообмена цилиндрического канала с внутренними интенсификаторами в сопряженной постановке для получения новой критериальной зависимости $Nu = 0,068 \cdot Re^{0,8}$ по расчету теплообмена в канале для отсутствующих в литературе диапазонов геометрических параметров интенсификаторов $d/D = 0,82$; $t/D = 0,7$ и чисел $Re = 4500 \div 17000$.

2. Произведено сравнение по теплообмену этой зависимости с результатами анализа теплообмена в канале охлаждения лопатки ГТД с помощью разработанной ранее авторами трехмерной CFD-модели охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке, отклонение составило 11,6%.

3. В результате идентификации выбрана $k - \epsilon$ модель турбулентности с Hybrid моделью присте-

ночной области, и расчетная сетка, содержащая по высоте пограничного слоя 10 ячеек, между интенсификаторами 44 ячейки, а в радиальном направлении 48 ячеек.

4. Предложена методика получения критериальных зависимостей для расширенных диапазонов геометрических и режимных параметров исследуемых рабочих участков при помощи CFD-моделей гидродинамики и теплообмена в сопряженной постановке для рабочих участков и вычислительного эксперимента.

Литература

1. Круковский П.Г., Юрченко Д.Д., Полубинский А.С., Яцевский В.А. Тепловое состояние охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке (3-D CFD-модель и ее верификация) // Вестник двигателестроения. – 2005. – № 2. – С. 106-111.
2. Юрченко Д.Д., Круковский П.Г., Чепаскина С.М. Трехмерный CFD-анализ гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения рабочей лопатки ГТД в сопряженной постановке (Ч. 1. Гидродинамика) // Промышленная теплотехника. – К., 2005. – № 5, т. 27. – С. 18-28.
3. Юрченко Д.Д., Круковский П.Г. Трехмерный CFD-анализ гидродинамики и теплообмена в канале охлаждения рабочей лопатки ГТД в сопряженной постановке (Часть 2. Теплообмен) // Промышленная теплотехника. – К., 2005. – № 6, т. 27. – С. 16-26.
4. Интенсификация теплообмена в каналах/ Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 205 с.
5. Han J.C. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls // Heat Transfer. – 1984. – Vol. 106. – P. 774-781.
6. STAR-CD version 3.15, Methodology, CD Adapco Group, Computational Dynamics Limited, 2001.
7. Menter F.R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows, Proc. 24th Fluid Dynamics Conf., Orlando, Florida, USA, No. AIAA 93-2906, 1993.
8. Durbin P.A. Separated flow computations with the $k-\varepsilon-v_2$ model // AIAA Journal. – 1995. – 33(4). – P. 659- 664.
9. Lien F.S., Chen W.L., Leschziner M.A. Low-Reynolds-Number Eddy-Viscosity Modelling Based on Non-Linear Stress-Strain/Vorticity Relations, Proc. 3rd Symp. on Engineering Turbulence Modelling and Measurements, Crete, Greece, 1996.
10. Rung T. Formulierung universeller Wandrandbedingungen für Transportgleichungsturbulenzmodelle, Institutsbericht Nr. 02/99, Hermann-Föttinger-Institut für Strömungsmechanik, Technische Universität Berlin, 1999.
11. Wolfshtein M. The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient, Int. J. Heat Mass Transfer, 1969, 12, P. 301-318.
12. Исаченко В.П. Теплопередача: Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1975. – 322 с.
13. ЦКТИ – ИТТФ АН УССР. Руководящие указания. Расчетные и экспериментальные методы определения теплового состояния основных узлов газовых турбин с воздушным охлаждением. – Л., 1972. – Вып. 29. – 224 с.

Поступила в редакцию 31.05.2006

Рецензент: д-р техн. наук Б.Д. Билека, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев.